

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адмірала МАКАРОВА
ХЕРСОНСЬКА ФІЛІЯ**

К.В.Луняка, Б.В.Димо, Н.Б.Андрєєва, І.В.Калініченко

**РОЗРАХУНКИ
з дисципліни**

Теплотехнологічні процеси та установки

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»



Херсон – 2018

УДК 621.311.22.001.63 (075.8)

ББК 31.391я7

Р 64

АВТОРИ:

К.В.Луняка, д.т.н., професор (гл. 1, розд. 1.1, гл. 2, гл. 3), Б.В.Димо, к.т.н., професор (гл. 4), Н.Б.Андрєєва, к.т.н., доцент (гл. 1, розд. 1.2, гл. 5), І.В.Калініченко, інженер (глава 6).

РЕЦЕНЗЕНТИ:

- М.І. Радченко, д.т.н., професор, завідувач кафедрою кондиціювання та рефрижерації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
- Д.О. Дмитрієв, д.т.н., професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу Херсонського Національного технічного університету
- С.А. Русанов, к.т.н., доцент кафедри транспортних систем і технічного сервісу Херсонського Національного технічного університету

*Рекомендовано вченою радою
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
(протокол № 8 від 30.08.2018 р.)*

Луняка К.В., Димо Б.В., Андрєєва Н.Б.,
Р 64 Калініченко І.В. Розрахунки з дисципліни «Тепло-
технологічні процеси та установки». Навчальний
посібник. – Херсон: ХНТУ, 2018. – 166 с.

ISBN 978-966-2207-62-0

Навчальний посібник призначений для вивчення курсу «Теплотехнологічні процеси та установки» студентами спеціальності «Теплоенергетика». У посібнику наведені необхідні теоретичні відомості, схеми та приклади розрахунків основних видів теплотехнологічного обладнання – теплообмінників, випарних апаратів, сушарок та елементів холодильних машин. У додатках вказані правила оформлення курсових проектів та необхідні довідкові матеріали

УДК 621.311.22.001.63 (075.8)

ББК 31.391я7

© Луняка К.В., Димо Б.В.,
Андрєєва Н.Б., Калініченко І.В.
© НУК ім. адм. Макарова, 2018.

ISBN 978-966-97799-4-6

ВСТУП

До теплотехнологічних процесів слід віднести:

- нагрівання, охолодження до звичайних температур та конденсацію, які проводяться у теплообмінних апаратах;
- процеси випарювання та кристалізації, для проведення яких потрібне нагрівання або охолодження (тому теплообмінні апарати є складованими частинами випарних або кристалізаційних установок);
- сушіння;
- охолодження до низьких температур.

Дисципліна «Теплотехнологічні процеси та установки» є однією з базових у структурі підготовки фахівців спеціальності 144 – «Теплоенергетика». Вона вивчається у восьмому семестрі й опирається на фундаментальні дисципліни – фізику, математику та дисципліни загальноінженерної підготовки – теоретичні основи теплотехніки, тепломасообмін, технічна термодинаміка та ін.

Навчальним планом дисципліни «Теплотехнологічні процеси та установки» окрім лекцій передбачається проведення практичних занять і виконання курсового проекту, що пов'язано з розрахунками обладнання.

У другій половині ХХ сторіччя склалася потужна школа в галузі вивчення теплових процесів та обладнання для їх проведення. Не можна не назвати прізвищ вчених, які заклали вітчизняну наукову базу для практичного використання теорії теплових процесів у проектуванні теплотехнологічного обладнання різних галузей промисловості. Це А.Г.Касаткін, К.Ф.Павлов, П.Г.Романков, А.О.Носков, Ю.І.Дитнерський, А.А.Лашинський, А.Р.Толчинський та багато інших. Їхні твори взяті за основу при створенні цього посібника, укладачі якого здійснили вибір найбільш важливих питань для підготовки студентів спеціальності 144 – «Теплоенергетика» у Національному університеті кораблебудування, переклали матеріал на українську мову та оновили його у відповідності з сучасними можливостями.

У даному посібнику наведені необхідні теоретичні відомості, схеми та приклади розрахунків основних видів теплотехнологічного обладнання – теплообмінників, випарних апаратів, сушарок та елементів холодильних машин. Наявність багатьох прикладів дає можливість студентам ознайомитись з визначенням основних величин, що використовуються при проектуванні; розбираючи наведені приклади рішення задач, студент може знайти потрібний йому розрахунок. У додатках вказані правила оформлення курсових проектів та необхідні довідкові матеріали.

Посібник може використовуватись на практичних заняттях, при рішенні контрольних задач, виконанні курсового і окремих розділів дипломного проекту.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ І ФОРМУЛИ, ПОТРІБНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1. Рівняння *теплопровідності* для сталого теплового потоку через одношарову плоску стінку:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_z - t_x}{r} = \frac{\lambda}{\delta} (t_z - t_x), \quad (1.1)$$

де q – питомий тепловий потік (питоме теплове навантаження), Вт/м²;

Q – тепловий потік (витрата тепла), Вт;

F – площа поверхні теплообміну*, м²;

t_z та t_x – температури гарячої та холодної поверхні стінки, К або °С;

$r = \frac{\lambda}{\delta}$ – термічний опір теплопровідності стінки, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

δ – товщина стінки, м.

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через багатошарову плоску стінку:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_z - t_x}{\sum r} = \frac{t_z - t_x}{\frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} + \dots}. \quad (1.2)$$

Для циліндричної одношарової стінки середня площа:

$$F_{\text{сер}} = \pi d_{\text{сер}} L = \frac{\pi (d_2 - d_1) L}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (1.3)$$

де d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри, м;

L – довжина циліндру, м.

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через одношарову циліндричну стінку:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_z - t_x) F_{\text{сер}} = \frac{2\pi\lambda(t_z - t_x)L}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (1.4)$$

Якщо відношення $d_2/d_1 \leq 2$, то з достатньою точністю середню площу одношарової циліндричної стінки можна розрахувати за рівнянням:

У даному курсі ми зустрічаємося з різними площами. Тому для площі поверхні теплообміну приймемо позначення F , для площі перерізу – f , площу під кривою на графіку при графічному визначенні коефіцієнта тепловіддачі позначимо S .

$$F_{сер} = \frac{\pi(d_2 - d_1)L}{2}. \quad (1.5)$$

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через багат шарову циліндричну стінку:

$$Q = \frac{2\pi L(t_z - t_x)}{\sum \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_3}{d_2}} = \frac{2\pi L(t_z - t_x)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots}, \quad (1.6)$$

де d_2 і d_3 – внутрішній і зовнішній діаметри кожного циліндричного шару [2, 3, 7].

2. У табл. 1.1 наведені критерії подібності, що використовуються при розрахунках теплових процесів (див. також табл. 1.2). Перелік основних випадків *тепловіддачі* й відповідні розрахункові критеріальні рівняння наведені у табл. 1.3.

Таблиця 1.1

Деякі критерії подібності

Критерій Архімеда характеризує співвідношення між архімедовою силою, обумовленою різницею густин в окремих областях системи, і в'язкими силами в основному потоці	$Ar = \frac{d^3(\rho - \rho_c)\rho_c g}{\mu_c^2}$
Критерій Галілея характеризує відношення сил тяжіння і тертя у потоці	$Ga = \frac{gl^3\rho^2}{\mu^2} = \frac{gl^3}{\nu^2}$
Критерій Грасгофа характеризує відношення сил тертя і підйомної сили, обумовленої різницею густин в окремих точках неізотермічного потоку	$Gr = Ga\beta\Delta t = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta\Delta t$
Критерій Гухмана (параметричний)	$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c}$
Критерій Ейлера є мірою відношення сил тиску й інерції у потоці	$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$
Критерій Лященко	$Ly = \frac{w_{oc}^3 \rho_c^2}{\mu_c(\rho - \rho_c)g}$
Критерій Нуссельта характеризує інтенсивність переходу тепла на границі потік – стінка	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$
Критерій Прандтля характеризує відношення в'язкісних і температуропровідних властивостей теплоносія	$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$
Критерій Рейнольдса характеризує відношення сил інерції і тертя у потоці	$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{wd}{\nu}$

Таблиця 1.2

Величини, що входять у рівняння для критеріїв подібності, та їхні одиниці виміру

Величина	Одиниця виміру
α – коефіцієнт тепловіддачі	Вт/(м ² ·К)
β – коефіцієнт об'ємного розширення	К ⁻¹
ρ – густина	кг/м ³
λ – коефіцієнт теплопровідності	Вт/(м·К)
Δt – різниця температур стінки й рідини (або навпаки)	К
μ – динамічний коефіцієнт в'язкості	Па·с
ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості	м ² /с
$a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коефіцієнт температуропровідності	м ² /с
c – питома теплоємність (при постійному тиску)	Дж/кг·К
g – прискорення вільного падіння	м/с ²
$L(l)$ – визначальний геометричний розмір (для кожної формули вказується, який розмір є визначальним)	м
w – швидкість	м/с
r – теплота пароутворення	Дж/кг

Таблиця 1.3

Розрахункові формули для визначення критерію Нуссельта для різних випадків

Режим руху	Критеріальне рівняння	Примітка
Розвинений турбулентний рух в прямих трубах і каналах	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_l$	
Перехідна область	$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}$	
Ламінарний рух в прямих трубах і каналах	$Nu = 1,4 \left(Re \frac{d}{L} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Gr \ll 4ReNu,$ $Re > 10, \frac{L}{d} > 10$
	$Nu = 4 \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Re \frac{d}{L} Pr^{5/6} < 15$
Поперечне обтікання пучка гладких труб	$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi$	$Re < 1000$, коридорні і шахові пучки
	$Nu = 0,22 Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi$	$Re > 1000$, коридорні пучки
	$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi$	$Re > 1000$, шахові пучки
Те ж саме для повітря	$Nu = 0,356 Re^{0,6} \varepsilon_\varphi$	$Re > 1000$, шахові пучки

При русі теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубчастих теплообмінників з сегментними перегородками	$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Re \geq 1000$
	$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Re < 1000$
Обтікання пучка труб с поперечними ребрами	$Nu = C \left(\frac{d}{l} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14} Re^n Pr^{0,4}$	
Течія уздовж плоскої поверхні	$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Re < 5 \cdot 10^5$, ламінарна течія
	$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	$Re > 5 \cdot 10^5$, турбулентна течія
	$Nu = 0,032 Re^{0,8}$	Для повітря
Вільний рух (вільна конвекція)	$Nu = 0,5 (Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	Зовні горизонтальних труб при $10^3 < Gr Pr < 10^9$
	$Nu = 0,76 (Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	Для вертикальних поверхонь, плоских и циліндричних, $10^3 < Gr Pr < 10^9$
	$Nu = 0,15 (Gr Pr)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$	Для вертикальних поверхонь, плоских і циліндричних, $Gr Pr > 10^9$
Стікання рідкої плівки по вертикальній поверхні	$Nu = 0,01 (Ga Pr Re)^{1/3}$	$Re > 2000$ (турб.)
	$Nu = 0,67 (Ga^2 Pr^3 Re)^{1/9}$	$Re < 2000$ (лам.)
Перемішування рідин мішалками	$Nu = C Re^m Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} \Gamma^{-1}$	Для апаратів з оболонками: $C = 0,36, m = 0,67$; Для апаратів зі зміювиками: $C = 0,87, m = 0,62$.
Конденсація на плоскій або циліндричній вертикальній поверхні висотою H , м, при ламинарній течії плівки конденсату	$\alpha = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t H}}$	
Конденсація на зовнішній поверхні поодинокій горизонтальної труби діаметром d , м	$\alpha = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t d}}$	
Конденсація усередині горизонтальних труб і зміювиків	$\alpha = 1,36 A q^{0,5} L^{0,35} d^{-0,25}$	

З критерію Нуссельта знаходять **коефіцієнт тепловіддачі α** .

До **табл. 1.3**. Значення поправочних коефіцієнтів ε_l і ε_φ , які враховують вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби L до її діаметру d , і кута атаки φ відповідно, наведені у табл. 1.4 і 1.5.

Таблиця 1.4

Значення поправочного коефіцієнта ε_l в залежності від режиму руху та відношення L/d

Значення критерію Re	Відношення L/d				
	10	20	30	40	50 і більше
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Для вигнутих труб (змійовикових) отримані значення α множать на коефіцієнт x , що враховує відносну кривизну змійовика з діаметром труби d та діаметром витків D :

$$\alpha_{зм} = x\alpha,$$

$$x = 1 + 3,54 \frac{d}{D}.$$

Таблиця 1.5

Коефіцієнт ε_φ

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Наближені значення критерію Прандтля для газів, потрібні для розрахунку критерію Нуссельта, наведені у табл. 1.6 [7].

Таблиця 1.6

Наближені значення критерію Pr для газів

Газ	Pr
Одноатомні гази	0,67
Двоатомні гази	0,72
Триатомні гази	0,80
Чотири- і багатоатомні гази	1,0

3. Теплопередача у поверхневих теплообмінниках

Рівняння теплопередачі:

$$Q = kF\Delta t_{сер}, \quad (1.7)$$

де Q – тепловий потік (витрата тепла, що передається), Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні теплопередачі, м^2 ;

$\Delta t_{\text{сер.}}$ – середня різниця температур гарячого і холодного теплоносія, К .

Питоме теплове навантаження (питомий тепловий потік):

$$q = \frac{Q}{F} = k \Delta t_{\text{сер.}}, \quad (1.8)$$

Для плоскої поверхні **коефіцієнт теплопередачі k** в формулах (1.7) і (1.8) дорівнює:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \Sigma r_{\text{см}} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (1.9)$$

де α_z і α_x – коефіцієнти тепловіддачі для гарячого і холодного теплоносія, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\Sigma r_{\text{см.}}$ – сума термічних опорів усіх шарів, з яких складається стінка, включаючи шари забруднень, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

Рівняння (1.7) - (1.9) з достатньою точністю можна використовувати і для розрахунку теплопередачі через циліндричну стінку, якщо $d_{\text{зовн}}/d_{\text{вн}} \leq 2$ і $d_{\text{сер}} = 0,5(d_{\text{зовн}} + d_{\text{вн}})$.

Для трубчастого теплообмінника, що складається з n труб довжиною L м, рівняння теплопередачі може бути подане у вигляді [7, 10]:

$$Q = k_L n L \Delta t_{\text{сер.}}, \quad (1.10)$$

де k_L – лінійний коефіцієнт теплопередачі на 1 м довжини k_L [$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] дорівнює [7, 10]:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}} d_{\text{вн}}} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{зовн}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{зовн}} d_{\text{зовн}}} + \sum \frac{r_{\text{забр.}}}{d_{\text{забр.}}}}, \quad (1.11)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

$r_{\text{забр.}}$ – термічний опір забруднень, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

$d_{\text{забр.}}$ – внутрішній або зовнішній діаметр трубки в залежності від місця знаходження забруднень, м.

Теплова провідність забруднень на стінках ($1/r_{\text{забр.}}$) залежить від виду теплоносія, його температури і швидкості руху, а також від матеріалу стінки, температури нагрівального середовища і тривалості роботи апарату між чищеннями, тобто, у кінцевому рахунку, від виду осаду або продукту корозії. Точні дані про $r_{\text{забр.}}$ можна отримати тільки дослідним шляхом.

Приблизно визначити вплив забруднень стінок можна, виходячи з орієнтовних значень теплової провідності забруднень, наведених в довідниках (додатки 2, табл. 13).

При нечастих чищеннях апарату або сильній корозії значення $1/r_{\text{забр.}}$ може зменшуватись до $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и нижче.

Середня різниця температур $\Delta t_{сер.}$, що входить у рівняння теплопередачі, визначається так [6, 10].

а) Для протитечії і прямотечії:

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}}, \quad (1.12)$$

де Δt_{δ} і $\Delta t_{м}$ – більша і менша різниця температур на кінцях теплообмінника.

Якщо відношення $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{м} < 2$, то з достатньою точністю замість середньологарифмічної різниці температур [рівняння (1.12)] можна використовувати середньоарифметичну:

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{м}}{2}, \quad (1.13)$$

Якщо температура одного з теплоносіїв в процесі теплопередачі не змінюється уздовж поверхні (конденсація насиченої пари, кипіння рідини), то середню різницю температур $\Delta t_{сер.}$ також визначають за рівняннями (1.12) або (1.13).

Рівняння (1.12) і (1.13) придатні за умови, що у теплообміннику значення коефіцієнта теплопередачі k і добуток масової витрати на питому теплоємність Gc для кожного з теплоносіїв можна вважати сталими уздовж усієї поверхні теплообміну.

У тих випадках, коли уздовж поверхні теплообміну значно змінюється величина коефіцієнта теплопередачі k (або величина добутку Gc), використання середньологарифмічної різниці температур [рівняння (1.12)] стає непридатним.

У цих випадках диференціальне рівняння теплопередачі рішають методом графічного інтегрування – див. приклад 3.7.

б) Для змішаної течії у багатоходових теплообмінниках и для перехресної течії:

$$\Delta t_{сер.} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{прот.}, \quad (1.14)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочний коефіцієнт до середньої різниці температур $\Delta t_{прот.}$, підрахованої для протитечії.

Значення коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$ береться зі спеціальних графіків.

В багатоходових теплообмінниках з простою змішаною течією (один хід в міжтрубному просторі і парна кількість ходів у трубному) середню різницю температур можна розрахувати за формулою:

$$\Delta t_{сер.} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{м} + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{м} - A}}, \quad (1.15)$$

де Δt_{δ} і $\Delta t_{м}$ – більша і менша різниці температур на кінцях теплообмінника при протитечії з тими ж початковими і кінцевими температурами теплоносіїв:

$$A = \sqrt{\delta t_{\text{гар.}}^2 + \delta t_{\text{хол.}}^2} ;$$

$\delta t_{\text{гар.}} = t_{\text{гар. поч.}} - t_{\text{гар. кін.}}$ – зміна температури гарячого теплоносія;

$\delta t_{\text{хол.}} = t_{\text{хол. поч.}} - t_{\text{хол. кін.}}$ – зміна температури холодного теплоносія.

У більшості критеріальних рівнянь тепловіддачі значення фізико-хімічних констант теплоносія віднесені до його **середньої температури**, котра визначається таким чином.

Для теплоносія, в якому температура змінюється в теплообміннику на меншу кількість градусів, середня температура визначається як середнє арифметичне між початковою і кінцевою:

$$\Delta t_{\text{сер.1}} = \frac{t_{\text{поч.1}} + t_{\text{кін.1}}}{2} . \quad (1.16)$$

Для другого теплоносія середню температуру визначають за формулою:

$$t_{\text{сер.2}} = t_{\text{сер.1}} \pm \Delta t_{\text{сер.}} . \quad (1.17)$$

Останнє рівняння справедливе і у тому випадку, коли температура першого теплоносія стала уздовж поверхні теплообміну [2, 3, 7].

4. Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі

У табл. 1.7 і 1.8 наведені наближені значення коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі (з округленням) для різних речовин, розраховані за вищенаведеними формулами для основних випадків тепловіддачі. Цими даними можна користуватися для наближеного розрахунку площі поверхні теплообміну, яка потім уточнюється, про що йтиметься у главі 3.

Таблиця 1.7

Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі [Вт/(м²·К)] для води і повітря

Вид теплопередачі	Вода	Повітря ($p_{\text{абс.}}=1 \text{ ат}$)	Примітка
Примусовий турбулентний рух а) в трубах і каналах	1200-5800	35-60	$d = 30 \text{ мм}$. Наведені значення α відповідають швидкостям для води від 0,2 до 1,5 м/с. Шаховий пучок $\varepsilon_{\phi}=1$
б) при поперечному обтіканні труб	3100-10000	70-100	
Вільний рух	250-900	3-9	
Кипіння води	2000-24000		Тиск атмосферний. Значення α відповідають $\Delta t = 5-15 \text{ К}$.
Конденсація насиченої водяної пари на зовнішній поверхні горизонтальної труби	9300-15000		Тиск насиченої пари (абс.) 4 ат; $d=30 \text{ мм}$. Значення α відповідають $\Delta t = 5-35 \text{ К}$.

Таблиця 1.8

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі k , Вт/м²К

Вид теплообміну	Для приму- сового руху	Для вільного руху
Від газу до газу	10-40	4-12
Від газу до рідини	10-60	6-20
Від пари, що конденсується, до газу	10-60	6-12
Від рідини до рідини для води	800-1700	140-340
для вуглеводнів, масел	120-270	30-60
Від пари, що конденсується, до води	800-3500	300-1200
Від пари, що конденсується, до органічних рідин	120-340	60-170
Від пари органічних рідин, що конденсуються, до води	300-800	230-460
Від пари, що конденсується, до киплячої рідини	-	300-2500

2. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ В ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСАХ

Процеси передачі тепла тісно пов'язані з гідродинамікою руху рідини (газу). Так, встановлено, що при турбулентному русі (більші значення критерію Рейнольдса) коефіцієнти тепловіддачі й теплопередачі мають більші значення, ніж при ламінарному (див. табл. 1.7 і 1.8); від режиму руху залежить вигляд критеріального рівняння, яке ми використовуємо для визначення критерію Nu (табл. 1.3). Таким чином, перш ніж перейти до власне теплових розрахунків, ми повинні визначити Re . Як відомо, критерій Рейнольдса, а також інші критерії подібності залежать від фізичних характеристик середовища – густини, в'язкості, теплоємності та ін. (див. табл. 1.1). Тому ми повинні знати фізичне значення даних величин, способи їх визначення як для індивідуальних речовин, так і для сумішей.

2.1. Основні фізичні величини, що використовуються при розрахунках теплових процесів

1. Густина (кг/м^3):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (2.1)$$

де m – маса (кг) одиниці об'єму V (м^3).

Відносною густиною (відносною питомою вагою) Δ називається відношення густини речовини до густини води:

$$\Delta = \frac{\rho}{\rho_v}. \quad (2.2)$$

В інтервалі температур від 0 до 100°C густину води ρ_v з достатньою для технічних розрахунків точністю можна вважати рівною $\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Густину суміші рідин, при змішуванні яких не відбувається істотних фізико-хімічних змін, приблизно можна розрахувати, приймаючи, що об'єм суміші дорівнює сумі об'ємів компонентів:

$$\frac{1}{\rho_{\text{сум}}} = \frac{x_1}{\rho_1} + \frac{x_2}{\rho_2} + \dots \quad (2.3)$$

де $x_1, x_2, \dots$ – масові частки компонентів суміші;

$\rho_{\text{сум}}, \rho_1, \rho_2, \dots$ – густини суміші та її компонентів.

За аналогічною формулою

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{x}{\rho_{\text{тв}}} + \frac{1-x}{\rho_p} \quad (2.4)$$

розраховують густину суспензії ρ_c . Тут x – масова частка твердої фази в суспензії, а $\rho_{\text{тв}}$ і ρ_p – густини твердої і рідкої фаз.

На підставі рівняння Клапейрона [у рівнянні Клапейрона для 1 кмоль

газу $pV = RT$ газова стала $R = \frac{p_0 V_0}{T_0} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 22,4}{273} = 8312 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}$

густина ρ будь-якого газу при температурі T і тиску p може бути розрахована за формулою:

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 p}{T p_0} = \frac{M}{22,4} \frac{273 p}{T p_0}, \quad (2.5)$$

де ρ_0 , – густина газу за нормальних умов (при $T_0 = 0^\circ\text{C} = 273,15 \text{ К}$ і

$p_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$), кг/м^3 ;

M – мольна маса газу, кг/кмоль ;

T – температура, К .

Тиски p і p_0 повинні бути виражені в однакових одиницях.

Густина суміші газів:

$$\rho_{\text{сум}} = \rho_1 y_1 + \rho_2 y_2 + \dots \quad (2.6)$$

де $y_1, y_2 \dots$ – об'ємні частки компонентів газової суміші;

$\rho_1, \rho_2 \dots$ – відповідні густини компонентів.

Значення ρ для рідин є довідковими даними (див. додатки 2).

В'язкість. Динамічний коефіцієнт в'язкості позначається μ . В системі СІ має розмірність $\text{Па} \cdot \text{с}$. Використовують також стару розмірність – Пуаз (П), або, частіше, сантипуаз (сП).

$1 \text{ сП} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν ($\text{м}^2/\text{с}$) зв'язаний з динамічним коефіцієнтом в'язкості μ співвідношенням:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.7)$$

При відсутності експериментальних даних **динамічний коефіцієнт в'язкості багатьох органічних рідин** (при 20°C) приблизно може бути обчислений за такою емпіричною формулою [7]:

$$\lg(\lg \mu) = \left(\sum A n + \sum p \right) \frac{\rho}{10^3 M} - 2,9, \quad (2.8)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини при атмосферному тиску і 20°C , мП ;

ρ – густина рідини, кг/м^3 ;

M – мольна маса, кг/кмоль ;

A – кількість однойменних атомів у молекулі органічної сполуки;

n – чисельне значення атомної константи;

p – поправка на угруповання атомів і характер зв'язку між ними.

Атомні константи n і чисельні значення поправок p наведені в довідниках (таблиці, номограми).

Динамічний коефіцієнт в'язкості газових сумішей може бути обчислений з наближеної формули:

$$\frac{M_{\text{сум}}}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{y_1 M_1}{\mu_1} + \frac{y_2 M_2}{\mu_2} + \dots \quad (2.9)$$

де $M_{\text{сум}}, M_1, M_2 \dots$ – мольні маси суміші газів і окремих компонентів;
 $\mu_{\text{сум}}, \mu_1, \mu_2 \dots$ – відповідні динамічні коефіцієнти в'язкості;
 $y_1, y_2 \dots$ – об'ємні частки компонентів у суміші.

Для суміші нормальних (неасоційованих) рідин значення $\mu_{\text{сум}}$ може бути обчислене за формулою:

$$\lg \mu_{\text{сум}} = x_1 \lg \mu_1 + x_2 \lg \mu_2 \dots \quad (2.10)$$

де $\mu_1, \mu_2 \dots$ – динамічні коефіцієнти в'язкості окремих компонентів;
 $x_1, x_2, \dots$ – мольні частки компонентів у суміші.

Відповідно до адитивності текучостей компонентів динамічний коефіцієнт в'язкості суміші нормальних рідин може бути також розрахованим за рівнянням [7]:

$$\frac{1}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{x_{v_1}}{\mu_1} + \frac{x_{v_2}}{\mu_2} + \dots, \quad (2.11)$$

де x_{v_i} – об'ємні частки компонентів у суміші.

Динамічний коефіцієнт в'язкості розведених суспензій μ_c може бути розрахований за формулами:

при концентрації твердої фази менше 10% (об.)

$$\mu_c = \mu_p(1+2,5\varphi), \quad (2.12)$$

при концентрації твердої фази до 30% (об.)

$$\mu_c = \mu_p \frac{0,59}{(0,77 - \varphi)^2}, \quad (2.13)$$

де μ_p – динамічний коефіцієнт в'язкості чистої рідини;
 φ – об'ємна частка твердої фази в суспензії.

Тиск p стовпа рідини висотою h при густині рідини ρ дорівнює:

$$p = \rho g h, \quad (2.14)$$

де p виражено в Па; ρ – у кг/м³; g – у м/с²; h – у м.

Виходячи з цього рівняння, отримуємо такі співвідношення між одиницями тиску:

Фізична атмосфера: 1 атм = 1,013·10⁵ Па = 760 мм рт. ст. =
 = 1,033·10⁴ мм вод. ст. = 1,033·10⁴ кгс/м² = 1,033 кгс/см².

Технічна атмосфера: 1 ат = 9,81·10⁴ Па = 735 мм рт.ст. =
 = 10⁴ мм вод. ст. = 1 кгс/см² = 10⁴ кгс/м².

2.2. Деякі залежності, що використовуються при розрахунках теплотехнологічних процесів та обладнання

Рівняння витрати.

Об'ємна витрата рідини або газу V (у м³/с):

$$V = wf, \quad (2.15)$$

або $V_1 = w_1 f_1$ і $V_2 = w_2 f_2$; при $V_1 = V_2$ $w_1 f_1 = w_2 f_2$ – рівняння нерозривності потоку.

Масова витрата рідини або газу M (у кг/с):

$$M = V\rho = w f \rho. \quad (2.16)$$

Тут f – площа поперечного перерізу потоку, м²; w – середня швидкість потоку, м/с; ρ – густина рідини або газу, кг/м³.

Для трубопроводу круглого перерізу рівняння (2.15) набуває вигляду:

$$V = 0,785 d^2 w, \quad (2.17)$$

де d – внутрішній діаметр труби, м.

При заданій витраті V і прийнятій швидкості w **діаметр трубопроводу** визначається за рівнянням:

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 w}}. \quad (2.18)$$

З рівняння витрати знаходять **середню швидкість** потоку, що використовується у розрахунках:

$$w = \frac{V}{f}. \quad (2.19)$$

Орієнтовані значення швидкостей, прийнятих при розрахунках внутрішньозаводських трубопроводів, наведені в табл. 2.1.

Залежність між середньою швидкістю w і максимальною (осьовою) швидкістю $w_{\text{макс}}$ в трубопроводі:

а) при ламінарному режимі $w = 0,5 w_{\text{макс}}$;

б) при турбулентному режимі відношення $w_{\text{макс}}$ залежить від

величини критерію $Re = \frac{w_{\text{макс}} d \rho}{\mu}$ (рис. 2.1).

Таблиця 2.1

Орієнтовні значення швидкостей різних потоків

Потік	w , м/с
Гази при природній тязі.....	2 – 4
Гази при атмосферному або близькому до нього тиску у вентиляційних газоходах і трубопроводах.....	5 – 20
Рідини при русі самопливом.....	0,1 – 0,5

Рідини в напірних трубопроводах.....	0,5 – 2,5
Водяна пара при абсолютному тиску:	
$\geq 4,9 \cdot 10^4$ Па (0,5 ат).....	15 – 40
$(1,96 \div 4,9) 4,9 \cdot 10^4$ Па (0,2 ÷ 0,5 ат).....	40 – 60

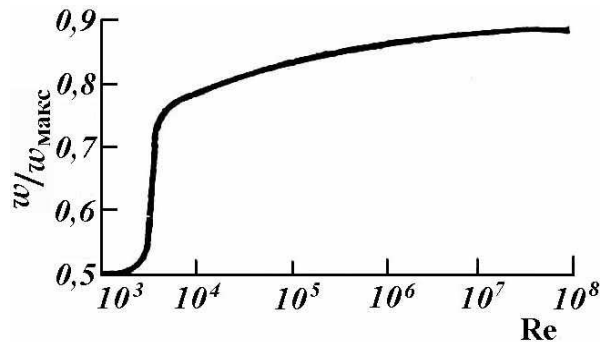


Рис. 2.1. Залежність відношення $w/w_{\max}$ від критерію Re.

Приблизно при турбулентному режимі $w=(0,8 \div 0,9)w_{\max}$. При великих значеннях Re відношення $w/w_{\max}$ може перевищувати 0,9.

Критерій Рейнольдса, що характеризує гідродинамічний режим і є мірою відношення сил інерції і внутрішнього тертя в потоці (формула – табл. 1.1).

Для потоків, що проходять **по прямих трубах**, характерні такі значення критерію Рейнольдса:

Ламінарний потік.....	$Re < 2300$
Перехідна область	$2300 < Re < 10000$
Розвинений турбулентний потік.....	$Re > 10000$

Для потоків, що проходять **по вигнутих трубах (змійовиках)**, критичне значення $Re_{кр}$ вище, ніж у прямих трубах, і залежить від співвідношення d/D , де d – внутрішній діаметр труби змійовика, D – діаметр витків змійовика. Ця залежність наведена на рис. 2.2.

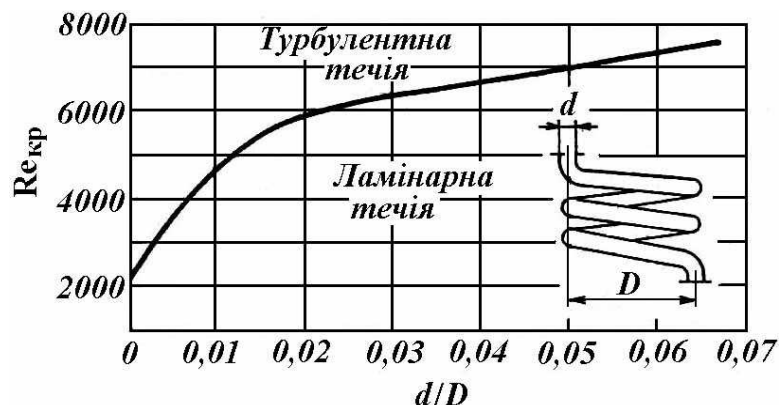


Рис. 2.2. Залежність $Re_{кр}$ у змійовиках від відношення d/D .

Для потоків некруглого поперечного перерізу у вираження для Re підставляється еквівалентний діаметр.

Гідравлічний радіус r_z являє собою відношення площі поперечного перерізу потоку f до змоченого периметру Π :

$$r = \frac{f}{\Pi}. \quad (2.20)$$

Для труби **круглого перерізу**, суцільно заповненою рідиною:

$$r = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (2.21)$$

Отже, для потоків **некруглого перерізу** замість діаметру можна використовувати **еквівалентний діаметр**:

$$d_e = 4r_z = \frac{4f}{\Pi}. \quad (2.22)$$

Гідравлічні розрахунки окремих видів теплотехнологічного обладнання будуть представлені у відповідних розділах [6].

2.3. Приклади розрахунків

Приклад 2.1. Відносна густина нафти 0,89. Визначити густину нафти в СІ.

Рішення. Відповідно до формули (2.2),

$$\Delta = \frac{\rho}{\rho_v}, \text{ тому } \rho = \Delta \cdot \rho_v = 0,89 \cdot 1000 = 890 \text{ кг/м}^3.$$

Приклад 2.2. Визначити густину повітря під вакуумом 440 мм рт. ст. при -40°C . Атмосферний тиск 750 мм рт. ст.

Рішення. Мольна маса повітря (79% азоту і 21% кисню за об'ємом)*:

$$M = 0,79 \cdot 28 + 0,21 \cdot 32 = 28,8 \text{ кг/кмоль}.$$

За формулою (2.5):

$$\rho = \frac{M}{22,4} \frac{273 p}{T p_0} = \frac{28,8 \cdot 273 \cdot (750 - 440)}{22,4 \cdot 273 \cdot 760} = 0,615 \text{ кг/м}^3.$$

Приклад 2.3. По трубах одноходового кожухотрубчастого теплообмінника (кількість труб $n=121$, зовнішній діаметр труб 38 мм, товщина стінки 2 мм) проходить повітря при середній температурі 50°C і тиску (за манометром) 2 ат зі швидкістю 9 м/с. Барометричний тиск 740 мм рт. ст. Визначити: а) масову витрату повітря; б) об'ємну витрату повітря за робочих умов; в) об'ємну витрату повітря за нормальних умов.

Рішення. Густина повітря за нормальних умов $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ (додаток 2, табл. 18).

* Мольні маси азоту і кисню див. у додатку 2, табл. 1.

Робочий тиск (абсолютний):

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}} = 740 \cdot 133,3 + 98100 \cdot 2 = 294800 \text{ Па.}$$

Густина повітря за робочих умов:

$$\rho = \rho_0 \frac{p T_0}{p_0 T} = 1,293 \frac{294800 \cdot 273}{101300(273 + 50)} = 3,18 \text{ кг/м}^3.$$

Масова витрата повітря за рівнянням (2.16):

$$M = V \rho = w f \rho = w \cdot n \cdot 0,785 d^2 \rho = 9 \cdot 121 \cdot 0,785 \cdot 0,034^2 \cdot 3,18 = 3,14 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна витрата повітря за робочих умов:

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{3,14}{3,18} = 0,99 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Об'ємна витрата повітря, приведена до нормальних умов:

$$V_0 = \frac{M}{\rho_0} = \frac{3,14}{1,293} = 2,43 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приклад 2.4. Визначити кінематичний коефіцієнт в'язкості діоксиду вуглецю при $t = 30^\circ\text{C}$ і $p_{\text{абс}} = 5,28$ ат.

Рішення. Нехтуючи залежністю динамічного коефіцієнта в'язкості від тиску, знаходимо за графіком (додатки 2, рис. 5) для діоксиду вуглецю при 30°C :

$$\mu = 0,015 \text{ сП} = 0,015 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Визначаємо густину діоксиду вуглецю:

$$\rho = \frac{44 \cdot 273 \cdot 5,28}{22,4 \cdot 303 \cdot 1,033} = 9,05 \text{ кг/м}^3.$$

Кінематичний коефіцієнт в'язкості:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,015 \cdot 10^{-3}}{9,05} = 1,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Приклад 2.5. Визначити динамічний коефіцієнт в'язкості топкових газів, що мають склад: $\text{CO}_2 - 16\%$, $\text{O}_2 - 5\%$, $\text{N}_2 - 79\%$ (об'ємн.). Температура газів 400°C , тиск $p_{\text{абс}} = 1$ ат.

Рішення. За номограмою (додатки 2, рис. 5) знаходимо динамічні коефіцієнти в'язкості окремих компонентів суміші. При 400°C : $\mu_{\text{CO}_2} = 0,035$ сП, $\mu_{\text{O}_2} = 0,039$ сП і $\mu_{\text{N}_2} = 0,0335$ сП.

Знаходимо динамічний коефіцієнт в'язкості суміші з формули (2.9):

$$\frac{M_{\text{сум}}}{\mu_{\text{сум}}} = \frac{0,16 \cdot 44}{0,035} + \frac{0,05 \cdot 32}{0,039} + \frac{0,79 \cdot 28}{0,0335} = 902.$$

Мольна маса суміші:

$$M_{\text{сум}} = 0,16 \cdot 44 + 0,05 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28 = 30,8 \text{ кг/кмоль.}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості суміші:

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{30,8}{902} = 0,034 \text{ сП} = 0,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Приклад 2.6. Теплообмінник виготовлений зі сталевих труб діаметром 76×3 мм*. По трубах проходить газ під атмосферним тиском. Потрібно знайти необхідний діаметр труб при роботі з тим саме газом, але під тиском $p_{\text{надл}} = 5$ ат, якщо потрібно зберегти таку ж швидкість газу при таких саме масовій витраті газу і кількості труб.

Рішення. Під тиском $p_{\text{надл}} = 5$ ат густина газу, відповідно до формули (2.5), буде в 6 разів більшою, ніж при атмосферному тиску.

Оскільки масова витрата газу

$$G = V\rho = w f \rho$$

повинна бути незмінною, то

$$w_1 n_1 \cdot 0,785 d_1^2 \rho_1 = w_2 n_2 \cdot 0,785 d_2^2 \rho_2.$$

Підставляючи $w_1 = w_2$, $n_1 = n_2$, $\rho_2 = 6\rho_1$, $d_1 = 0,07$ м, отримуємо:

$$0,07^2 = 6d_2^2, \text{ звідки}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{0,07^2}{6}} = 0,0286 \text{ м} \approx 29 \text{ мм.}$$

Приклад 2.7. Визначити режим руху рідини в міжтрубному просторі теплообмінника типу “труба в трубі” (рис. 2.3) за таких умов: внутрішня труба теплообмінника має діаметр 25×2 мм, зовнішня 51×2,5 мм; масова витрата рідини 3730 кг/год, густина рідини 1150 кг/м³, динамічний коефіцієнт в'язкості 1,2 сП.

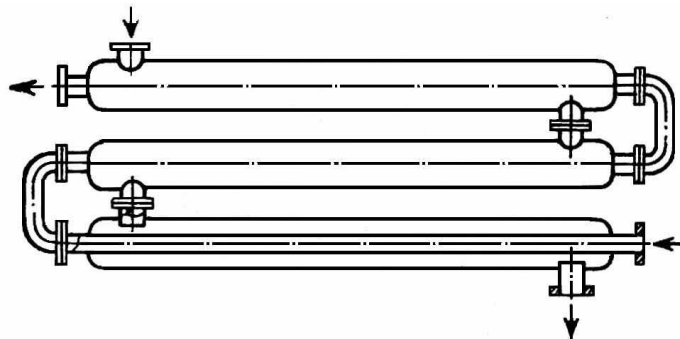


Рис. 2.3 (до прикладу 2.7).

* Перше число означає зовнішній діаметр труби, друге – товщину стінки.

Рішення. Швидкість рідини з рівняння витрати:

$$w = \frac{V}{f} = \frac{3730}{1150 \cdot 3600 \cdot 0,785 \cdot (0,046^2 - 0,025^2)} = 0,77 \text{ м/с.}$$

Еквівалентний діаметр кільцевого перерізу за формулою (2.22):

$$d_e = \frac{4f}{\pi} = \frac{4\pi(D^2 - d^2)}{4\pi(D + d)} = D - d = 0,046 - 0,025 = 0,021 \text{ м,}$$

де D – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м;

d – зовнішній діаметр внутрішньої труби, м.

Динамічний коефіцієнт в'язкості рідини $\mu = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с.}$

Критерій Рейнольдса:

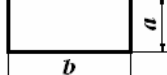
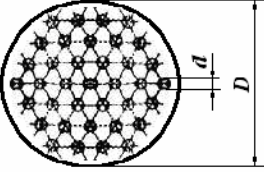
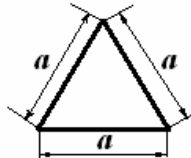
$$\text{Re} = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0,77 \cdot 0,021 \cdot 1150}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 15500.$$

Отже, режим турбулентний.

Завдання. Для прискорення майбутніх розрахунків, що виконуються при курсовому проектуванні, пропонуємо заповнити розташовану нижче таблицю. Для розрахунків треба скористатися формулою 2.22.

Таблиця 2.2

Формули для гідравлічного радіусу та еквівалентного діаметру різних перерізів

Форма перерізу		d_e	Форма перерізу		d_e
Коло			Квадрат		
Кільцевий			Прямокутник		
Переріз кожухотрубного теплообмінника			Рівносторонній трикутник		

3. РОЗРАХУНКИ ТЕПЛООБМІННИКІВ

При виборі теплообмінної апаратури виконуються такі розрахунки: тепловий, конструктивний і на міцність [1-3, 7, 8].

3.1. Теплові розрахунки теплообмінників

Основною задачею теплового розрахунку теплообмінників є визначення площі поверхні теплообміну з рівняння (1.7). Як бачимо, для цього треба знати кількість тепла, що передається, Q , коефіцієнт теплопередачі k і середню рушійну силу $\Delta t_{сер}$. [рівняння (1.12)-(1.15)]. В свою чергу, для розрахунку k [рівняння (1.9)] треба визначити коефіцієнти тепловіддачі для гарячого і холодного теплоносія α_g і α_x . Таким чином, загальна задача розрахунку теплообмінника зводиться до рішення окремих підзадач.

Даний розділ має на меті навчити студента розрахункам основних величин, що входять у рівняння теплопередачі – теплового навантаження, коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі й середньої рушійної сили процесу. Розбираючи наведені приклади рішення задач, студент може знайти потрібний йому приклад розрахунку.

3.1.1. Розрахунки теплового навантаження Q

Теплове навантаження Q відповідно до заданих технологічних умов знаходять по одному з рівнянь [1, 2, 6]:

а) якщо агрегатний стан теплоносіїв не змінюється:

$$Q = Gc(t_{поч} - t_{кін}); \quad (3.1)$$

б) при конденсації насиченої пари без охолодження конденсату і при кипінні:

$$Q = G r; \quad (3.2)$$

в) при конденсації перегрітої пари з охолодженням конденсату

$$Q = G(h_{п.п.} - ct_g), \quad (3.3)$$

де G – маса (кг) або масова витрата (кг/с) матеріального потоку;

c – питома теплоємність, кДж/(кг·град);

$t_{поч.}, t_{кін}$ – початкова і кінцева температури теплоносія, °С або К;

r – питома теплоємність теплоносія, кДж/кг;

$h_{п.п.}$ – ентальпія перегрітої пари;

t_g – температура конденсату, °С.

Один з технологічних параметрів, не вказаних у вихідному завданні, (витрату одного з теплоносіїв або одну з температур), можна знайти за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q_1 = Q_2. \quad (3.4)$$

Теплові втрати при наявності теплоізоляції незначні, і при розрахунку теплообмінників їх можна не враховувати.

3.1.2. Розрахунки коефіцієнта тепловіддачі α

З формули для критерію Нуссельта (табл. 1.1) коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l}, \quad (3.5)$$

де l – визначальний розмір, м. При русі потоку по трубі $l = d_e$ (формула 2.22).

λ – коефіцієнт теплопровідності рідини – визначається за довідковими даними, таким чином, він відомий.

Отже, для визначення α потрібно розрахувати критерій Нуссельта, для чого в залежності від умов теплообміну обирають вид критеріального рівняння (табл. 1.3).

Приклади розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α

Приклад 3.1. Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі для води, що підігрівається в трубчастому теплообміннику, який складається з труб діаметром 40×2,5 мм. Вода рухається по трубах зі швидкістю 1 м/с. Середня температура води 47,5°C. Температура стінки труби 95°C; довжина труби 2 м.

Рішення. Визначаємо режим течії:

$$\text{Re} = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,035 \cdot 989}{0,57 \cdot 10^{-3}} = 60800,$$

де $\mu = 0,57 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамічний коефіцієнт в'язкості води при 47,5°C (додатки 2, табл. 19 або рис. 4);

$\rho = 989$ кг/м³ – густина води при 47,5°C (додатки 2, табл. 19);

Значення $\text{Re} > 10000$, течія турбулентна.

Вибираємо з табл. 1.3 критеріальне рівняння, що відповідає умовам задачі:

$$\text{Nu} = 0,021 \varepsilon_l \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

Тут $\varepsilon_l = 1$ для $\frac{L}{d} = \frac{2000}{35} = 57$ (табл. 1.4);

$\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} = \frac{3,74}{1,85} = 2,02$, де $\text{Pr} = 3,74$ при $t_{\text{сер,під}} = 47,5^\circ\text{C}$,

$\text{Pr}_{\text{ст}} = 1,85$ при $t_{\text{ст}} = 95^\circ\text{C}$ (додатки 2, рис. 11).

Підставляючи ці дані у критеріальне рівняння, знаходимо $\text{Nu} = 300$, звідки

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{300 \cdot 0,643}{0,035} = 5510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тут $\lambda = 0,643$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності води при 47,5°C (додатки 2, табл. 19).

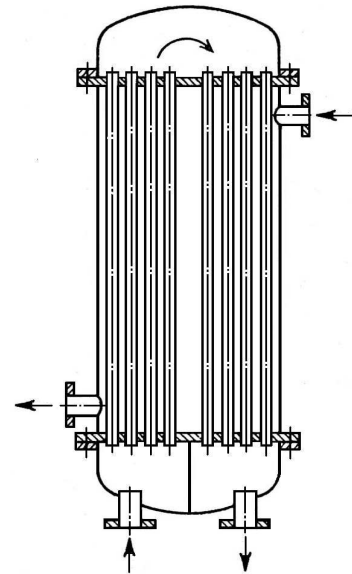


Рис. 3.1 (до прикладу 3.1).

Приклад 3.2. В трубі з внутрішнім діаметром 53 мм довжиною 3 м нагрівається бензол. Температура стінки труби 70°C. Швидкість бензолу 0,1 м/с. Середня температура бензолу 40 К.

Знайти коефіцієнт тепловіддачі для бензолу.

Рішення. Визначаємо критерій Рейнольда:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0,1 \cdot 0,053 \cdot 858}{0,49 \cdot 10^{-3}} = 9300.$$

Тут $\mu = 0,49 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамічний коефіцієнт в'язкості бензолу при 40°C (додатки 2, рис. 4);

$\rho = 858$ кг/м³ – густина бензолу при 40°C. (додатки 2, табл. 5).

Критерій $Re = 9300$, отже, маємо перехідну область.

Критеріальне рівняння (табл. 1.3):

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 9300^{0,9} \cdot 7,4^{0,43} = 70,3,$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{70,3 \cdot 0,15}{0,053} = 200 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тут $\lambda = 0,15$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності бензолу при 40°C (додатки 2, рис. 9).

Приклад 3.3. Повітропідігрівник виконаний у вигляді багаторядного шахового пучка труб з зовнішнім діаметром 44,5 мм. Гріюче середовище проходить усередині труб, повітря атмосферного тиску, що підігрівається, омиває труби в поперечному напрямку під кутом 90°. Знайти коефіцієнт тепловіддачі для повітря, якщо його середня температура 200°C. Швидкість повітря у вузькому перерізі пучка 12 м/с.

Рішення. Визначимо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{12 \cdot 0,0445 \cdot 0,745}{0,026 \cdot 10^{-3}} = 15300,$$

$$\text{де } \rho = 1,29 \frac{273}{473} = 0,745 \text{ кг/м}^3;$$

$$\mu = 0,026 \cdot 10^{-3} \text{ Па·с.}$$

$$Nu = 0,356 \cdot Re^{0,6} \varepsilon_{\phi} = 0,356 \cdot 15300^{0,6} = 115,$$

де $\varepsilon_{\phi} = 1$ (табл. 1.5).

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{115 \cdot 0,0395}{0,0445} = 102 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тут $\lambda = 0,0395$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності повітря при 200°C (додатки 2, табл. 18).

Якщо підігрівач являє собою кожухотрубчастий теплообмінник з поперечними перегородками в міжтрубному просторі, то $\varepsilon_{\phi} = 0,6$, і коефіцієнт тепловіддачі буде дорівнювати $\alpha = 0,6 \cdot 102 = 61$ Вт/(м²·К).

Приклад 3.4. Ізопропіловий спирт нагрівається в баці в умовах вільної конвекції гарячою водою, яка подається насосом через ряд горизонтальних труб зовнішнім діаметром 30 мм. Визначити коефіцієнт тепловіддачі для ізопропілового спирту, якщо його середня температура 60°C, а середня температура зовнішньої поверхні труб 70°C.

Рішення. Коефіцієнт тепловіддачі при вільному русі рідини поблизу горизонтальних труб розраховуємо за формулою, наведеною у табл. 1.3:

$$Nu = 0,5 \cdot (Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

Значення констант, що входять в критерій Грасгофа $Gr = \frac{d^3 \rho^2 \beta \Delta t}{\mu^2}$,

знаходимо за довідником для визначальної температури 60°C:

$$\rho = 789 \text{ кг/м}^3; \mu = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Величину $\beta \Delta t$ знаходимо за рівнянням:

$$\beta \Delta t = \frac{v_{t_2} - v_{t_1}}{v_{t_1}},$$

де v_{t_2} – питомий об'єм ізопропілового спирту при 70°C;

v_{t_1} – те ж саме при 60°C.

Питомі об'єми можна розрахувати за рівнянням:

$$v_t = v_0 (1 + at + bt^2 + ct^3).$$

В довідковій літературі для ізопропілового спирту дані такі значення коефіцієнтів (округлено):

$$a = 1,043 \cdot 10^{-3}; b = 0,443 \cdot 10^{-6}; c = 2,73 \cdot 10^{-8}.$$

Тоді

$$\beta \Delta t = \frac{a(t_2 - t_1) + b(t_2^2 - t_1^2) + c(t_2^3 - t_1^3)}{1 + at_1 + bt_1^2 + ct_1^3} = \frac{1,43 \cdot 10^{-3} (70 - 60) + 0,443 \cdot 10^{-6} (70^2 - 60^2) + 2,73 \cdot 10^{-8} (70^3 - 60^3)}{1 + 1,043 \cdot 10^{-3} \cdot 60 + 0,443 \cdot 10^{-6} \cdot 60^2 + 2,73 \cdot 10^{-8} \cdot 60^3} = 0,0135.$$

Критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{d^3 \rho^2 \beta \Delta t g}{\mu^2} = \frac{0,03^3 \cdot 789^2 \cdot 0,0135 \cdot 9,81}{(0,8 \cdot 10^{-3})^2} = 3,46 \cdot 10^6.$$

За номограмою (додатки 2, рис. 11) знаходимо для ізопропілового спирту при 60°C $Pr = 19$; при 70°C $Pr_{ст.} = 16,5$.

Отже,

$$Nu = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,5 (3,46 \cdot 10^6 \cdot 19)^{0,25} \left(\frac{19}{16,5} \right)^{0,25} = 46,4.$$

Коефіцієнт теплопровідності ізопропілового спирту при 60°C знаходимо за формулою:

$$\lambda_t = \lambda_0 [1 - \varepsilon(t - 0)] = 0,154 (1 - 1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 60) = 0,141 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

де $\lambda_0 = 0,154 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності ізопропілового спирту при 0°C (додатки 2, рис. 9);

$\varepsilon = 1,4 \cdot 10^{-3}$ – температурний коефіцієнт; (приймаємо як для пропілового спирту).

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{46,4 \cdot 0,141}{0,03} = 218 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3.1.3. Розрахунки коефіцієнта теплопередачі k

Потрібні для розрахунку k [рівняння (1.9)] коефіцієнти тепловіддачі α визначаються, як вказано у **3.1.2**, або приймаються орієнтовно (табл. 1.7 або 1.8), дані для розрахунку Σr_{cm} (λ і $1/r_{забр.}$) беруться з довідника (додатки 2, табл. 10 і 13);

Однак на цій стадії розрахунку точне визначення коефіцієнта теплопередачі неможливе, оскільки α_z і α_x залежать від параметрів конструкції теплообмінного апарату. Тому спочатку поверхня теплообміну визначається наближено, за нею обирається конкретний варіант конструкції, а потім проводиться уточнений розрахунок коефіцієнта теплопередачі й потрібної поверхні [6, 7].

3.1.4. Розрахунки “рушійної сили” теплових процесів

“Рушійною силою” теплових процесів є різниця температур між теплоносіями. При розрахунках цієї величини використовуються формули (1.12-1.15).

Приклади розрахунків середньої різниці температур між теплоносіями

Приклад 3.5. Тепло крекінг-залишку, що уходить з крекінг-установки, використовується для підігрівання нафти, котра поступає для переробки на цю установку. Визначити середню різницю температур в теплообміннику між обігрівуючим крекінг-залишком і нафтою, що нагрівається, якщо крекінг-залишок має температури $t_{поч} = 300^\circ\text{C}$, $t_{кін} = 200^\circ\text{C}$, а нафта $t_{поч} = 25^\circ\text{C}$, $t_{кін} = 175^\circ\text{C}$.

Рішення. Розглянемо два випадки.

1 випадок. Прямотечія – обидві рідини рухаються в одному напрямку:

$$\begin{array}{ccc} 300 & \rightarrow & 200 \\ 25 & \rightarrow & 175 \\ \Delta t_{\delta}=275 & & \Delta t_{\text{м}}=25 \end{array}$$

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{275}{25} > 2, \quad \text{отже} \quad \Delta t_{\text{сер}} = \frac{275 - 25}{\ln \frac{275}{25}} = 104 \text{ К.}$$

2 випадок. Протитечія – рідини рухаються в протилежних напрямках:

$$\begin{array}{ccc} 300 & \rightarrow & 200 \\ 175 & \leftarrow & 25 \\ \Delta t_{\text{м}} = 125 & & \Delta t_{\delta} = 175 \end{array}$$

$$\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{175}{125} < 2, \quad \text{отже} \quad \Delta t_{\text{сер}} = \frac{125 + 175}{2} = 150 \text{ К.}$$

Якщо розрахувати середню різницю температур для протитечії як середню логарифмічну, отримаємо 149°C.

З наведеного розрахунку випливає, що за інших рівних умов середня різниця температур при протитечії більша, ніж при прямотечії.

Необхідно відмітити, що у випадку протитечії рідина, що обігрівается (нафта), може бути нагріта до температури, значно більш високої, ніж 175 °С (наприклад, до 290 °С), а крекінг-залишок може бути охолоджений набагато нижче за 200 °С. Це є основною перевагою протитечії.

Приклад 3.6. Визначити середню різницю температур в багатоходовому теплообміннику, який має один хід у міжтрубному просторі і два ходи в трубному.

Початкова температура гарячого теплоносія				$t_{\text{гар. поч}} = 80^{\circ}\text{C}$
Кінцева	»	»	»	$t_{\text{гар. кін.}} = 40^{\circ}\text{C}$
Початкова	»	холодного	»	$t_{\text{хол. поч.}} = 20^{\circ}\text{C}$
Кінцева	»	»	»	$t_{\text{хол. кін.}} = 40^{\circ}\text{C}$

Рішення. Скористуємося формулою:

$$A = \sqrt{\delta t_{\text{гар.}}^2 + \delta t_{\text{хол.}}^2} = \sqrt{40^2 + 20^2} = 44,7.$$

Температурна схема при протитечії:

$$\begin{array}{ccc} 80 & \rightarrow & 40 \\ 40 & \leftarrow & 20 \\ \Delta t_{\delta}=40 & & \Delta t_{\text{м}}=20. \end{array}$$

Середня різниця температур в багатоходовому теплообміннику

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}} + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}} - A}} = \frac{44,7}{\ln \frac{40 + 20 + 44,7}{40 + 20 - 44,7}} = 22,3^{\circ}\text{C} = 22,3 \text{ К.}$$

Виконаємо розрахунок за формулою:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{пр.}}$$

Розраховуємо середню різницю температур для протитечії:

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{40 + 20}{2} = 30^\circ \text{C} = 30 \text{ K}.$$

Знайдемо величини P і R (додаток 2, рис. 7):

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T - t_{11}} = \frac{40 - 20}{80 - 20} = 0,33,$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{80 - 40}{40 - 20} = 2.$$

За довідником визначаємо значення поправочного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$. При $P = 0,33$ і $R = 2$ знаходимо $\varepsilon_{\Delta t} = 0,78$. Отже, середня різниця температур у багатоходовому теплообміннику:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{пр}} = 0,78 \cdot 30 = 23,4^\circ \text{C} = 23,4 \text{ K}.$$

Приклад 3.7. Визначити поверхню протитечійного теплообмінника, в якому гаряча рідина (поглинальна олива) у кількості 3 т/год охолоджується від 100 до 25 °С холодною рідиною, що нагрівається від 20 до 40 °С. Відомо, що коефіцієнт теплопередачі так змінюється з температурою оливи:

$T, ^\circ\text{C}$	100	80	60	40	30	25
$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	354	350	342	308	232	166

Питома теплоємність оливи $1,67 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Рішення. За умовою задачі коефіцієнт теплопередачі сильно змінюється уздовж поверхні теплообміну, тому середню логарифмічну різницю температур використати не можна. Скористуємося рівнянням теплопередачі в диференціальній формі:

$$G_c c_c dT = -k (t_c - t_x) dF,$$

$$\text{Звідки} \quad F = -G_c c_c \int_{T_{\text{п}}}^{T_{\text{к}}} \frac{dT}{k(t_c - t_x)} = G_r c_r \int_{T_{\text{к}}}^{T_{\text{п}}} \frac{dT}{k(t_c - t_x)}.$$

Тут t_c і t_x – температури гарячої та холодної рідин.

Інтеграл $\int_{T_{\text{кін.}}}^{T_{\text{поч.}}} \frac{dT}{k(t_c - t_x)}$ вирішуємо графічним шляхом.

Попередньо знайдемо дані, необхідні для побудови графіку з ординатою

$\frac{1}{k(t_c - t_x)}$ і абсцисою – температурою гарячої рідини t_c . Спочатку з рівняння теплового балансу

$G_{\Gamma}c_{\Gamma}(t_{\varepsilon \text{ поч.}} - t_{\varepsilon}) = G_{\chi}c_{\chi}(t_{\chi \text{ кінц.}} - t_{\chi})$ Визначимо відношення:

$$\frac{G_{\varepsilon}c_{\varepsilon}}{G_{\chi}c_{\chi}} = \frac{t_{\chi \text{ кінц.}} - t_{\chi \text{ поч.}}}{t_{\varepsilon \text{ поч.}} - t_{\varepsilon \text{ кінц.}}} = \frac{40 - 20}{100 - 25} = 0,267.$$

Отже,

$$t_{\chi} = t_{\chi \text{ кінц.}} - \frac{G_{\varepsilon}c_{\varepsilon}}{G_{\chi}c_{\chi}}(T_{\varepsilon \text{ поч.}} - t_{\varepsilon}) = 40 - 0,267(100 - t_{\varepsilon}).$$

Задаючись значеннями t_{ε} , знаходимо по цьому рівнянню відповідні температури холодної рідини t_{χ} . Отримані дані зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

t_{ε}	t_{χ}	$t_{\varepsilon} - t_{\chi}$	k	$\frac{1}{k(t_{\varepsilon} - t_{\chi})} 10^4$
100	40,0	60,0	354	0,47
80	34,7	45,3	350	0,63
60	29,3	30,7	342	0,95
40	24,0	16,0	308	2,30
30	21,3	8,7	232	4,96
25	20,0	5,0	166	12,07

За даними табл. 3.1 будемо графік (рис. 3.2). Площу під кривою

$$S = \int_{T_{\text{кін.}}=25}^{T_{\text{поч.}}=100} \frac{dT}{k(t_{\varepsilon} - t_{\chi})} \text{ визначаємо}$$

приблизно за формулою трапецій:

$$S = \frac{T_n - T_{\kappa}}{n} \left(\frac{y_0 + y_n}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} \right).$$

Тут n – кількість виділених нами трапецій на графіку рис. 3.2.

Прийmemo $n = 10$ і складемо табл. 3.2, взявши з графіка значення ординат y .

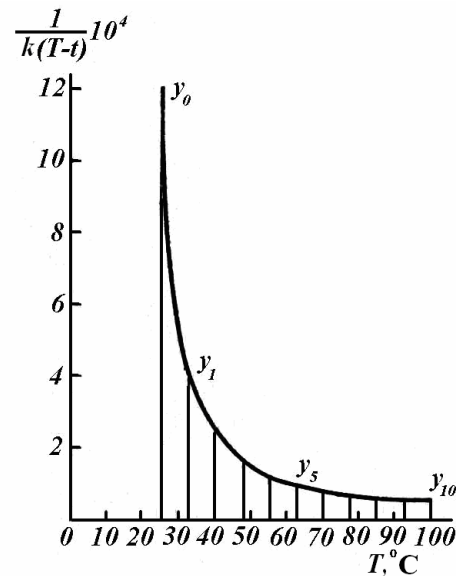


Рис. 3.2. До розрахунку S .

Таблиця 3.2

$T, ^\circ\text{C}$	Номер ординати	$y = \frac{1}{K(T - t)} 10^4$	$T, ^\circ\text{C}$	Номер ординати	$y = \frac{1}{K(T - t)} 10^4$
25	0	12,07	70	6	0,74
32,5	1	3,85	77,5	7	0,65
40	2	2,30	85	8	0,58
47,5	3	1,60	92,5	9	0,50
55	4	1,13	100	10	0,47
62,5	5	0,85			

За даними табл. 3.2 знаходимо:

$$S = \frac{t_{\text{з поч.}} - t_{\text{з кінц.}}}{n} \left(\frac{y_0 + y_n}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} y_i \right) =$$

$$= \frac{100 - 25}{10} \left(\frac{12,07 + 0,47}{2} + 12,2 \right) 10^{-4} = 138 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{K)/Вт)}$$

Потрібна площа поверхні теплообміну:

$$F = G_{\text{з}} c_{\text{з}} \int_{t_{\text{з кінц.}}}^{t_{\text{з поч.}}} \frac{dT}{k(t_{\text{з}} - t_{\text{х}})} = \frac{3000}{3600} \cdot 1,67 \cdot 10^3 \cdot 138 \cdot 10^{-4} = 19,2 \text{ м}^2.$$

Для порівняння розрахуємо потрібну поверхню теплообміну, якщо прийняти постійним значення коефіцієнта теплопередачі k (при середній температурі) і застосувати середньологарифмічну різницю температур:

$$\begin{array}{ccc} 100 & \rightarrow & 25 \\ 40 & \leftarrow & 20 \\ \Delta t_{\text{б}} = 60 & & \Delta t_{\text{м}} = 5 \end{array}$$

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{60 - 5}{\ln \frac{60}{5}} = 22,2^\circ \text{C} = 22,2 \text{ K}.$$

Середня температура рідини, що охолоджується:

$$t_{\text{сеп.зар.}} = t_{\text{сеп}} + \Delta t_{\text{сеп}} = 30 + 22,2 = 52,2^\circ \text{C}.$$

$$t_{\text{сеп}} = (20 + 40)/2 = 30^\circ \text{C}.$$

При даній температурі $k = 329 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

Витрата тепла, що передається:

$$Q = \frac{3000}{3600} \cdot 1,67 \cdot 10^3 (100 - 25) = 104500 \text{ Вт}.$$

Площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{104500}{329 \cdot 22,2} = 14,3 \text{ м}^2.$$

3.1.5. Послідовність розрахунку теплообмінника

Розрахунок теплообмінного апарату включає визначення необхідної поверхні теплопередачі, вибір типу апарату і нормалізованого варіанту конструкції, що задовольняє заданим технологічним умовам оптимальним чином.

Після ознайомлення з визначенням окремих величин, що використовуються при теплових розрахунках теплообмінників, встановимо послідовність розрахунків, яку подаємо у вигляді схеми, зображеної на рис. 3.3 [2].

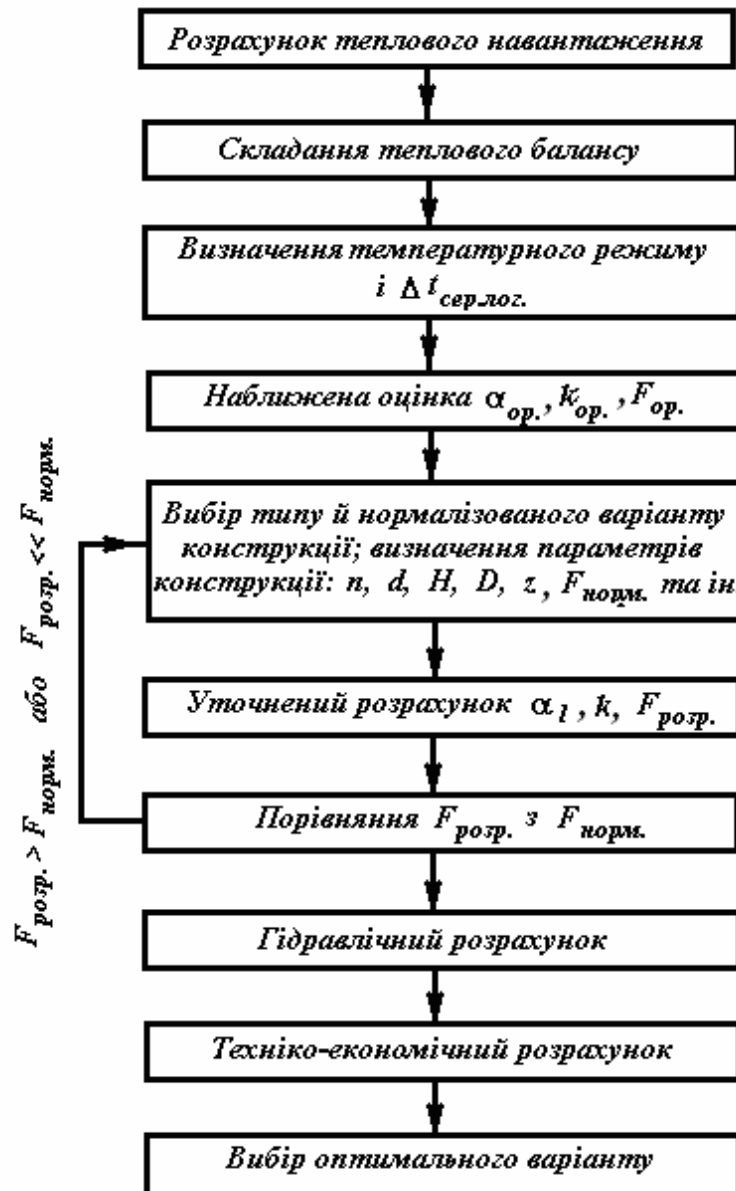


Рис. 3.3. Схема розрахунку теплообмінника.

Зіставлення $F_{\text{рогр.}}$ з поверхнею нормалізованого теплообмінника $F_{\text{норм.}}$ дає відповідь на питання про придатність вибраного варіанту для даної технологічної задачі. При значному відхиленні розрахункової поверхні від вибраної слід перейти до іншого варіанту конструкції і знову виконати розрахунок (уточнений). Кількість повторних розрахунків залежить, головним чином, від ступеню відхилення коефіцієнту теплопередачі від його уточненого значення. Багаторазове використання однотипних розрахунків передбачає використання спеціальних програм.

В результаті розрахунків можна отримати декілька конкурентноздатних варіантів рішення технологічної задачі. Подальший вибір повинний бути зроблений на основі техніко-економічного аналізу.

Таким чином, першим етапом є розрахунок теплового навантаження (теплового потоку, витрати тепла), яке в залежності від заданих технологічних умов розраховується за рівняннями (3.1) - (3.3).

Як визначається середня різниця температур теплоносіїв, наведено у прикладах 3.5, 3.6, а також 3.7.

Приклади розрахунку величини коефіцієнтів тепловіддачі α – 3.1, 3.2, 3.3, 3.4. Можна також задатися наближеними значеннями α , користуючись даними табл. 1.6. Розраховуємо α для двох теплоносіїв.

Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі $k_{ор.}$ або приймаємо з даних табл. 1.7, або розраховуємо за рівнянням (1.9).

Площа поверхні теплообміну (орієнтовна) розраховується з рівняння теплопередачі (1.7), як це показано у прикладі 3.7.

Завдання: Розрахувати й підібрати нормалізований кожухотрубчастий теплообмінник для охолодження технологічної рідини, витрата якої складає $G_1 = 6,0$ кг/с від $t_{1п} = 102,5$ °С до $t_{1к} = 30$ °С. Рідина при середній температурі $0,5(t_{1п} + t_{1к}) = 66$ °С має такі фізико-хімічні характеристики: $\rho_1 = 986$ кг/м³; $\mu_1 = 0,00054$ Па·с; $c_1 = 4180$ Дж/(кг·К); $\lambda_1 = 0,662$ Вт/(м·К); $\beta_1 = 0,00048$ К⁻¹. Охолодження здійснюється водою з $t_{2п} = 20$ °С і $t_{2к} = 40$ °С.

1) Визначаємо теплове навантаження:

$$Q = 6,0 \cdot 4180 (102,5 - 30) = 1818300 \text{ Вт.}$$

2) Визначаємо витрату води з рівняння теплового балансу:

$$G_2 = \frac{1818300}{4180(40 - 20)} = 21,75 \text{ кг/с,}$$

де 4180 Дж/(кг·К) – теплоємність води c_2 при її середній температурі $t_2 = 0,5(t_{2п} + t_{2к}) = 0,5(20 + 40) = 30$ °С.

Інші фізичні характеристики води при цій температурі $\rho_2 = 996$ кг/м³; $\mu_2 = 0,000804$ Па·с; $\lambda_2 = 0,618$ Вт/(м·К) – додатки 2, табл. 1.19.

3) Складаємо температурну схему для потітечії:

Гарячий теплоносій	102,5	→	30
Холодний теплоносій	40	←	20
	$\Delta t_6 = 62,5$		$\Delta t_m = 10$

4) Середньологарифмічна різниця температур у теплообміннику:

$$\Delta t_{сер.лог.} = \frac{(102,5 - 40) - (30 - 20)}{\ln(62,5 / 10)} = 28,6 \text{ К.}$$

5) Орієнтовний вибір теплообмінника.

Рішення питання про те, який теплоносій направляти в трубний простір, визначається його тиском, корозійною активністю, здатністю забруднювати поверхню і т.ін. У даному випадку спрямуємо технологічну рідину в трубний простір, а охолоджувальну – у міжтрубний.

Приймаємо орієнтовне значення $Re = 15000$, що відповідає розвиненому турбулентному руху в трубах. Такий режим можливий у теплообмінниках, в яких кількість труб n , що приходить на один хід (кількість ходів – z) по трубах діаметром $d = 20 \times 2$ мм, дорівнює:

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d \operatorname{Re}_{\text{top}} \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 15000 \cdot 0,00054} = 59.$$

Для труб діаметром $d = 25 \times 2$ мм

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot 6,0}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 15000 \cdot 0,00054} = 45.$$

Мінімальне орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі, яке відповідає турбулентній течії теплоносія дорівнює (табл.1.7) $k_{\text{op.}} = 800$ Вт/(м²·К). При цьому орієнтовне значення поверхні теплообміну складе:

$$F_{\text{op.}} = \frac{1818300}{28,6 \cdot 800} = 79,5 \text{ м}^2.$$

Як видно з табл. 27 додатків 2, теплообмінники з близькою поверхнею мають діаметр кожуха 600-800 мм. При цьому тільки багатоходові апарати з кількістю ходів $z = 4$ або 6 мають відношення n/z близькі до 50.

У багатоходових теплообмінниках середня рушійна сила дещо менша, ніж в одноходових внаслідок виникнення змішаного взаємного напрямку руху теплоносіїв.

Відповідну поправку для середньої різниці температур визначимо за рис. 7 додатків 2:

$$P = \frac{40 - 20}{102,5 - 20} = 0,24; \quad R = \frac{102,5 - 30}{40 - 20} = 3,6;$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,77 \quad \text{і} \quad \Delta t_{\text{ср.}} = 28,6 \cdot 0,77 = 22,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

З урахуванням цих оцінок орієнтовна поверхня складе

$$F_{\text{op.}} = \frac{1820000}{22,0 \cdot 800} = 103,5 \text{ м}^2.$$

Близьку до цієї величини площу мають кілька апаратів (табл. 27 додатків 2):

- I* $D = 600$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $z = 4$, $n/z = 206/4 = 51,5$;
- II* $D = 600$ мм, $d = 20 \times 2$ мм, $z = 6$, $n/z = 316/6 = 52,7$
- III* $D = 800$ мм, $d = 25 \times 2$ мм, $z = 6$, $n/z = 384/6 = 64,0$.
- IV* $D = 800$ мм, $d = 20 \times 2$ мм, $z = 6$, $n/z = 618/6 = 103,0$.

Який апарат вибрати доцільніше, вирішуємо, виконуючи уточнений розрахунок поверхні теплообміну.

Варіант I:

$$\operatorname{Re}_1 = \frac{4G_1}{\pi d(n/z)\mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 51,5 \cdot 0,00054} = 13100;$$

$$\operatorname{Pr}_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4180 \cdot 0,00054}{0,662} = 3,4.$$

Критерій Nu при розвиненому турбулентному русі визначається за рівнянням (див. табл. 1.3):

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_l.$$

Нехтуючи поправками $(Pr/Pr_{ст.})$ і ε_l , отримаємо для коефіцієнта тепловіддачі α :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{0,023 \cdot 13100^{0,8} \cdot 3,4^{0,43} \cdot 0,662}{0,021} = 2360 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Мінімальний переріз потоку у міжтрубному просторі (табл. 27 додатків 2)
 $f_{міжтр.} = 0,040 \text{ м}^2$, і

$$Re_2 = \frac{21,8 \cdot 0,025}{0,040 \cdot 0,000804} = 16960;$$

$$Pr_2 = \frac{4180 \cdot 0,000804}{0,618} = 5,43.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води складе:

$$\alpha = \frac{0,24 \cdot 16960^{0,6} \cdot 5,43^{0,36} \cdot 0,618}{0,025} = 3785 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Термічний опір забруднень з боку технологічної рідини приймемо $1/5800$, і для води, що містить масла, теж $1/5800 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ (табл. 13 додатків 2). Для корозійноактивного середовища використовується неіржавіюча сталь, для якої теплопровідність λ складає $17,5 \text{ Вт(м}^2\text{К)}$ (табл. 10 додатків 2). Сума термічних опорів стінки й забруднень дорівнює:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} = 0,000458 \text{ м}^2\text{К/Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2360} + \frac{1}{3785} + 0,000458} = 874 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Потрібна поверхня теплообміну складе:

$$F = \frac{1818300}{22,0 \cdot 874} = 94,6 \text{ м}^2.$$

З табл. 27 додатків 2 знаходимо, що близьку площу поверхні має теплообмінник з трубами довжиною $L = 6,0 \text{ м}$ і номінальною поверхнею $F_I = 97 \text{ м}^2$. При цьому запас

$$\Delta = \frac{97 - 94,6}{94,6} 100 = 2,54\%.$$

Маса теплообмінника (довідник) $M_I = 3130 \text{ кг}$ (табл. 32 додатків 2).

Варіант II:

Аналогічний розрахунок дає такі результати:

$$Re_1 = 16770, \alpha_1 = 3720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), Re_2 = 14670, \alpha_2 = 4310 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \\ k = 1045 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), F = 79,2 \text{ м}^2.$$

З табл. 27 додатків 2 випливає, що теплообмінник довжиною 4,0 м має меншу номінальну поверхню ($F = 79,0 \text{ м}^2$). Тому він для даної задачі непридатний. Теплообмінник довжиною 6,0 м і поверхнею 119 м^2 не має переваг з варіантом I, оскільки він має більшу масу ($M_{II} = 3380 \text{ кг}$).

Варіант III:

Результати розрахунків:

$$Re_1 = 10540, \alpha_1 = 1985 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), Re_2 = 10440, \alpha_2 = 2830 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \\ k = 760 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), F = 109 \text{ м}^2.$$

З табл. 27 додатків 2 знаходимо, що теплообмінник з трубами довжиною 4,0 м, номінальною поверхнею $F = 121 \text{ м}^2$ підходить з запасом $\Delta = 10,1 \%$. Його маса $M_{III} = 3950 \text{ кг}$ більша, ніж у варіанті I, однак у півтора рази менша довжина труб вигідно вирізняє його від варіанту I.

Варіант IV:

Результати розрахунків:

$$Re_1 = 8560, \alpha_1 = 1940 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), Re_2 = 8350, \alpha_2 = 3075 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \\ k = 770 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), F = 107,5 \text{ м}^2.$$

З табл. 27 додатків 2 видно, що теплообмінник з трубами довжиною 3,0 м і номінальною поверхнею $F = 116 \text{ м}^2$ підходить з запасом $\Delta = 7,9 \%$. Його маса $M_{IV} = 3550 \text{ кг}$, що на 400 кг менше, ніж у варіанті III.

3.2. Гідравлічний розрахунок теплообмінників

Гідравлічний розрахунок полягає у визначенні гідравлічного опору (втрати тиску Δp) апарату. Це необхідно для вибору вентилятору або насосу.

Розглянемо розрахунок гідравлічного опору кожухотрубчастих теплообмінників [2].

Для трубного простору теплообмінника, а також для міжтрубного простору без поперечних перегородок (рис. 3.4) використовують рівняння:

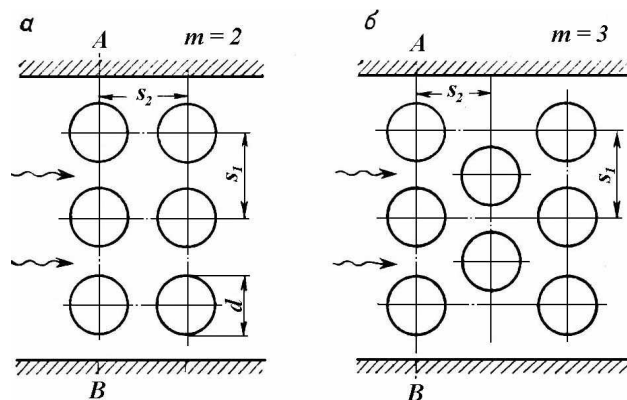


Рис. 3.4. Коридорне (а) і шахове (б) розташування труб.

$$\Delta p = \lambda \frac{nL}{d_e} \frac{\rho w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (3.6)$$

де λ – коефіцієнт тертя, безрозмірний (його значення в загальному випадку залежить від режиму течії і від шорсткості стінки труби e);

n – кількість ходів;

L – довжина одного ходу, м;

d_e – еквівалентний діаметр, м (для труби круглого перерізу $d_e = d$);

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

w – швидкість руху теплоносія;

ξ – коефіцієнт місцевих опорів.

Формули для розрахунку коефіцієнта тертя λ залежить від режиму руху і шорсткості трубопроводу (додатки 2, рис. 2).

При ламінальному русі

$$\lambda = A/Re, \quad (3.7)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від форми перерізу трубопроводу (табл. 23, додатки 2); наприклад, для круглого перерізу $A = 64$, для квадратного $A = 57$.

У турбулентному потоці

$$\text{- для } 2320 < Re < 10 \frac{1}{e} \quad \lambda = 0,316 \sqrt[4]{Re}; \quad (3.8)$$

$$\text{або при } Re > 2300 \quad \lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}; \quad (3.9)$$

$$\text{- для } 10 \frac{1}{e} < Re < 560 \frac{1}{e} \quad \lambda = 0,11(e + 0,68/Re)^{0,25}; \quad (3.10)$$

$$\text{- для } Re < 560 \frac{1}{e} \quad \lambda = 0,11 e^{0,25}. \quad (3.11)$$

Тут $e = \Delta/d_e$ – відносна шорсткість труби, де Δ (м) – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на поверхні труби, в розрахунках можна прийняти $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м). Орієнтовні значення шорсткості труб наведені в табл. 24 додатків 2.

Для будь-яких режимів і будь-яких труб можна користуватися залежністю рис. 2 додатків 2:

$$\lambda = f\left(Re, \frac{d_e}{e}\right). \quad (3.12)$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ у загальному випадку залежать від виду місцевого опору і режиму руху рідини (табл. 22 додатків 2).

Місцевий опір на вході в розподільну камеру й на виході з неї слід розраховувати за швидкістю рідини в штуцерах. Діаметри штуцерів нормалізованих теплообмінників наведені в табл. 30 додатків 2.

Гідравлічний опір у трубному просторі багатоходового теплообмінника може бути розрахований за формулою:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{Lz}{d} \frac{w_{тр}^2 \rho_{тр}}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \frac{\rho_{тр} w_{тр}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{тр} w_{тр.и}^2}{2}, \quad (3.13)$$

де z – кількість ходів по трубах.

У *міжтрубному просторі* гідравлічний опір можна розрахувати за формулою:

$$\Delta p_{міжтр.} = \sum \xi_{міжтр.} (\rho_{міжтр.} w^2 / 2). \quad (3.14)$$

Швидкість рідини у міжтрубному просторі визначається за формулою:

$$w_{міжтр.} = \frac{G_{міжтр.}}{f_{міжтр.} \rho_{міжтр.}}, \quad (3.15)$$

де $f_{міжтр.}$ – найвужчий переріз міжтрубного простору (табл. 27, 28, 29 додатків 2).

Коефіцієнти місцевих опорів ξ у кожухотрубчастих теплообмінниках мають такі значення:

Таблиця 3.3

Коефіцієнти місцевих опорів кожухотрубчастих теплообмінників

Трубний простір	ξ
Вхідна або вихідна камера.....	1,5
Поворот на 180° між ходами або секціями.....	2,5
Вхід у труби або вихід з них.....	1,0
Міжтрубний простір	
Вхід в міжтрубний простір або вихід з нього.....	1,5
Поворот на 180° через сегментну перегородку в міжтрубному просторі.....	1,0
Поворот на 90° в міжтрубному просторі.....	1,0
Опір пучка труб.....	$3m / Re_{міжтр.}^{0,2}$ *

* $Re_{міжтр.} = G_{міжтр.} d_{зовн.} / f_{міжтр.} \mu_{міжтр.}$; m – кількість рядів труб.

Кількість рядів труб m (табл. 3.3) можна приблизно визначити таким чином.

Загальна кількість труб при їхньому розміщенні по вершинах рівносторонніх трикутників дорівнює:

$$n = 1 + 3a + 3a^2, \quad (3.16)$$

де a – кількість шестикутників, що огинають труби (у плані трубної дошки).

Кількість труб в діагоналі шестикутника b можна визначити, вирішивши квадратне рівняння відносно a :

$$b = 2a + 1 = 2\sqrt{\frac{n-1}{3}} + 0,25. \quad (3.17)$$

Кількість рядів труб, що омиваються теплоносієм у міжтрубному просторі, можна прийняти рівним $0,5b$.

Опір входу й виходу слід також визначати за швидкістю руху рідини в штуцерах, діаметри умовних проходів яких наведені у табл. 30 додатків 2.

При наявності поперечних перегородок у міжтрубному просторі гідравлічний опір у ньому визначають за допомогою критерію Ейлера [формули (3.18)-(3.20)]:

- коридорні пучки:

$$Eu = b(3 + 4,5m) \left(\frac{s_1}{d} \right)^{-0,23} Re^{-0,26}; \quad (3.18)$$

- шахові пучки:

$$\text{при } \frac{s_1}{d} < \frac{s_2}{d} \quad Eu = b(2 + 3,3m) Re^{-0,28} \quad (3.19)$$

$$\text{при } \frac{s_1}{d} > \frac{s_2}{d} \quad Eu = b(2,7 + 1,7m) Re^{-0,28} \quad (3.20)$$

У цих формулах:

b – поправочний коефіцієнт, що залежить від кута атаки φ (кут між віссю труби і напрямком руху потоку) і визначається за табл. 3.4;

m – кількість рядів труб у пучку в напрямку руху потоку;

d – зовнішній діаметр труби;

s_1 і s_2 – поперечний і подовжній кроки.

Таблиця 3.4

Поправочний коефіцієнт b для розрахунку критерію Ейлера

φ	90	80	70	60	50	40	30	10
b	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Пропонується така формула для розрахунку гідравлічного опору в міжтрубному просторі кожухотрубчастого теплообмінника:

$$\Delta p_{\text{міжтр.}} = \frac{3m(x+1)}{Re_{\text{міжтр.}}^{0,2}} \cdot \frac{\rho_{\text{міжтр.}} w_{\text{міжтр.}}^2}{2} + x \cdot 1,5 \frac{\rho_{\text{міжтр.}} w_{\text{міжтр.}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{міжтр.}} w_{\text{міжтр.ш}}^2}{2}, \quad (3.21)$$

де x – кількість сегментних перегородок;

m – кількість рядів труб, які долає потік теплоносія у міжтрубному просторі.

Швидкості рідини (газу) у штуцерах зазвичай близькі до швидкостей у трубах або у міжтрубному просторі. Якщо ж швидкість у штуцерах більша, то втрати тиску при вході в теплообмінник і виході з нього розраховують за швидкістю в штуцерах.

Швидкість потоку підраховують за найвужчим перерізом пучка;

значення фізичних констант беруть для середньої температури потоку. Критерій Re розраховується за зовнішнім діаметром труби.

За розрахованим значенням Δp визначають потужність N (у кВт), яка споживається двигуном насосу (або вентилятору):

$$N = \frac{V\Delta p}{1000\eta} = \frac{V\rho g H_n}{1000\eta}, \quad (3.22)$$

де V – об'ємна витрата рідини або газу, $\text{м}^3/\text{с}$;

Δp – підвищення тиску, що створюється насосом (вентилятором) потоку, що перекачується, яке дорівнює повному гідравлічному опору мережі, Па;

H – напір, який створюється насосом, м;

η – загальний к.к.д. насосної (вентиляторної) установки.

Приклади гідравлічного розрахунку теплообмінника

Приклад 3.8. При тепловому розрахунку теплообмінника для нагрівання якогось розчину був обраний за каталогом чотирьохходовий кожухотрубчастий теплообмінник (рис. 3.5), у якому розчин проходить по трубному простору зі швидкістю $0,3 \text{ м/с}$. Визначити гідравлічний опір трубного простору.

Характеристика теплообмінника: загальна кількість труб 90, труби сталеві діаметром $38 \times 2 \text{ мм}$ із незначною корозією, висота трубного простору 2 м , штуцери для розчину мають діаметр $159 \times 4,5 \text{ мм}$. Середня температура розчину $47,5^\circ\text{C}$, густина 1100 кг/м^3 , динамічний коефіцієнт в'язкості $0,83 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Рішення. Критерій Рейнольдса для розчину:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0,3 \cdot 0,034 \cdot 1100}{0,83 \cdot 10^{-3}} = 13500.$$

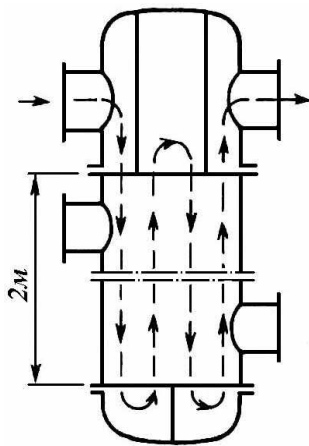


Рис. 3.5.

У цьому прикладі потрібно визначити втрату тиску для неізотермічного турбулентного потоку. Оскільки тут ми маємо потік краплинної рідини, що нагрівається, то приблизно розраховуємо гідравлічний опір як для потоку ізотермічного, роблячи при цьому похибку у бік перебільшення втрати тиску, тобто у бік запасу. Для розрахунку застосовуємо формулу (3.6).

Визначаємо втрату тиску на подолання тертя в трубах. За довідковими даними (табл. 24 додатків 2) для сталевих труб з незначною корозією шорсткість $e = 0,2 \text{ мм}$.

При цьому $\frac{d}{e} = \frac{34}{0,2} = 170$.

За графіком (рис. 2 додатків 2) для $Re = 13500$ і $d/e = 170$ знаходимо $\lambda = 0,035$.

Швидкісний тиск у трубах:

$$\Delta p_{ув} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{1100 \cdot 0,3^2}{2} = 49,5 \text{ Па.}$$

Втрата тиску на подолання тертя в трубах:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{zL}{d} \Delta p_{ув} = 0,035 \frac{4 \cdot 2}{0,034} 49,5 = 407 \text{ Па.}$$

де $z = 4$ – кількість ходів по трубному простору.

Визначаємо втрати тиску на подолання місцевих опорів теплообмінника (рис. 3.4) за табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Втрати тиску на подолання місцевих опорів теплообмінника

Вид опору	ξ	$\Sigma \xi$
Вхідна і вихідна камери	1,5	$1,5 \cdot 2 = 3$
Вхід в труби і вихід з них	1,0	$1 \cdot 8 = 8$
Поворот на 180° з однієї секції в іншу	2,5	$2,5 \cdot 3 = 7,5$

Швидкість розчину в штуцерах:

$$w_{ш} = w \frac{nz d_{тр}^2}{d_{ш}^2} = 0,3 \frac{90 \cdot 4 \cdot 0,034^2}{0,15^2} = 0,346 \text{ м/с.}$$

Швидкісний тиск у штуцерах:

$$\Delta p'_{ув} = \frac{\rho w_{ш}^2}{2} = \frac{1100 \cdot 0,346^2}{2} = 66 \text{ Па.}$$

Швидкість у штуцері більша за швидкість у трубах, тому втрати тиску для вхідної і вихідної камер знаходимо за швидкістю в штуцерах, а втрати при вході й виході з труб і при поворотах з однієї секції в іншу – за швидкістю в трубах:

$$\Delta p_{м.о.} = 3 \cdot 66 + (8 + 7,5) \cdot 49,5 = 966 \text{ Па.}$$

Загальний гідравлічний опір трубного простору теплообмінника:

$$\Delta p = 407 + 966 = 1373 \text{ Па.}$$

Визначаємо потужність насоса, який забезпечує рух теплоносія по трубах.

Витрата рідини складає:

$$V = w n \frac{\pi d^2}{4} = 0,3 \cdot 90 \cdot \frac{3,14 \cdot [(38 - 4) 10^{-3}]^2}{4} = 0,0078 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Приймаючи к.к.д. насоса рівним 0,6, отримаємо:

$$N = \frac{V\Delta p}{1000\eta} = \frac{0,0078 \cdot 1373}{1000 \cdot 0,6} \approx 18 \text{ кВт.}$$

Приклад 3.9. Розрахувати гідравлічний опір для розглянутих варіантів розрахунку кожухотрубчастого теплообмінника за завданням на с. 32.

Варіант 1.

Швидкість рідини у трубах

$$w_{mp.} = \frac{G_{mp.}}{S_{mp.} \cdot \rho_{mp.}} = \frac{6,0}{0,018 \cdot 986} = 0,338 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя за формулою (3.9)

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{13100} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0422.$$

Діаметр штуцерів у розподільній камері $d_{тр.ш} = 0,150$ м, швидкість у штуцерах

$$w_{mp.ш} = \frac{6,0 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 986} = 0,344 \text{ м/с.}$$

В трубному просторі є такі місцеві опори: вхід в камеру та вихід з неї, три повороти на 180° і по чотири рази вхід у труби та вихід з них.

Гідравлічний опір трубного простору у відповідності з (3.13) дорівнює:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mp} &= 0,042 \frac{6 \cdot 4}{0,021} \cdot \frac{0,338^2 \cdot 986}{2} + [2,5(4-1) + 2 \cdot 4] \frac{986 \cdot 0,338^2}{2} + 3 \frac{986 \cdot 0,344^2}{2} = \\ &= 2720 + 873 + 175 = 3768 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Кількість рядів труб, що омиваються водою, у міжтрубному просторі $m \approx \sqrt{206/3} = 8,27$; округлимо у більший бік; $m \approx 9$. Кількість сегментних перегородок $x=18$ (табл. 31 додатків 2). Діаметр штуцерів до кожуха $d_{міжтр.ш} = 0,2$ м, швидкість води у штуцерах

$$w_{міжтр.ш} = \frac{21,8 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 996} = 0,696 \text{ м/с.}$$

Швидкість води у найвужчому перерізі міжтрубного простору площею $f_{міжтр.} = 0,040 \text{ м}^2$ (табл. 27 додатків 2) дорівнює:

$$w_{міжтр.} = 21,8/0,040 \cdot 996 = 0,546 \text{ м/с.}$$

У міжтрубному просторі є такі місцеві опори: вхід і вихід рідини крізь штуцери, 18 поворотів через сегментні перегородки (за їхньою кількістю $x = 18$) і 19 опорів трубного пучка при його поперечному обтіканні ($n + 1$).

У відповідності з формулою (3.21) опір міжтрубного простору дорівнює:

$$\Delta p_{\text{міжтр.}} = \frac{3 \cdot 9(18+1)}{16960^{0,2}} \cdot \frac{996 \cdot 0,546^2}{2} + 18 \cdot 1,5 \frac{996 \cdot 0,546^2}{2} + 3 \frac{996 \cdot 0,696^2}{2} =$$

$$= 9720 + 4010 + 725 = 14455 \text{ Па.}$$

Варіант III.

Аналогічний розрахунок дає такі результати:

$$w_{\text{тр}} = 0,277 \text{ м/с}, \lambda = 0,0431, w_{\text{тр.ш}} = 0,344 \text{ м/с}, \Delta p_{\text{тр}} = 2965 \text{ Па},$$

$$w_{\text{міжтр}} = 0,337 \text{ м/с}, w_{\text{міжтр.ш}} = 0,446 \text{ м/с}, m = 12, x = 8, \Delta p_{\text{міжтр.}} = 3857 \text{ Па.}$$

Порівняння цього варіанту з варіантом I показує, що за гідравлічним опором варіант III кращий.

Варіант IV.

Результати розрахунків:

$$w_{\text{тр}} = 0,304 \text{ м/с}, \lambda = 0,0472, w_{\text{тр.ш}} = 0,344 \text{ м/с}, \Delta p_{\text{тр}} = 3712 \text{ Па},$$

$$w_{\text{міжтр}} = 0,337 \text{ м/с}, w_{\text{міжтр.ш}} = 0,446 \text{ м/с}, m = 15, x = 6, \Delta p_{\text{міжтр.}} = 3728 \text{ Па.}$$

Опір цього теплообмінника мало відрізняється від опору попереднього, а його маса на 400 кг менша. Тому з подальшого порівняння слід виключити варіант III, вважаючи конкурентноспроможними лише варіанти I і IV. Вибір кращого з них повинний бути зроблений на основі техніко-економічного розрахунку.

3.3. Конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів

В результаті розрахунку визначається [1]:

1. Загальна кількість труб $n = F / (\pi d_p \cdot l)$; d_p – діаметр труби, яким задаються; l – довжина труби, нею теж задаються.

2. Кількість труб одного ходу в трубному просторі

$$n_0 = \frac{4G_{\text{тр}}}{3600\pi d_{\text{зовн}}^2 \delta w_{\text{тр}}}, \quad (3.23)$$

де $G_{\text{тр}}$ – витрата потоку в трубному просторі, кг/год.;

$w_{\text{тр}}$ – швидкість потоку в трубі, м/с.

3. Кількість ходів в трубному просторі $z = n/n_0$.

4. Вибирається схема розташування труб на трубній плиті – по трикутниках, квадратах, колах.

5. Визначається діаметр корпусу:

$$D_{\text{зовн.}} = t(b-1) + 4d_{\text{зовн}}, \quad (3.24)$$

де t – крок труб;

b – кількість труб на діагоналі;

$d_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр труби.

6. Кількість ходів у міжтрубному просторі:

$$z = f_{\text{мт}} / f_0, \quad (3.25)$$

де $f_{\text{мт}}$ – площа поперечного перерізу міжтрубного простору;

f_0 – площа перерізу одного ходу:

$$f_0 = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot w} \quad (3.26)$$

7. Діаметри патрубків

$$d = 0,0188 \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot w_n}} \quad (3.27)$$

Величину діаметру округляють до стандартного значення труби.

3.4. Розрахунки теплообмінних апаратів на міцність

Теплообмінні апарати працюють при надлишковому внутрішньому тиску або під вакуумом. Внаслідок цього в них виникають напруги, обумовлені різницею тиску в апараті й у навколишньому середовищі. На ці напруги накладаються термічні напруги і напруги від власної маси теплообмінника, теплоносіїв, що знаходяться в ньому та ін. Необхідно, щоб у цих умовах теплообмінний апарат був достатньо міцним, у зв'язку з чим виконуються механічні розрахунки.

Особливість розрахунку теплообмінників полягає в розрахунку трубних решіток [1, 2].

Розрахунок трубних решіток

Для визначення товщини трубних решіток необхідно знати спосіб закріплення її і розподіл навантаження на її площині.

Теплообмінні апарати жорсткої конструкції (рис. 3.6, а).

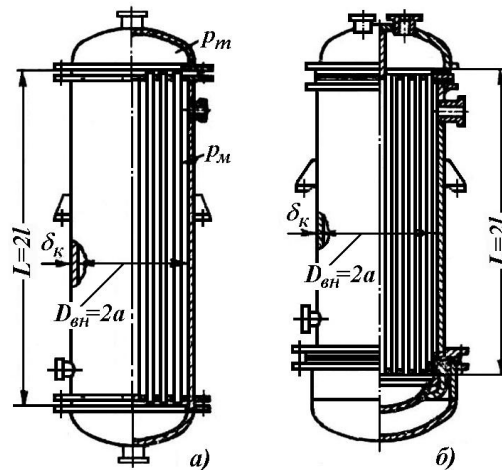


Рис. 3.6. Типові конструкції теплообмінників:

а – жорсткої конструкції; *б* – з плаваючою голівкою.

Товщина трубних решіток, коли середня різниця температур між корпусом і трубками менш $\Delta t = 15^\circ\text{C}$, розраховується за двома формулами і приймається більше значення:

$$\delta_p = \frac{C_m D_{\text{вн}}}{2} \sqrt{\frac{0,2 p_m}{\varphi_p \sigma_{\text{дон}}}}; \quad (3.28a)$$

$$\delta_p = 1,1 K_1 C_m D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{0,2 p_m}{\varphi_p \sigma_{\text{дон}}}}, \quad (3.28б)$$

де p_m і p_m – тиск у міжтрубному і трубному просторах, МПа;
 C_m , C_m – безрозмірні коефіцієнти;
 ρ – відношення жорсткості труб до жорсткості кожуха,

$$\rho = E_m f_m / E_k f_k = E_m n (d - \delta_m) \delta_m / E_k D_{\text{вн}} \delta_k; \quad (3.29)$$

K_1 – коефіцієнт, що визначається за графіком рис. 3.7;
 $\varphi_p = (s - d_0) / s$ – коефіцієнт міцності трубних решіток;
 s, d_0 – крок і діаметр отвору для трубок в трубних решітках;
 n – кількість труб в трубній дошці;
 δ_k і δ_m – товщина стінки корпусу і товщина стінки труби;
 E_m і E_k – модулі подовжньої пружності матеріалу трубок і корпусу при розрахунковій температурі, МПа (табл. 3.7).
 f_m і f_k – площі поперечного перерізу трубок і кожуха, м².

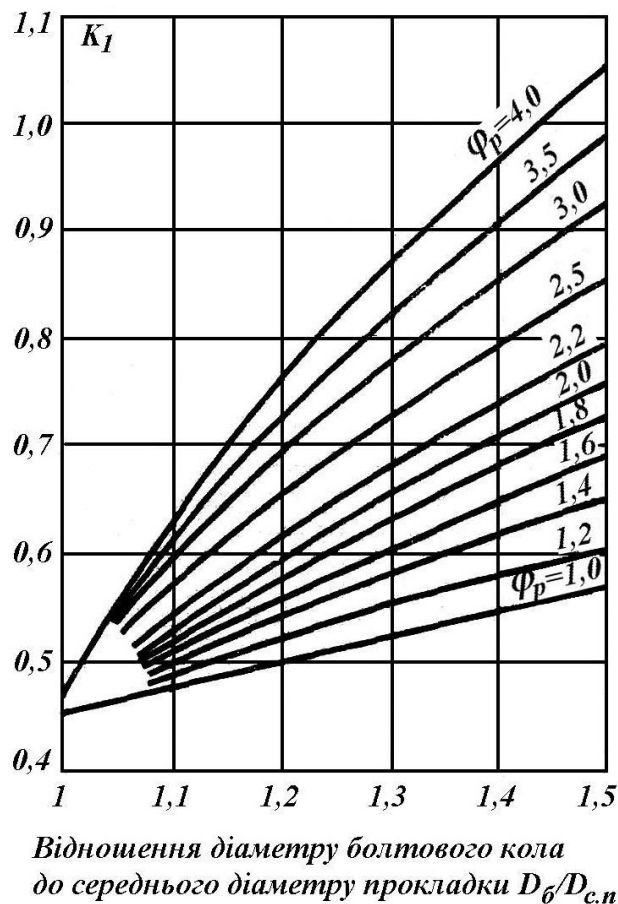


Рис. 3.7. Графік для визначення коефіцієнта K_1 у формулі (3.28б).

Таблиця 3.7

Модулі пружності для сталей

$t, ^\circ\text{C}$	20	100	200	300	400	500	600
$E \cdot 10^{-5}$, МПа вуглецеві сталі	1,99	1,91	1,81	1,71	1,55	-	-
$E \cdot 10^{-5}$, МПа леговані сталі	2	2	1,97	1,91	1,81	1,68	1,61

При середній різниці температури труб і корпусу $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ і вище або при тиску в трубному або міжтрубному просторі 5 МПа і вище, а також у теплообмінних апаратах, що мають діаметр кожуха більше 1500 мм і тиск вище 1 МПа, товщина трубних решіток розраховується за формулою

$$\delta_p = \left[17 \delta_k^4 \sqrt{l} p_p / \delta_{оп} \right]^{0,8}, \quad (3.30)$$

де δ_k – товщина стінки корпусу, м;

$L = 2l$ (рис. 3.6) – довжина труб, м;

p_p – розрахунковий тиск, що дорівнює більшому з трьох значень:

$$p_p = (0,6 + 0,4\alpha) (p_m - p_n) - \rho(p_m - 0,6p_n) + \gamma Kl; \quad (3.31a)$$

$$p_p = (0,6 + 0,4\alpha\theta + 0,6\rho) p_{m,n}; \quad (3.31б)$$

$$p_p = (0,6 + 0,4\alpha\theta + \rho) p_{m,n}. \quad (3.31в)$$

У рівняннях (3.31a) – (3.31в) позначено: p_m і p_n – тиск в трубному і міжтрубному просторах, МПа; $p_{m,n}$, $p_{m,n}$ – пробний тиск при гідравлічному випробуванні в міжтрубному просторі і в трубах (табл. 3.8); $\rho = E_m f_m / E_k f_k$ – відношення жорсткості трубок до жорсткості кожуха; $\gamma = (a_m t_m - \alpha_k t_k)$ – розрахунковий температурний коефіцієнт; $K = E_m f_m / l \pi a^2$ – модуль пружності системи трубок, МПа/м; E_m і E_k – модулі пружності матеріалу трубок і корпусу, МПа; f_m і f_k – площі поперечного перерізу трубок і кожуха, м²; $a = D_{вн}/2$, м; $f_m = n \pi d_{сер} \delta_m = n \pi (d - \delta_m) \delta_m$ і $f_k = 2 \pi a \delta_k$, м²; n – кількість трубок в трубних решітках; α_m і α_k – коефіцієнти лінійного подовження трубок і корпусу, 1/град; t_m і t_k – температури трубок і корпусу, $^\circ\text{C}$; $d_{сер} = d - \delta_m$ – середній діаметр трубки, м; $\alpha = 1 - \frac{n}{4} \left(\frac{d_{вн}}{a} \right)$ a – коефіцієнт перфорації.

Таблиця 3.8

Пробні надлишкові тиски p_n при гідравлічному випробуванні теплообмінників

Найменування ємностей	Розрахунковий тиск p_p , 10^{-1} МПа	p_n , 10^{-1} МПа
Усі ємності та апарати, окрім литих	Нижче 5	$1,5 p_p$, але не менше 2
Те ж саме	5 і вище	$1,25 p_p$, але не менше $p_p + 3$
Литі посудини та апарати	Незалежно від тиску	$1,5 p_p$, але не менше 3

3.5. Розрахунки товщини стінок, днищ, кришок і фланцевих з'єднань теплообмінників

3.5.1. Розрахунок товщини стінки циліндричного корпусу

Посудини, що працюють під тиском, діляться на тонкостінні й товстостінні. Тонкостінними вважають такі посудини, у яких відношення зовнішнього діаметру до внутрішнього дорівнює або менше 1,1.

Розрахунок посудин і апаратів необхідно проводити на основі норм і методів розрахунку на міцність посудин і апаратів. Товщина корпусу посудини або апарату, що працює під внутрішнім тиском [2]:

$$\delta_k = \frac{p_p D_{вн}}{2\sigma_{дон}^* \eta \varphi - p_p} + C, \text{ м}, \quad (3.32)$$

де p_p – розрахунковий або робочий тиск, який дорівнює надлишковому тиску, що виникає при нормальному протіканні робочого процесу в апараті, МПа;

$D_{вн}$ – внутрішній діаметр корпусу (циліндра), м;

$\sigma_{дон}^*$ – номінальна допустима напруга, вибирається у залежності від марки сталі та температури стінки (табл. 3.8), МПа;

η – коефіцієнт, що враховує клас апарату; при обігріві парою або підігрітими газами вибухо- і пожежобезпечних або токсичних речовин $\eta = 0,9$, для інших речовин $\eta = 1$;

φ – коефіцієнт міцності зварного шва;

C – поправка на корозію й округлення товщини до стандартного розміру металевих листів.

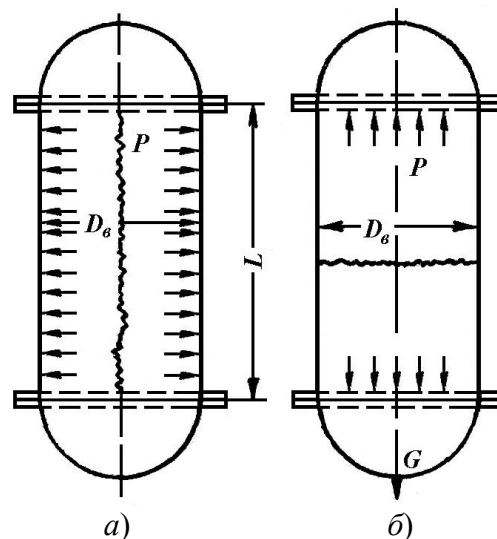


Рис. 3.8. Схеми розподілу зусиль до розрахунку товщини циліндричного корпусу теплообмінника:

а – радіальні зусилля; б – осьові зусилля; зигзагоподібна лінія показує місце можливого розриву апарату під дією цих зусиль.

Таблиця 3.9

**Номінальні допустимі напруги $\sigma_{\text{дон}}^* \cdot 10^{-1}$ МПа для вуглецевих і
низьколегованих марганцевих сталей**

Розрахункова температура стілки, °С	Марка сталі			
	ДСТУ 2651:2005, Ст. 3	ГОСТ 1050-88, Ст. 10	ГОСТ 1050-88, 20 і 20К	ГОСТ 19281-89, 09Г2С і 16ГС
20	1400	1300	1470	1700
100	1340	1250	1420	1600
200	1260	1180	1360	1480
250	1200	1120	1320	1450
300	1080	1000	1190	1340
350	980	880	1060	1230
400	880	770	920	1100

Величину C в усіх випадках приймають не менше 0,5 мм, а для агресивних середовищ – до 3-5 мм.

При розрахунку на міцність зварних з'єднань посудин, що працюють під тиском, за Правилами Держміськтехнагляду, можна приймати коефіцієнти міцності шва φ такими:

а) при стиковому зварюванні швів автоматичним електрозварюванням з двостороннім проваром під шаром флюсу, а також при зварюванні втавр допускається застосування розрахункового коефіцієнта міцності $\varphi = 1$ при будь-якому виді навантаження.

б) для з'єднань утавр і встик, що виконуються вручну, розрахунковий коефіцієнт міцності $\varphi = 0,95$.

в) при зварюванні вручну швів, що доступні з одного боку і мають підкладку по всій довжині шва, дозволяється застосування розрахункового коефіцієнта міцності шва $\varphi = 0,9$.

г) для з'єднань утавр і внакладку, на яких не забезпечується суцільний провар елементів, що з'єднуються, розрахунковий коефіцієнт $\varphi = 0,8$.

д) у разі стикових швів, що зварюються лише з одного боку автоматичним зварюванням під шаром флюсу, коефіцієнт міцності зварного шва φ повинен бути не більше 0,8.

Товщина циліндричного корпусу посудини, що підлягає зовнішньому тиску, визначається за формулою

$$\delta_{\kappa} = 0,47 \frac{D_{\text{вн}}}{100} \left(\frac{p_p}{10^{-6} E^t} \frac{l}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,4} + C, \text{ м}, \quad (3.33)$$

де $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр корпусу, м;

l – розрахункова довжина, рівна довжині корпусу плюс перехідна циліндрична частина кришки, м;

E^t – модуль пружності при розрахунковій температурі, що визначається за рис. 3.8, МПа;

p_p і C як і раніше.

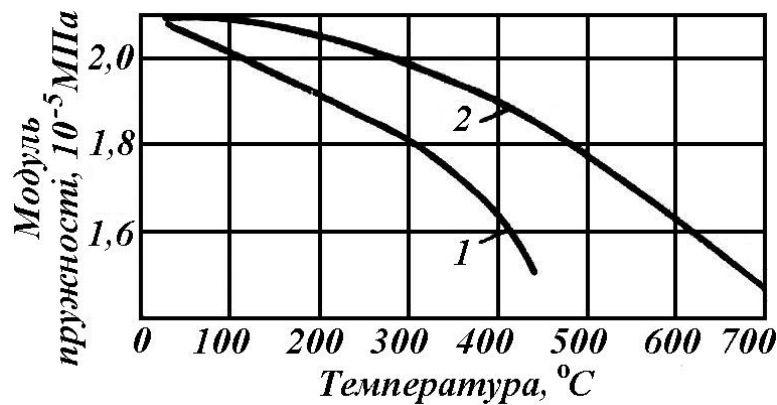


Рис. 3.9. Розрахункові значення модуля пружності залежно від температури:

1 – вуглецеві сталі; 2 – леговані сталі аустенітного класу.

Товщина стінки зварного корпусу для теплообмінного апарату зазвичай вибирається не менше 5-7 мм для найкращого проварювання металу без пропалювання.

3.5.2. Розрахунок товщини днищ і кришок

а) Сферичні днища. Найменшу розрахункову товщину мають сферичні днища (рис. 3.10, а). Однак вартість виготовлення їх найбільш висока. Тому в теплообмінних апаратах вони мають обмежене застосування – для компактних апаратів, що працюють при дуже високому тиску.

Розрахунок днищ сферичної форми виконується по наведеній нижче формулі для еліптичних днищ. При цьому товщину його беруть рівною товщині циліндричної обичайки.

б) Еліптичні відбортвані днища. Найбільше застосування мають еліптичні днища (рис. 3.10, б). Вони характеризуються діаметрами D_z і $D_{вн}$ та висотою опуклої частини днища h .

Висоту опуклої частини днища не рекомендується приймати менше $0,2D_{вн}$. У разі, коли $h/D_{вн} > 0,3$, товщина днища вибирається рівною товщині циліндричної частини апарату, оскільки міцність днища вища, ніж у циліндра.

Розрахунок еліптичних відбортваних днищ посудин і апаратів, що працюють під внутрішнім або зовнішнім тиском, проводиться за формулою

$$\delta = \frac{p_p D_{вн}}{4\sigma_{дон}^* \eta \phi K z - p_p} \frac{D_{вн}}{2h} + C, \quad (3.34)$$

де p_p , $D_{вн}$, $\sigma_{дон}^*$, η , ϕ і C мають ті ж значення, що і при розрахунку товщини обичайки за формулою (3.32);

$h \geq 0,2D_{вн}$ – висота опуклої частини днища, м;

$z = 1 - d/D_{вн}$ – коефіцієнт неукріпленого отвору;

d – діаметр неукріпленого отвору, м;

K – конструктивний коефіцієнт.

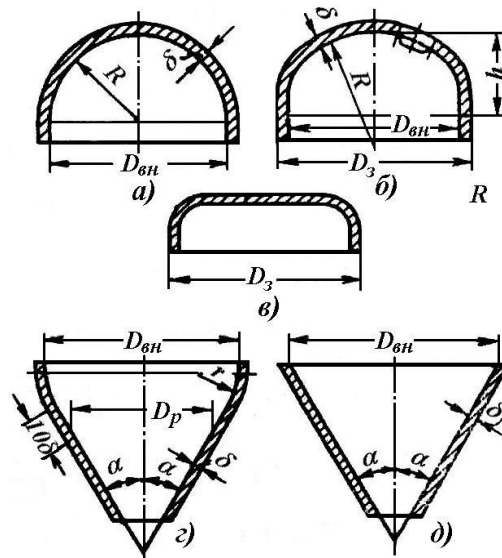


Рис. 3.10. Основні типи кришок і днищ:

а – сферичне; *б* – еліптичне; *в* – коробчасте; *г* – конічне відбортоване; *д* – конічне невідбортоване.

При внутрішньому тиску приймається $K=1$ для глухих днищ і $K=0,95$ для днищ з неукріпленими отворами; при зовнішньому тиску приймається $K=0,63$ для глухих днищ і $K=0,6$ для днищ з неукріпленими отворами.

в) Коробчасті днища. Простішу форму у порівнянні з еліптичними мають коробчасті днища (рис. 3.10, *в*). Перевірочний розрахунок їх можна проводити за формулами для еліптичних днищ.

г) Конічні днища (рис. 3.10, *г* і *д*) застосовуються в теплообмінних апаратах, що працюють при незначних перепадах тиску, або коли необхідно забезпечити надійне видалення з апарату в'язких розчинів, суспензій та інших малорухливих речовин.

Товщина стінки конічного днища при $\alpha \leq 70^\circ$ визначається:

а) за напругою на вигин

$$\delta = \frac{p_p D_p \cdot y}{4\varphi \sigma_{дон}^* \eta} + C, \quad (3.35)$$

б) за напругою на розтягування

$$\delta = \frac{p_p D_p}{2 \cos \alpha (\varphi \sigma_{дон}^* - p_p)} + C, \quad (3.36)$$

і приймається більше з двох значень.

При $\alpha > 70^\circ$

$$\delta = 0,3(D_{вн} - r) \frac{\alpha}{90} \sqrt{\frac{p_p}{\varphi \sigma_{дон}^*}} + C, \quad (3.37)$$

де p_p , $\sigma_{дон}^*$, η , φ і C мають ті ж значення, що і при розрахунку обичайки за формулою (3.32); φ – коефіцієнт форми днища, залежить від половини центрального кута α і визначається за графіком, представленим на рис. 3.11; D_p

– розрахунковий діаметр, м; для невідбортованих днищ $D_p = D_{вн}$; для відбортованих днищ D_p визначається за формулою

$$D_p = D_{вн} - 2[r - (1 - \cos \alpha) + 10\delta \sin \alpha], \quad (3.38)$$

де $r = (0,01 \div 0,50)D_{вн}$ для відбортованих днищ і $r = 0,01D_{вн}$ для невідбортованих днищ.

Днища отворів, що укріплені накладками, розраховуються як глухі, причому відштамповані борти отвору лазів зміцненнями не вважаються. Відстань від краю днища до краю отвору не повинна бути менше $0,1D_{вн} + \delta$ по проекції днища на площину. За наявності двох або більше отворів у днищі відстань між ними повинна бути не менше діаметру найбільшого отвору.

д) **Плоскі днища і кришки.** Розрахунок плоских круглих днищ, приварених до корпусу, які працюють під внутрішнім тиском, проводиться за формулою

$$\delta_1 = KD_{вн} \sqrt{\frac{p_p}{\sigma_{* доп}}} + C, \quad (3.39)$$

де p_p , $\sigma_{* доп}$, η , φ і C мають такі ж значення, що і при розрахунку товщини обичайки за формулою (3.32); $K=0,5 \div 0,6$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію днища.

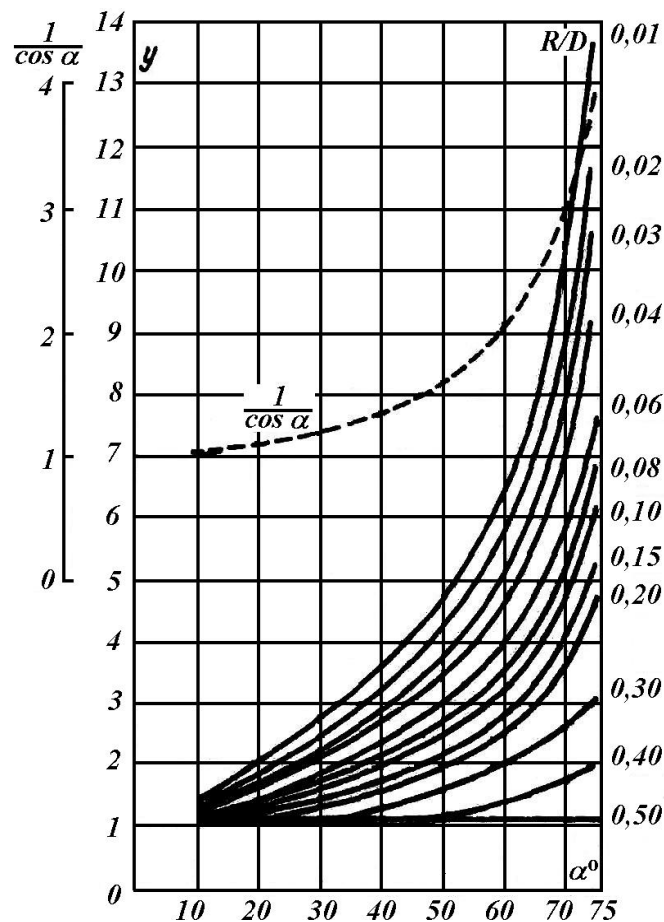


Рис. 3.11. Графік для визначення коефіцієнта форми днища у формулі (3.35).

Розрахунок кришок або плоских круглих днищ, приєднаних на болтах до фланця обичайки корпусу, проводиться також за формулою (3.38), однак замість $D_{вн}$ підставляється $D_{с.п}$ – середній діаметр прокладки, а значення K приймається залежно від конструкції кріплення днища або кришки (рис. 3.12).

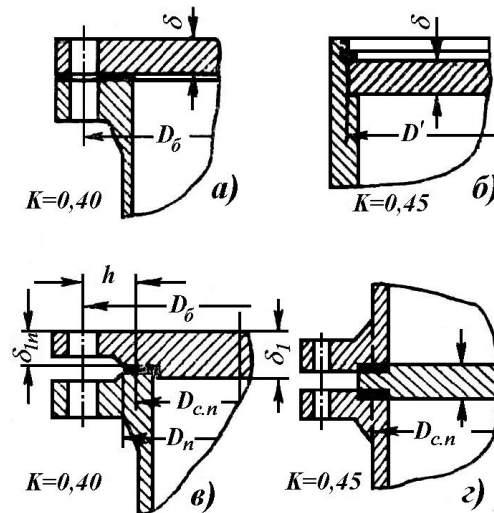


Рис. 3.12. Варіанти приєднання плоских днищ і кришок до корпусу теплообмінника і відповідні коефіцієнти K :

a – плоске днище на болтах, прокладка суцільна, $K = 0,4$; $б$ – днище, укріплене кільцем, $K = 0,45$; $в$ – плоске днище на болтах з прокладкою до болтів, $K = 0,4$; $г$ – днище заглушки, затисненої між фланцями, $K = 0,45$.

Плоскі кришки і днища застосовують тільки для теплообмінників з малим діаметром корпусу при незначному надлишковому тиску.

3.5.3. Розрахунок фланцевих з'єднань

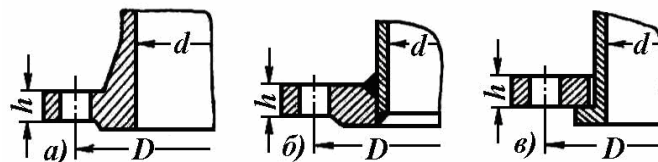


Рис. 3.13. Типи фланців:

a – кований; $б$ – приварний; $в$ – накидний.

Товщину приварного фланця можна визначити за формулою

$$\delta = a \sqrt{\frac{p_{\delta} (r_{\delta} - r)}{\sigma_{\delta on} (b - d) d}} + 0,012 \text{ м}, \quad (3.40)$$

де r_{δ} – радіус кола розташування болтів, м; r – внутрішній радіус корпусу, м; b і d – крок і діаметр болтів, м; $\sigma_{\delta on} = \sigma_{\delta on}^*$ – допустима напружка на вигин, МПа; $a = 0,43$ для фланців, що не піддаються вигину, і $a = 0,6$ для фланців, що підлягають вигину; $p_{\delta} = \pi D_{np}^2 p / 4z$ – зусилля на один болт, МН; p – тиск всередині корпусу, МПа; z – кількість болтів, шт.

Основною вихідною величиною при розрахунку болтів є розрахункове розтягальне зусилля в них. За робочих умов розрахункове розтягальне зусилля в болтах визначають за формулою

$$P_{\sigma} = \frac{\pi D_n^2}{4} p + P_n, \quad (3.41)$$

де D_n – середній діаметр ущільнення (прокладки), м; P_n – розрахункова сила осевого стиснення поверхонь, яка необхідна для забезпечення герметичності, МН; p – робочий тиск, МПа.

Розрахункову силу стиснення прокладки прямокутного перерізу визначають за формулою:

$$P_n = \pi D_n b k p, \quad (3.42)$$

де b – ефективна ширина прокладки, причому $b = b_0$, якщо $b_0 \leq 1$ см; $b = \sqrt{b_0}$, якщо $b_0 > 1$ см; b_0 – дійсна ширина прокладки (у м), що визначається конструкцією поверхні ущільнювача (гладка, типу виступ–западина, типу шпилька–паз та ін.); k – коефіцієнт, який залежить від матеріалу і конструкції прокладки, наприклад, для плоских прокладок з гуми $k=1,0$, з пароніту, фторопласту, шкіри $k = 2,5$ (товщина прокладок зазвичай складає 2–3 мм).

Діаметр болтового кола приблизно можна визначити за формулою:

$$D_{\sigma} = (1,1 \div 1,2) D_e^{0,933}, \quad (3.43)$$

де D_e – внутрішній діаметр фланця, який дорівнює зовнішньому діаметру апарату, м.

Розрахунковий діаметр болтів визначають за формулою

$$d_{\sigma} = (D_{\sigma} - D_e) / 2 - 0,006 \quad (3.44)$$

і потім округляють у менший бік до найближчого стандартного розміру (D_e – зовнішній діаметр зварного шва на фланці, м). Кількість болтів знаходять за формулою

$$z = P_{\sigma} / (\sigma_{\sigma} f_{\sigma}), \quad (3.45)$$

де f_{σ} – площа перерізу вибраного болта по внутрішньому діаметру різьби, м²;

σ_{σ} – допустима напруга на розтягування в болтах (див. рис. 3.14), МН/м².

Розраховану кількість болтів округляють до найближчого числа, кратного чотирьом. Зовнішній діаметр фланця визначають за формулою

$$D_{\phi} = D_{\sigma} + (1,8 \div 2,5) d_{\sigma}. \quad (3.46)$$

Більше число в дужках відповідає найменшому діаметру болтів $d_{\sigma}=0,01$ м, менше – $d_{\sigma} = 0,056$ м.

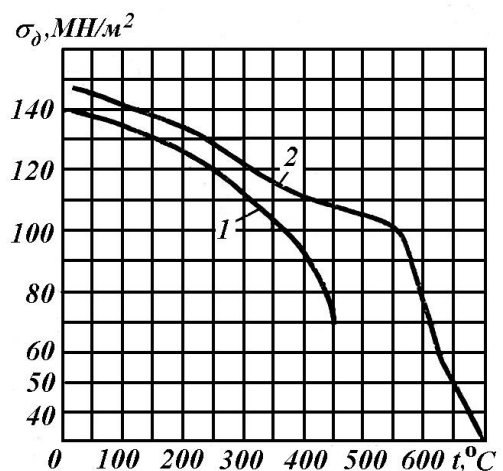


Рис. 3.14. Допустимі напруження для сталі Ст.3 (1) і X18H10T (2).

4. РОЗРАХУНКИ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ

Проводяться тепловий, конструктивний і гідромеханічний розрахунки випарного апарату.

Результатом теплового розрахунку є визначення поверхні нагріву апарату, конструктивного – розмірів апарату, гідромеханічного – корисного напору в циркуляційному контурі.

4.1. Теплові розрахунки випарних апаратів

При проведенні теплового розрахунку початковими даними зазвичай є: G_1 – продуктивність за свіжим розчином, кг/с; G_2 – продуктивність за випареним розчином; ϵ_1 – початкова концентрація розчину, %; ϵ_2 – кінцева концентрація розчину, %; t_0 – початкова температура розчину, °С; p – робочий тиск в сепараторі, МПа; фізико-хімічні властивості розчину (теплоємність, в'язкість, густина і т.ін.); спосіб випаровування [1, 2, 3, 8, 9].

4.1.1. Складання матеріального й теплового балансів

4.1.1.1. Матеріальний баланс

Матеріальний баланс по усій речовині:

$$G_{\Pi} = G_K + W. \quad (4.1)$$

По сухій речовині:

$$G_{\Pi} \epsilon_{\Pi} = G_K \epsilon_K, \quad (4.2)$$

де: G_{Π} , G_K – маси або витрати вихідного розчину і упареного;

W – маса або витрата упареної води;

ϵ_{Π} , ϵ_K – процентний вміст розчиненої речовини у вихідному й упареному розчинах.

$$G_K = \frac{G_{\Pi} \epsilon_{\Pi}}{\epsilon_K}, \quad (4.3)$$

$$W = G_{\Pi} - G_K = G_{\Pi} [1 - (\epsilon_{\Pi}/\epsilon_K)]. \quad (4.4)$$

4.1.1.2. Тепловий баланс однокорпусної випарної установки

Позначення:

D – витрата гріючої пари, кг/с;

h_r – ентальпія гріючої пари, кДж/кг;

h – ентальпія вторинної пари, кДж/кг;

$h_{\Pi} = c_{\Pi} t_{\Pi}$ – ентальпія вихідного розчину, кДж/кг;

$h_K = c_K t_K$ – ентальпія випареного розчину, кДж/кг;

$h' = c' \theta$ – ентальпія конденсату гріючої пари, кДж/кг;

c_{Π} , c_K , c' , c'' – середні питомі теплоємності вихідного, кінцевого розчинів, гріючої пари і води, кДж/(кг·К);

t_{Π} , t_K , θ – температури вихідного, кінцевого розчинів і насиченої гріючої пари (конденсату), °С.

Прихід тепла

з вихідним розчином $G_{\text{п}}h_{\text{п}}$;
з гріючою парою $Dh_{\text{г}}$

Витрата тепла

з випареним розчином $G_{\text{к}}h_{\text{к}}$;
з вторинною парою Wh ;
з конденсатом Dh' ;
концентрування розчину $Q_{\text{конц.}}$;
втрати тепла $Q_{\text{втр.}}$

$$G_{\text{п}}h_{\text{п}} + Dh_{\text{г}} = G_{\text{к}}h_{\text{к}} + Wh + Dh' + Q_{\text{конц.}} + Q_{\text{втр.}} \quad (4.5)$$

Розглядаємо вихідний розчин як суміш випарного розчину і води, яку треба випарити.

Тепловий баланс при змішуванні при $t_{\text{кип}}$ ($t_{\text{к}}$) в апараті:

$$G_{\text{п}}c_{\text{п}}t_{\text{к}} = G_{\text{к}}c_{\text{к}}t_{\text{к}} + Wc''t_{\text{к}}, \quad (4.6)$$

$$G_{\text{к}}c_{\text{к}} = G_{\text{п}}c_{\text{п}} - Wc'', \quad (4.6a)$$

(4.6a) підставляємо в (4.5):

$$G_{\text{п}}c_{\text{п}}t_{\text{п}} + Dh_{\text{г}} = G_{\text{п}}c_{\text{п}}t_{\text{к}} - Wc''t_{\text{к}} + Wh + Dc'\theta + Q_{\text{конц.}} + Q_{\text{втр.}} \quad (4.7)$$

Кількість тепла, що підводиться в одиницю часу з гріючою парою (теплове навантаження):

$$Q = D(h_{\text{г}} - c'\theta) = \underbrace{G_{\text{п}}c_{\text{п}}(t_{\text{к}} - t_{\text{п}})}_I + \underbrace{W(h - c''t_{\text{к}})}_{II} + \underbrace{Q_{\text{конц.}}}_{III} + \underbrace{Q_{\text{втр.}}}_{IV} \quad (4.8)$$

I – теплота, яка витрачається на нагрівання розчину від $t_{\text{п}}$ до $t_{\text{к}}$ – $Q_{\text{нагр.}}$

II – теплота, яка витрачається на випарювання W кг/с води – $Q_{\text{випар.}}$

III – теплота, що витрачається на концентрування розчину при випарюванні

$$Q_{\text{конц.}} = \Delta q G_{\text{к}} (\text{вк}/100), \quad (4.9)$$

де Δq – різниця інтегральних теплот випаровування 1 кг речовини.

З (4.8) витрата сухої гріючої пари:

$$D = \frac{G_{\text{п}}c_{\text{п}}(t_{\text{к}} - t_{\text{п}}) + W(h - c''t_{\text{к}}) + Q_{\text{конц.}} + Q_{\text{втр.}}}{h_{\text{г}} - c'\theta} = \frac{Q}{r'}. \quad (4.10)$$

Якщо знехтувати $Q_{\text{конц.}}$ і $Q_{\text{втр.}}$, і вважати, що розчин поступає в апарат нагрітим до $t_{\text{к}}$, то теоретична витрата пари на випаровування 1 кг води

$$D = \frac{W(h - c''t)}{h_{\text{г}} - c'\theta} = \frac{Wr}{r'} \approx W, \quad (4.11)$$

де: $r = h - c''t_{\text{к}}$ – питома теплота випаровування води, кДж/кг;

$r' = h_{\text{г}} - c'\theta$ – питома теплота конденсації гріючої пари, кДж/кг.

При кипінні $r \approx r'$.

Тобто, з (4.11): в однокорпусному апараті на випаровування 1 кг води витрачається приблизно 1 кг гріючої пари. Практично беруть 1,1-1,2 кг сухої гріючої пари на 1 кг води.

Якщо поступає волога пара, то її витрата:

$$D' = \frac{D}{\chi}, \quad (4.12)$$

χ – ступінь сухості пари; $\chi < 1$.

4.1.1.3. Поверхня нагрівання випарного апарату

З основного рівняння теплопередачі F – поверхня нагрівання:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{корисна}}}; \quad (4.13)$$

$$\Delta t_{\text{корисна}} = t_s - t_k, \quad (4.14)$$

де t_s – температура конденсації гріючої пари;

t_k – температура кипіння розчину.

4.1.1.4. Температурні втрати

Температурні втрати складаються з температурної депресії Δ' , гідростатичної депресії Δ'' і гідравлічної депресії Δ''' :

$$\Sigma \Delta t_{\text{втр}} = \Delta' + \Delta'' + \Delta''', \quad (4.15)$$

де Δ' – різниця між температурами кипіння розчину і розчинника при однаковому тиску.

Δ'' – виникає внаслідок гідростатичного тиску стовпчика рідини в трубах, де температура кипіння шарів, які розташовані нижче, більша за температуру кипіння шарів, що розташовані вище. Найбільш суттєва Δ'' при роботі під вакуумом. Точно підрахувати цю величину неможливо. Приймають $\Delta'' = 1-3^\circ$.

Δ''' – обумовлена гідравлічними опорами (тертя і місцевими опорами), які долає вторинна пара при її русі крізь сепаратор і паропровід. Ця величина складає приблизно $0,5-1,5^\circ$. Для поодинокого апарату приймають $\Delta''' = 1^\circ$.

Таким чином, температура кипіння розчину

$$t_{\text{кип}} = t' + \Delta' + \Delta'' + \Delta''', \quad (4.16)$$

де t' – температура вторинної пари.

4.2. Приклади теплових розрахунків випарних апаратів

Приклад 4.1. У випарний апарат періодичної дії, що має площу поверхні нагрівання 40 м^2 , заливається 20 т розведеного розчину з концентрацією $\phi_n = 5\%$ (мас.). Початкова температура цього розчину 20°C . Розчин випарюється під вакуумом до концентрації $\phi_k = 50\%$ (мас.). Залежність температури кипіння розчину і коефіцієнта теплопередачі в апараті від концентрації розчину дана в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Залежність температури кипіння розчину і коефіцієнта теплопередачі в апараті від концентрації розчину

Концентрація ϕ , % (мас.)	5	10	20	30	40	50
Температура кипіння, $^\circ\text{C}$	55	56	60	67	76	95
Коефіцієнт теплопередачі k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2100	1740	1125	740	490	280

Коефіцієнт теплопередачі для періоду нагрівання розведеного розчину до початку кипіння $k_I = 350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура гріючої пари 120°C . Визначити витрату гріючої пари, приймаючи її вологість 5% , і тривалість процесу випарювання.

Рішення. Визначаємо витрату гріючої пари. Кількість води, що випарюється:

$$W = G_{\text{поч}} \left(1 - \frac{\phi_n}{\phi_k} \right) = 20000 \left(1 - \frac{5}{50} \right) = 18000 \text{ кг}.$$

Витрата тепла (без урахування втрат у навколишнє середовище):

$$\begin{aligned} Q &= G_n c_n (t_{\text{кип}} - t_n) + W r = \\ &= [20000 \cdot 0,95 (55 - 20) + 18000 \cdot 554] \cdot 4,19 \cdot 10^3 = \\ &= 665000 \cdot 4,19 \cdot 10^3 + 10000000 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж.} \end{aligned}$$

Тут $0,95 \cdot 4,19 \cdot 10^3$ – питома теплоємність 5% водного розчину, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$554 \cdot 4,19 \cdot 10^3$ – питома теплота пароутворення води при середній температурі $\frac{55+95}{2} = 75^\circ\text{C}$ (табл. 19 додатків 2), $\text{Дж}/\text{кг}$.

Витрата гріючої пари:

за період нагрівання розведеного розчину до початку кипіння

$$G'_{\text{г.п.}} = \frac{Q_{\text{нагр}}}{(h'' - h')x} = \frac{665000 \cdot 4,19 \cdot 10^3}{526,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 1330 \text{ кг};$$

за період випарювання

$$G'_{\text{в.п.}} = \frac{10000000}{526,7 \cdot 0,95} = 19980 \text{ кг} \approx 20000 \text{ кг}.$$

Тут $526,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3$ – питома теплота конденсації насиченої водяної пари при $t = 120^\circ\text{C}$ (табл. 19 додатків 2), $\text{Дж}/\text{кг}$.

Визначаємо тривалість періоду нагрівання розведеного розчину до початку кипіння за рівнянням:

$$\tau_1 = \frac{Q_{\text{нагр}}}{k_1 F \Delta t_1} = \frac{665000 \cdot 4,19 \cdot 10^3}{1,16 \cdot 300 \cdot 40 \cdot 82,5} = 2430 \text{ с} = 0,67 \text{ год.},$$

де Δt_1 – середня (за часом) різниця температур в апараті за період нагрівання

$$\begin{array}{ccc} 120 & \leftarrow & 120 \\ 20 & \rightarrow & 55 \\ \Delta t_6 = 100 & \Delta t_m = 65. \end{array}$$

$$\text{Оскільки } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2, \text{ то } \Delta t_1 = \frac{100 + 65}{2} = 82,5^\circ \text{C} = 82,5 \text{ К.}$$

Визначаємо тривалість періоду власне випарювання. У цьому періоді концентрації киплячого розчину ϕ , його температура кипіння t_k і величина коефіцієнта теплопередачі k безперервно змінюється – див. табл. 4.1.

Рівняння теплопровідності для безкінечно малого відрізка часу $d\tau$

$$dQ = kF(t_s - t_k) d\tau$$

містить тільки дві сталі величини: температуру конденсації гріючої пари $t_s = 120^\circ\text{C}$ і площу поверхні теплообмінника $F = 40 \text{ м}^2$.

З останнього рівняння отримуємо:

$$F d\tau = \frac{dQ}{k(t_s - t_k)}.$$

Інтегрування правої частини рівняння

$$F\tau_2 = \int_0^{Q_2} \frac{dQ}{k(t_s - t_k)}$$

може бути виконане графічно.

У табл. 4.2 наведені необхідні для графічного інтегрування величини, отримані розрахунковим шляхом з даних табл. 4.1.

За даними табл. 4.2 побудовано графік (рис. 4.1). Визначаючи на цьому графіку величину заштрихованої площі (наприклад, за правилом трапецій), знаходимо:

Таблица 4.2

Дані для графічного інтегрування

$\phi, \%$	50	10	20	30	40	50
$W, \text{ кг}$	0	10000	15000	16700	17500	18000
$r \cdot 4190^{-1}, \text{ Дж/кг}$	565	565	564	562	559	554
$Q \cdot 4190^{-1}, \text{ Дж}$	0	5,65	8,47	9,4	9,8	10
$(t_s - t_k), \text{ К}$	65	64	60	53	44	25
$\frac{1}{k(t_s - t_k)} \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{Вт}$	9,6	12,1	19,0	34,2	61,8	193,4

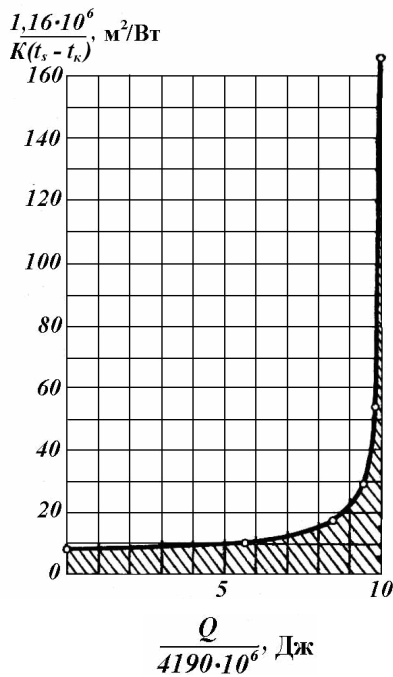


Рис. 4.1 (до прикладу 4.1).

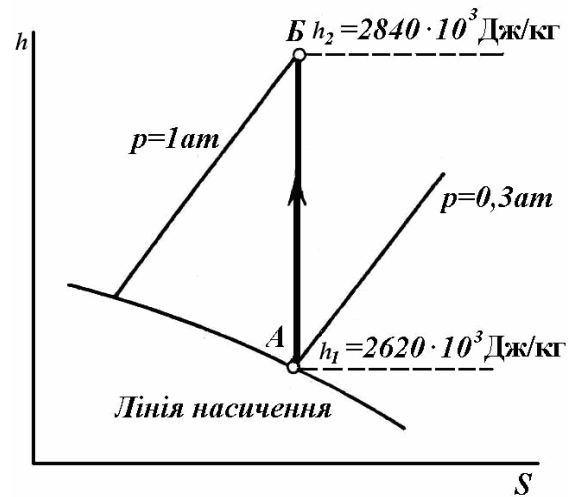


Рис. 4.2 (до прикладу 4.2).

$$Q_2 = 10 \cdot 4190 \cdot 10^6 \int_0^{\tau_2} \frac{dQ}{k(T-t)} = F \tau_2 = 547000 \text{ м}^2 \text{с},$$

звідки

$$\tau_2 = \frac{547000}{40} = 13650 \text{ с} = 3,8 \text{ год.}$$

Загальна тривалість процесу випарювання:

$$\tau_1 + \tau_2 = 0,67 + 3,8 \approx 4,5 \text{ год.}$$

Приклад 4.2. Порівняти теоретичну витрату енергії для двох випадків:

а) при відкачуванні вторинної пари вакуум-насосом з випарного апарату, що працює під вакуумом 0,7 ат, і б) при конденсації вторинної пари в конденсаторі та відкачуванні насосом конденсату. Продуктивність випарного апарату 1000 кг/год. випареної води.

Рішення. а) Приймемо, що стиск вторинної пари у вакуум-наосі адіабатичний. У цьому випадку робота, що витрачається, визначиться за рівнянням:

$$L = h_2 - h_1 = 2840 \cdot 10^3 - 2620 \cdot 10^3 = 220 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Ентальпії знаходимо за діаграмою $d-h$ для водяної пари (рис.12 додатків 2).

Необхідна теоретична потужність (без урахування к.к.д. вакуум-насосу):

$$N_{\tau} = \frac{220 \cdot 10^3 \cdot 1000}{3600} = 62,7 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 62,7 \text{ кВт.}$$

б) При відкачуванні насосом рідини (конденсату) необхідну теоретичну потужність насоса (без обліку його к. к. д.) визначимо за рівнянням:

$$N_{\tau} = \frac{V\Delta p}{1000} = \frac{1000 \cdot 68,7 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1000 \cdot 10^3} = 0,019 \text{ кВт},$$

де

$$V = \frac{1000}{3600 \cdot 1000} = \frac{1}{3600} \text{ м}^3/\text{с},$$

$$\Delta p = 0,7 \text{ ат} = 68,7 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

З даного прикладу видно, що відкачувати вторинну пару вакуум-насосом недоцільно, оскільки це вимагає великої витрати енергії (у $62,7/0,019=3300$ разів більшої, ніж при відкачуванні конденсату). Тому вторинну пару ніколи не відкачують, а завжди конденсують.

Приклад 4.3. Визначити, користуючись правилом Бабо, температурну депресію $\Delta t_{\text{депр}}$ для 25% водного розчину хлористого кальцію при тиску $p_{\text{абс}} = 0,5 \text{ ат}$.

Рішення. З довідника (табл. 16 додатків 2) знаходимо, що 25% водний розчин хлористого кальцію під атмосферним тиском (1,033 ат) кипить при температурі $107,5^\circ\text{C}$. При цій температурі тиск насиченої пари води (табл. 20 додатків 2) дорівнює 1,345 ат. Відношення тисків пари розчину і води (при одній і тій самій температурі $107,5^\circ\text{C}$):

$$\left(\frac{p}{p_0} \right)_{107,5} = \frac{1,033}{1,345} = 0,77.$$

Відповідно до правила Бабо це відношення зберігає постійне значення при всіх температурах кипіння розчину. Отже, при температурі t'

$$\left(\frac{p'}{p'_0} \right)_t = \frac{0,5}{p'_0} = 0,77,$$

звідки знаходимо $p'_0 = \frac{0,5}{0,77} = 0,65 \text{ ат}.$

Знаходимо температуру t кипіння води при $p'_0 = 0,65 \text{ ат}$, яка дорівнює температурі кипіння розчину хлористого кальцію при $p_0 = 0,5 \text{ ат}$.

За довідником (табл. 21 додатків 2) при $p'_0 = 0,65 \text{ ат} = 478 \text{ мм рт. ст.}$
 $t = 87,5^\circ\text{C}.$

Температура кипіння води t_s при $p_{\text{абс}} = 0,5 \text{ ат}$ дорівнює $80,9^\circ\text{C}$ (табл. 21 додатків 2), звідси температурна депресія

$$\Delta t_{\text{депр}} = t - t_s = 87,5 - 80,9 = 6,6^\circ\text{C} = 6,6 \text{ К}.$$

За табл. 4.3 при $p/p_0 = 0,77$ і $p = 0,5 \text{ ат} = 368 \text{ мм рт. ст.}$ поправка не дається.

поки що невідомої, приходить ся нею задаватися. Прийmemo $t_{\text{кин}} = 85^\circ\text{C}$. Тоді

$$H_{\text{рів}} = [0,26 + 0,0014 (1195 - 969)] \cdot 4 = 2,3 \text{ м.}$$

Тут $\rho_p = 1195 \text{ кг/м}^3$ – узято приблизно (з перебільшенням) за довідковими даними залежності густини розчину від температури;

$$\rho_B = 969 \text{ кг/м}^3 \text{ (табл. 19 додатків 2).}$$

Тиск у середньому шарі розчину:

$$p_{\text{сер}} = p_1 + \frac{H_{\text{рівн}}}{2} \rho_p g = 0,36 + \frac{2,3 \cdot 1195 \cdot 9,81}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4} = 0,5 \text{ ат.}$$

Температура кипіння води при $p_{\text{сер}} = 0,5 \text{ ат}$ $t_{\text{сер}} = 85^\circ\text{C}$ (табл. 21 додатків 2).

Гідростатична депресія:

$$\Delta'' = t_{\text{сер}} - t_I = 80,9 - 72,7 = 8,2^\circ\text{C} = 8,2 \text{ К.}$$

Перевіrimo температуру кипіння розчину. З урахуванням $\Delta t_{\text{депр}}$ (див. попередній приклад) $t_{\text{кин}} = t_{\text{сер}} + \Delta' = 80,9 + 6,6 = 87,5^\circ\text{C}$ замість прийнятої 85°C . Оскільки густини рідин мало міняються з температурою, то виконаний наближений розрахунок величини Δ'' можна не уточнювати.

Приклад 4.5. Вторинна пара з випарного апарату надходить у барометричний конденсатор по паропроводу діаметром 150 мм. Швидкість пари в паропроводі 50 м/с. Тиск у конденсаторі (абс.) $p_0 = 0,3 \text{ ат}$. Довжина паропроводу 14 м. Коефіцієнт тертя $\lambda = 0,03$. На паропроводі є три повороти на 90° ($\zeta = 0,2$). Визначити гідравлічну депресію Δ''' .

Рішення. За рівнянням:

$$\Delta''' = t_I - t_0.$$

При $p_0 = 0,3 \text{ ат}$ $t_0 = 68,7^\circ\text{C}$ (табл. 21 додатків 2). Для визначення температури t_I необхідно знайти тиск на поверхні розчину, що випарюється, p_I , який дорівнює $p_0 + \Delta p_{\text{з.о.}}$ (див. рис. 4.3), де

$$\Delta p_{\text{з.о.}} = \frac{\omega^2 \rho_n}{2} \left(1 + \frac{\lambda L}{d} + \sum \zeta \right).$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

Вхід у трубу 0,5 (довідник)

Вихід із труби 1,0

Повороти $3 \cdot 0,2 = 0,6$

$$\Sigma \zeta = 2,1$$

Додатковий опір сепаратору не враховуємо.

$$\Delta p_{\text{з.о.}} = \frac{50^2 \cdot 0,188}{2} \left(1 + \frac{0,03 \cdot 14}{0,15} + 2,1 \right) = 1390 \text{ Па,}$$

де $\rho_n = 0,188 \text{ кг/м}^3$ – густина пари, вважаючи її насиченою (табл. 21 додатків 2).

$$p_1 = p_0 + p_{z.o} = 0,3 + \frac{1390}{9,81 \cdot 10^4} = 0,314 \text{ ат.}$$

За табл. 21 додатків 2 при $p_1 = 0,314$ ат $t = 69,6^\circ\text{C}$. Гідравлічна депресія:

$$\Delta''' = 69,6 - 68,7 = 0,9^\circ\text{C} = 0,9 \text{ К.}$$

Приклад 4.6. Визначити необхідну поверхню нагрівання вакуум-випарного апарату (рис. 4.3) і витрату гріючої пари для випарювання розчину хлористого кальцію від 15 до 25%. Продуктивність по вихідному (розведеному) розчину 20000 кг/год. Тиск (абс) гріючої пари 1,4 ат, її вологість 5%. Тиск (абс) у барометричному конденсаторі $p_o = 0,345$ ат. Розведений розчин надходить в апарат при $t_n = 75^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі прийняти рівним $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ а теплові втрати – у розмірі 5% від корисної теплоти.

Рішення. Визначаємо середню температуру кипіння 25% розчину хлористого кальцію у випарному апараті:

$$t_k = t' + \Delta' + \Delta'' + \Delta'''.$$

При $p_o = 0,345$ ат $t' = 71,7^\circ\text{C}$ (табл. 21 додатків 2). Приймаємо $\Delta''' = 1^\circ\text{C} = 1 \text{ К}$. Тоді $t_l = t' + \Delta''' = 72,7^\circ\text{C}$, чому відповідає тиск $p_l = 0,36$ ат.

Приймаємо робочу висоту труб 4 м. Тоді $p_{сер} = 0,5$ ат і $\Delta'' = 8,2^\circ\text{C} = 8,2 \text{ К}$ (див. приклад 4.4).

Температурна депресія Δ' при $p_{сер} = 0,5$ ат дорівнює $6,6^\circ\text{C} = 6,6 \text{ К}$ (див. приклад 4.3).

Середня температура кипіння розчину:

$$t_{кин} = 71,7 + 1 + 8,2 + 6,6 = 87,5^\circ\text{C}.$$

Визначаємо витрату тепла у випарному апараті.

Питома теплоємність початкового розчину за рівнянням:

$$c_n = 4190(1 - \epsilon_n) = 4190(1 - 0,15) = 3560 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Витрата тепла на нагрівання початкового розчину:

$$Q_{нагр} = G_n c_n (t_{кин} - t_n) = \frac{20000}{3600} 3560 (87,5 - 75) = 247000 \text{ Вт.}$$

Витрата води, що випарюється:

$$W = G_n \left(1 - \frac{\epsilon_n}{\epsilon_k} \right) = \frac{20000}{3600} \left(1 - \frac{15}{25} \right) = 2,22 \text{ кг/с.}$$

Питома теплота пароутворення води при $p_{сер} = 0,5$ ат $r = 2307 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

Витрата тепла на випарювання води:

$$Q_{вип} = W r = 2,22 \cdot 2307 \cdot 10^3 = 5120000 \text{ Вт.}$$

Загальна витрата тепла з урахуванням 5% втрат:

$$Q = Q_{нагр} + Q_{вип} = 1,05 (247000 + 5120000) = 5650000 \text{ Вт.}$$

Визначаємо площу поверхні нагрівання випарного апарата за рівнянням:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{сер}}.$$

Тут

$$\Delta t_{сер} = t_{г.н} - t_{к.н} = 108,7 - 87,5 = 21,2^\circ\text{C} = 21,2 \text{ К},$$

де $t_{г.н} = 108,7^\circ\text{C}$ – температура грійучої пари при $p = 1,4$ ат (табл. 21 додатків 2).

Маємо:

$$F = \frac{5650000}{r_{г.н} \chi} = 266 \text{ м}^2,$$

де χ – ступінь сухості пари (паровміст).

За каталогом підбирають випарний апарат з поверхнею на 15-20% більшою за розрахункову.

Витрата грійучої пари:

$$D_{г.н} = \frac{Q}{r_{г.н} \chi} = \frac{5650000}{2237 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 2,66 \text{ кг/с.}$$

Тут $r_{г.н} = 2237 \cdot 10^3$ Дж/кг – питома теплота конденсації грійучої пари при $p = 1,4$ ат, а $\chi = 0,95$. Питома витрата грійучої пари:

$$d = \frac{G_{г.н}}{W} = \frac{2,66}{2,22} = 1,2 \text{ кг/кг води.}$$

4.3. Повний розрахунок випарного апарату

Розрахувати та підібрати випарний апарат з природною циркуляцією і співвісною нагрівальною камерою для випарювання розчину їдкого натру NaOH. Кількість розчину, що поступає, $G = 6000$ кг/год., його початкова концентрація $\phi_{п} = 16\%$ мас, кінцева $\phi_{к} = 34\%$ мас. Температура вихідного розчину $t_{п} = 55^\circ\text{C}$. Абсолютний тиск в конденсаторі, куди поступає на конденсацію вторинна пара, $p_{к} = 0,02$ МПа; абсолютний тиск грійучої пари 0,2 МПа, температура $\theta = 119,6^\circ\text{C}$.

Тепловий розрахунок

1. Кількість випареної води

$$W = 6000 \left(1 - \frac{16}{34} \right) = 3200 \text{ кг/год.}$$

Кількість упареного розчину

$$G_a = 6000 - 3200 = 2800 \text{ кг/год.}$$

2. Температуру кипіння розчину обчислюємо за формулою (4.16).

Температура в конденсаторі, куди поступає вторинна пара з сепаратору, залежить від тиску і дорівнює $t' = 59,7^\circ\text{C}$ (табл. 21 додатків 2).

На основі практичних рекомендацій приймаємо гідравлічну депресію $\Delta''' = 1,5^\circ\text{C}$; тоді температура вторинної пари над поверхнею кипіння в сепараторі $t'_n = 59,7 + 1,5 = 61,2^\circ\text{C}$, а її тиск $p'_n = 0,02155$ МПа. Теплота випаровування води при цьому тиску $r = 2354,0 \cdot 10^3$ Дж/кг. Температурна депресія

$$\Delta' = 16,2 \frac{(T')^2}{r} \Delta_{\text{атм}} = 16,2 \frac{(61,2 + 273)^2}{2354 \cdot 10^3} 28 = 21,4^\circ\text{C}.$$

У цьому виразі $\Delta_{\text{атм}}$ – температурна депресія для 40%-ного розчину при атмосферному тиску ($\Delta_{\text{атм}} = 28^\circ\text{C}$). Гідростатичну депресію Δ'' визначаємо таким чином. Висоту оптимального рівня знаходимо із співвідношення

$$\frac{H_{\text{піє}}}{l} = 0,26 + 0,14 (\rho - \rho_v) = 0,26 + 0,14 (1400 - 968) = 0,865,$$

де ρ і ρ_v – густина 40%-вого розчину і води, кг/м³.

Висоту труби орієнтовно вибираємо $l = 4$ м.

Тоді $H_{\text{піє}} = 0,865L = 0,865 \cdot 4 = 3,46$ м.

Збільшення тиску в середньому шарі розчину

$$\Delta p_{\text{сер}} = \rho g \frac{H_{\text{піє}}}{2} = 1400 \cdot 9,81 \frac{3,46}{2} = 0,02422 \text{ МПа}.$$

Отже, тиск у середньому шарі розчину

$$p_{\text{сер}} = p' + \Delta p_z = 0,02155 + 0,02422 = 0,04577 \text{ МПа}.$$

Температуру кипіння води при $p_{\text{сер}}$ приймаємо за довідковими даними: $t_v = 78,5^\circ\text{C}$. Отже, гідростатичні втрати

$$\Delta'' = 78,5 - 61,2 = 17,3^\circ\text{C}.$$

Температура кипіння розчину

$$t_p = t'_n + \Delta' + \Delta'' + \Delta''' = 59,7 + 21,4 + 17,3 + 1,5 = 99,9^\circ\text{C}.$$

3. Витрату гріючої пари D (кг/год.) визначаємо з рівняння теплового балансу (4.7), вважаючи, що $Q_{\text{втр.}} = 6\%$:

$$6000 \cdot 3640 \cdot 55 + 2,71 \cdot 10^6 D = 1,06(6000 \cdot 3640 \cdot 99,9 - 2800 \cdot 4230 \cdot 99,9 + 2800 \cdot 2607 \cdot 10^3 + D \cdot 503 \cdot 10^3),$$

де $h_r = 2,71 \cdot 10^6$ Дж/кг – ентальпія гріючої пари (табл. 21 додатків 2);

$c_{\text{п}}^* = 3640$ Дж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$) – питома теплоємність свіжого розчину;

$c'' = 4230$ Дж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$) – питома теплоємність конденсату (води) при температурі $119,6^\circ\text{C}$ (табл. 19 додатків 2);

$h = 2607 \cdot 10^3$ Дж/кг – ентальпія вторинної пари, Дж/кг;

$c'\theta = h' = 503 \cdot 10^3$ Дж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари (табл. 19 додатків 2).

Звідси $D = 3487$ кг/год.

* Для розведених водних розчинів ($\epsilon < 0,2$) $c = 4190(1-\epsilon)$;

для концентрованих двокомпонентних розчинів ($\epsilon > 0,2$) $c = 4190(1-\epsilon) + c_1\epsilon$ (де c_1 – питома теплоємність безводної розчиненої речовини).

4. Теплове навантаження

$$Q = \frac{3487(2,71 \cdot 10^6 - 503 \cdot 10^3)}{3600} = 2,14 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

5. Поверхня нагріву

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{корисна}}} = \frac{2,14 \cdot 10^6}{700 \cdot 19,7} = 155,0 \text{ м}^2;$$

$$\Delta t_{\text{корисна}} = t_{\text{г}} - t_{\text{к}} = 119,6 - 99,9 = 19,7^\circ\text{C}.$$

За табл. 33 додатків 2 обираємо номінальну поверхню теплообміну $F_{\text{ном.}} = 160 \text{ м}^2$.

Апарат має такі основні розміри:

довжина труб – 4000 мм;

діаметр нагрівальної камери D – не більше 1200 мм;

діаметр сепаратора D_1 – не більше 2400 мм;

діаметр циркуляційної труби D_2 – не більше 1200 мм;

висота сепаратора H – не більше 12500 мм;

маса апарату – 13000 кг.

Конструктивний розрахунок

1. Кількість труб нагрівальної камери визначаємо за формулою:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{тр}} \cdot 4} = \frac{160}{\pi \cdot 0,038 \cdot 4} = 335 \text{ шт.}, \quad (4.17)$$

вважають, що $d_{\text{тр}} = 0,038 \times 0,002 \text{ м}$.

2. При розміщенні трубок по вершинах рівносторонніх трикутників внутрішній діаметр обичайки нагрівальної камери визначаємо за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,866 t^2 n}{\pi \psi}}, \quad (4.18)$$

де $\psi = 0,7-0,9$ – коефіцієнт використання трубної решітки, прийmemo $\psi = 0,8$;

t – крок труб.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,866 \cdot 335 \cdot 0,048^2}{\pi \cdot 0,8}} = 1,03 \text{ м.}$$

Оскільки за довідковими даними (табл. 33 додатків 2) діаметр нагрівальної камери не повинен перевищувати 1,2 м, отриманий результат вважаємо прийнятним.

3. Діаметр циркуляційної труби:

$$D_2 = \sqrt{(0,3-0,6)d_g^2 n} \quad (4.19)$$

$$D_2 = \sqrt{0,39 \cdot 335 \cdot (0,038 - 0,002 \cdot 2)^2} = 0,387 \text{ м},$$

де значення коефіцієнта 0,39 прийняте на основі практичних даних.

Оскільки за довідковими даними (табл. 33 додатків 2) діаметр циркуляційної труби не повинен перевищувати 1,2 м, отриманий результат вважаємо прийнятним.

4. Паровий об'єм сепаратора визначаємо за формулою:

$$V_c = \frac{W}{W'},$$

де W – кількість випареної води, кг/год.;

W' – кількість випареної води, що приходить на 1 м³ парового простору, кг/(м³·год.).

Допустима напруга парового простору:

$$W' = f \cdot W'_{атм}.$$

Для випадку випаровування пінистого розчину NaOH приймаємо $W'_{атм} = 1000$ кг/(м³·год.). Значення коефіцієнта f на підставі практичних даних коливається в межах $f = 0,7-0,8$; прийmemo $f = 0,7$.

Допустима напруга парового простору:

$$W' = 0,7 \cdot 1000 = 700 \text{ кг/(м}^3\text{·год.)},$$

а об'єм сепаратора

$$V_c = \frac{3200}{700} = 4,57 \text{ м}^3.$$

Приймаємо висоту парового простору $H' = 4$ м.

Діаметр обичайки сепаратора

$$D_1 = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,57}{\pi \cdot 4}} = 1,206 \text{ м}.$$

Оскільки за довідковими даними (табл. 33 додатків 2) діаметр сепаратора D_1 не повинен перевищувати 2,4 м, отриманий результат вважаємо прийнятним [1, 5, 9].

5. РОЗРАХУНКИ СУШАРОК

Схема розрахунків сушарок залежить від типу апарату. Для конвективних сушарок визначають витрату повітря та тепла, тиск і витрату гріючої пари, коефіцієнти теплопередачі, поверхню нагрівання калориферу, для контактних апаратів визначають площу обігріву [1, 2, 8, 9].

Обов'язковою складовою розрахунків будь-якого типу сушарок є складання матеріального і теплового балансів. Від студентів вимагається вміння користуватися $h-d$ -діаграмами, які розглядалися в курсі теплотехніки.

5.1. Складання матеріального і теплового балансів процесу сушіння

5.1.1. Матеріальний баланс процесу сушіння

Для всієї речовини:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}} + W. \quad (5.1)$$

Для сухої речовини:

$$G_{\text{п}} (100 - u_{\text{п}}) = G_{\text{к}} (100 - u_{\text{к}}), \quad (5.2)$$

де $G_{\text{п}}$ – витрата (маса) вологого матеріалу, кг/год. (кг);

$G_{\text{к}}$ – витрата (маса) висушеного матеріалу, кг/год. (кг);

W – кількість випареної води, кг/год. (кг);

$u_{\text{п}}$ – вологість матеріалу, що поступає у сушарку, виражена у процентах від загальної маси матеріалу (вологого);

$u_{\text{к}}$ – вологість матеріалу, що покидає сушарку, виражена у процентах від загальної маси матеріалу.

З (5.1) і (5.2) визначаємо кількість вологи (W), яка видаляється з матеріалу в процесі сушіння при зміні його вологості від $u_{\text{поч.}}$ до $u_{\text{кін.}}$

$$W = G_{\text{п}} \frac{u_{\text{п}} - u_{\text{к}}}{100 - u_{\text{к}}} \quad (5.3)$$

$$W = G_{\text{к}} \frac{u'_{\text{п}} - u'_{\text{к}}}{100}, \quad (5.4)$$

де $u'_{\text{п}}, u'_{\text{к}}$ – вологості матеріалу, віднесені до маси сухої речовини, %.

5.1.2. Тепловий баланс процесу сушіння

Розглядаємо складання теплового балансу для конвективного сушіння.

На сушіння поступає матеріал у кількості $(G_{\text{с}} + W)$ кг/год за допомогою транспортних засобів масою $G_{\text{т}}$, кг/год. Крім того, в сушарку поступає L кг/год абсолютно сухого повітря. Для підігрівання повітря до нього підводять тепло спочатку в калорифері ($Q_{\text{к}}$), а потім в сушильній камері ($Q_{\text{о}}$).

Використовуємо такі позначення:

$c_{\text{с}}$ – теплоємність сухого матеріалу, Дж/кг·К;

$c_{\text{т}}$ – теплоємність матеріалу транспортних засобів, Дж/кг·К;

$\theta_{\text{п}}$ – температура матеріалу, який поступає на сушіння, °С;

θ_k – температура матеріалу після сушіння, °С;
 $t_{т.п.}$ і $t_{т.к.}$ – температури транспортних засобів на вході в сушарку і на виході з неї відповідно, °С.

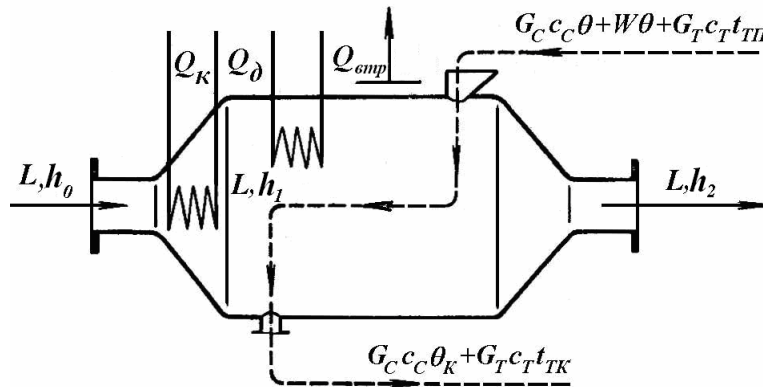


Рис. 5.1. До виведення рівняння теплового балансу конвективного сушіння.

Тепловий баланс:

$$Lh_0 + G_c c_c \theta_{п} + W c_v \theta_{п} + G_t c_t t_{т.п.} + Q_k + Q_d = Lh_2 + G_c c_c \theta_k + G_t c_t t_{т.к.} + Q_{втр} \quad (5.5)$$

Витрата тепла на сушіння:

$$Q = Q_k + Q_d = L(h_2 - h_0) + G_c c_c (\theta_k - \theta_{п}) + G_t c_t (t_{т.к.} - t_{т.п.}) - W c_v \theta_{п} + Q_{втр} \quad (5.6)$$

$$Q = L(h_2 - h_0) + \Sigma Q \quad (5.7)$$

$$L(h_2 - h_0) \gg \Sigma Q.$$

Для теоретичної сушарки

$$Q_{теор} = L(h_2 - h_0). \quad (5.5)$$

Як правило, всі витрати відносяться до 1 кг вологи (питомі витрати):

$$\frac{Q}{W} = q; \quad \frac{Q_t}{W} = q_t; \quad \frac{L}{W} = l; \quad (5.8)$$

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0}; \quad (5.9) \quad q = \frac{h_1 - h_0}{d_2 - d_0}; \quad (5.10)$$

$$q_t = \frac{h_2 - h_0}{d_2 - d_0}; \quad (5.11) \quad q - q_t = \Delta = \frac{h_1 - h_2}{d_2 - d_0}. \quad (5.12)$$

Тепловий к.к.д.

$$\eta = r/q, \quad (5.13)$$

де: r – питома теплота пароутворення води, яка визначається за температурою матеріалу в сушарці (температура мокрого термометра), кДж/кг.

5.2. Приклади рішення задач

Приклад 5.1. Визначити за h - d діаграмою Рамзіна ентальпію і вологовміст повітря при 60°C і відносній вологості $\varphi = 0,3$.

Рішення. Як показано на рис. 5.1, знаходимо: $h=163$ кДж/кг сухого повітря; $d = 0,04$ кг/кг сухого повітря.

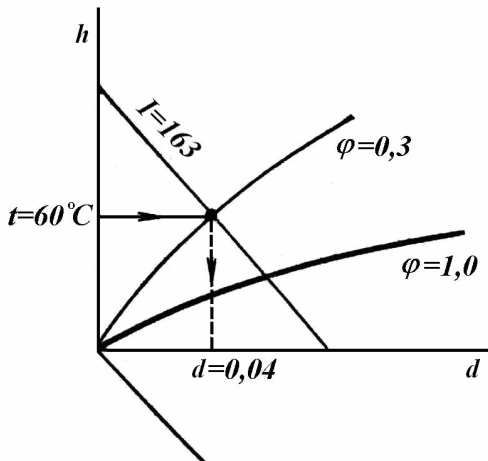


Рис. 5.1 (до прикладу 5.1).

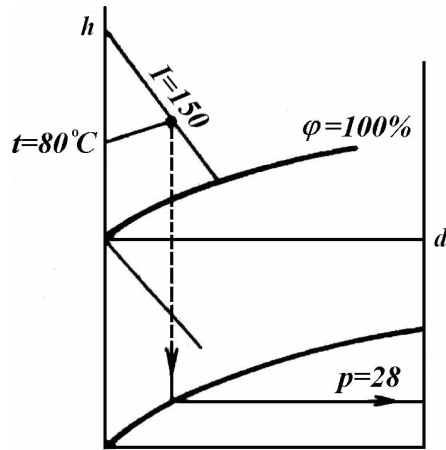


Рис. 5.2 (до прикладу 5.2).

Приклад 5.2. Визначити парціальний тиск водяної пари в пароповітряній суміші при 80°C і $h = 150$ кДж/кг сухого повітря.

Рішення. За діаграмою Рамзіна (рис. 5.1) знаходимо точку перетинання ізотерми 80°C з лінією $h = 150$ кДж/кг сухого повітря і цю точку проектуємо на лінію парціального тиску водяної пари, що знаходиться внизу діаграми; отриману точку проектуємо праворуч на вісь ординат, на якій нанесені парціальні тиски водяної пари (у мм рт. ст.).

При $t = 80^\circ\text{C}$ і $h = 150$ кДж/кг сухого повітря знаходимо $p_n = 28$ мм рт.ст.

Графічну схему рішення див. на рис. 5.2.

Приклад 5.3. Повітря з температурою 24°C і $\varphi = 0,7$ нагрівається в калорифері до 90°C . Знайти ентальпію і вологовміст повітря на виході з калориферу.

Рішення (рис. 5.3).

Початковий стан повітря визначається на діаграмі d - h точкою перетинання ізотерми $t = 24^\circ\text{C}$ з лінією $\varphi = 0,7$. Цій точці відповідають $d = 0,013$ кг/кг сухого повітря і $h = 54,5$ кДж/кг сухого повітря. Зміна стану повітря при нагріванні його в калорифері відбувається при постійному вологовмісті, тобто при $d = \text{const}$.

Отже, кінцевий стан повітря визначиться точкою перетинання лінії $d = 0,013$ з ізотермою $t = 90^\circ\text{C}$. Цій точці відповідає ентальпія $h = 126$ кДж/кг сухого повітря.

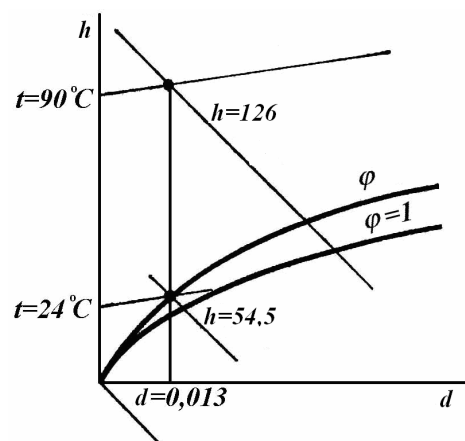


Рис. 5.3 (до прикладу 5.3).

Приклад 5.4. Знайти аналітично вологовміст і ентальпію повітря при 30°C і $\varphi = 0,75$; $P = 0,098$ МПа (1 ат).

Рішення. Для аналітичного визначення вологовмісту повітря скористаємося формулою, наведеною нижче.

У нашому випадку при $t = 30^{\circ}\text{C}$ тиск насиченої пари $P_{\text{нас}} = 0,0433$ ат (додатки 2, табл. 20).

Підставляючи відповідні значення, отримуємо:

$$d = 0,622 \frac{\varphi P_{\text{нас}}}{P - \varphi P_{\text{нас}}} = 0,622 \frac{0,75 \cdot 0,0433}{1 - 0,75 \cdot 0,0433} = 0,021 \frac{\text{кг}}{\text{кг сухого повітря}}.$$

Приклад 5.5. Знайти вологовміст вологого повітря при $t = 60^{\circ}\text{C}$ і $\varphi = 50\%$, якщо барометричний тиск $P = 765$ мм рт. ст., і визначити похибку при розрахунку цього вологовмісту за допомогою діаграми Рамзіна, побудованою для $P = 745$ мм рт. ст.

Рішення. З табл. 20 додатків 2 для $t = 60^{\circ}\text{C}$ знаходимо $P_{\text{нас}} = 0,02031$ ат = $=149,4$ мм рт. ст. Тоді

$$d = 0,622 \frac{\varphi P_{\text{нас}}}{P - \varphi P_{\text{нас}}} = 0,622 \frac{0,5 \cdot 149,4}{765 - 0,5 \cdot 149,4} = 0,0672 \frac{\text{кг}}{\text{кг сухого повітря}}.$$

За діаграмою Рамзіна (додатки 2, рис. 12) при $t = 60^{\circ}\text{C}$ і $\varphi = 50\%$ знаходимо $d = 0,0695$ кг/кг. Похибка складає:

$$\frac{0,0695 - 0,0672}{0,0672} 100 = 3,4\%.$$

Приклад 5.6. Визначити витрату сухого повітря і витрату тепла в теоретичній сушарці для видалення з вологого матеріалу 100 кг/год. води, якщо початковий стан повітря (до калориферу): $t_0 = 15^{\circ}\text{C}$, $\varphi_0 = 0,8$, а на виході з сушарки: $t_2 = 44^{\circ}\text{C}$, $\varphi_2 = 0,5$.

Рішення. За діаграмою $d - h$ (додатки 2, рис.12) знаходимо:

$$d_0 = 0,009 \text{ кг/кг}; \quad d_2 = 0,03 \text{ кг/кг}.$$

За рівнянням (5.9) визначаємо питому витрату сухого повітря:

$$l = \frac{1}{d_2 - d_0} = \frac{1}{0,03 - 0,009} = 47,6 \frac{\text{кг}}{\text{кг води, що випаровується}}.$$

Питому витрату тепла знаходимо за рівнянням (5.10), попередньо знявши значення ентальпій з діаграми $d - h$.

За умов даного прикладу $h_2 = 121,5$ кДж/кг; $h_0 = 40$ кДж/кг. Питома витрата тепла:

$$q = \frac{h_2 - h_0}{d - d_0} = \frac{121,5 - 40}{0,03 - 0,009} = 3880 \frac{\text{кДж}}{\text{кг випареної води}}.$$

Витрата сухого повітря за рівнянням (5.8):

$$L = Wl = 100 \cdot 47,6 = 4760 \text{ кг/год.}$$

Витрата тепла

$$Q = Wq = \frac{100 \cdot 3880}{3600} = 108 \text{ кВт.}$$

Приклад 5.7. У калорифер уводиться суміш свіжого повітря ($t_0 = 25^\circ\text{C}$; $\phi_0 = 0,5$) і відпрацьованого ($t_2 = 50^\circ\text{C}$; $\phi_2 = 0,8$) у масових відношеннях 1:3 (в розрахунку на сухе повітря). Знайти параметри суміші перед калорифером і після підігрівання її в калорифері до 80°C .

Рішення. За діаграмою $d - h$ визначаємо вологовміст і ентальпію свіжого і відпрацьованого повітря при заданих t і ϕ .

При $t_0 = 25^\circ\text{C}$ і $\phi_0 = 0,5$ — $d_0 = 0,01$ і $h_0 = 50$ кДж/кг.

При $t_2 = 50^\circ\text{C}$ і $\phi_2 = 0,8$ — $d_2 = 0,069$ і $h_2 = 228$ кДж/кг.

Отже, вологовміст суміші буде дорівнювати

$$d_{\text{сум}} = 0,25 \cdot 0,01 + 0,75 \cdot 0,069 = 0,0542 \text{ кг/кг,}$$

а ентальпія

$$h_{\text{сум}} = 0,25 \cdot 50 + 0,75 \cdot 228 = 183,5 \text{ кДж/кг.}$$

Далі знаходимо на діаграмі точку з координатами

$$d = 0,0542 \text{ і } h = 183,5.$$

Цій точці відповідають

$$t_{\text{сум}} = 45^\circ\text{C і } \phi_{\text{сум}} = 0,85.$$

Нагрівання суміші в калорифері відбувається при $d = \text{const}$.

Отже, точка перетинання лінії $d = 0,0542$ кг/кг з ізотермою 80°C дасть нам стан суміші після калориферу. Цій точці відповідають: $h_{\text{сум}} = 147$ кДж/кг і $\phi_{\text{сум}} = 0,018$.

Приклад 5.8. Знайти точку роси для повітря, що має $t = 40^\circ\text{C}$ і $\phi = 0,8$.

Рішення. Точка роси відповідає тій температурі, при якій пароповітряна суміш з даним вологовмістом стає насиченою водяною парою. При охолодженні вологого повітря нижче цієї температури відбувається конденсація водяної пари. Для визначення точки роси необхідно на діаграмі $d - h$ знайти точку, що відповідає заданому стану повітря, потім опуститися по лінії $d = \text{const}$ до перетинання з кривою $\phi = 1$, тобто до лінії насичення. У нашому випадку $d = 0,039$ кг/кг і точка роси відповідає температурі $t = 36^\circ\text{C}$ (див. схему рішення на рис. 5.4).

Приклад 5.9. Показання психрометра: по сухому термометру $t = 40^\circ\text{C}$, по мокрому $t = 35^\circ\text{C}$. Визначити приблизно за діаграмою $d - h$ Рамзіна відносну вологість повітря.

Рішення. Знаходимо на діаграмі точку перетинання ізотерми t з лінією $\varphi = 100\%$ (точка A на рис. 5.5). З цієї точки, рухаючись по лінії постійної температури мокрого термометра ($t = \text{const}$)*, доходимо до перетинання з ізотермою t . У точці перетинання B знаходимо шукане значення φ .

Якщо на діаграмі Рамзіна для спрощення її лінії $t_m = \text{const}$ не нанесені, то шукану відносну вологість повітря приблизно можна визначити, рухаючись з точки A по лінії $h = \text{const}$ до перетинання її з ізотермою t . Лінії $t = \text{const}$ і $h = \text{const}$ близькі, і при невеликих значеннях різниці $(t - t_m)$ похибка при такому наближеному визначенні невелика.

У нашому випадку при $t = 40^\circ\text{C}$ і $t_m = 35^\circ\text{C}$ знаходимо по лінії $h = \text{const}$ $\varphi = 70\%$.

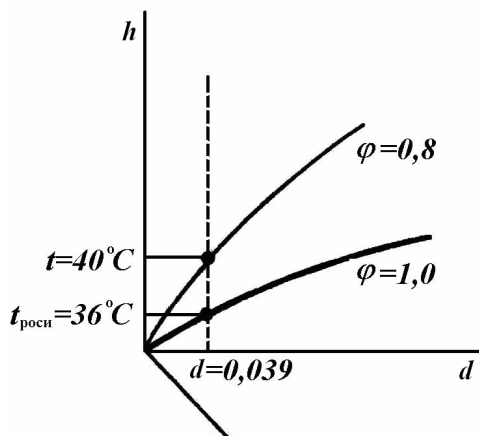


Рис. 5.4 (до прикладу 5.8).

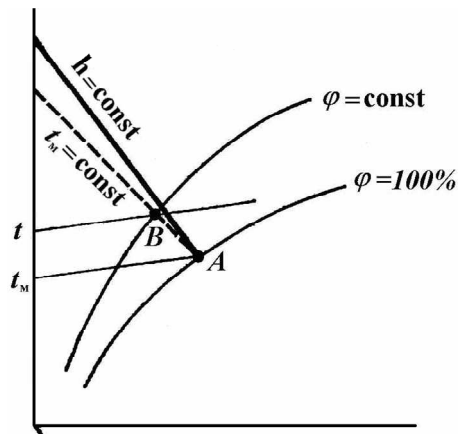


Рис. 5.5 (до прикладу 5.9).

Приклад 5.10. Знайти температуру матеріалу, що виходить із сушарки, якщо його вологість вища за критичну і повітря на виході з сушарки має $t_2 = 100^\circ\text{C}$ і $\varphi_2 = 0,0135$ кг/кг.

Рішення. У першому періоді сушіння температура вологого матеріалу дорівнює температурі мокрого термометру t_m . Її знаходимо (рис. 5.6), рухаючись від точки A по лінії $h = \text{const}$ до перетинання з лінією $\varphi = 1$ у точці 5, через яку проходить ізотерна $t = 60^\circ\text{C}$.

Приклад 5.11. Знайти рушійну силу процесу сушіння $\Delta d_{\text{сер}}$ і $\chi_{\text{сер}}$ для теоретичної сушарки за таких умов:

$$t_0 = 22^\circ\text{C}, t_2 = 50^\circ\text{C}, \\ \varphi_0 = 0,75, \varphi_2 = 0,45.$$

Рішення. З діаграми $d - h$ (рис. 5.7) знаходимо:

$$d_1 = 0,0125 \text{ кг/кг}; d_2 = 0,037 \text{ кг/кг}; d_{\text{нас}} = 0,043 \text{ кг/кг}; \theta \approx 37^\circ\text{C}.$$

$$\Delta d_{\text{сер}} = \frac{\Delta d_1 - \Delta d_2}{\ln \frac{\Delta d_1}{\Delta d_2}} = \frac{(0,043 - 0,0125) - (0,043 - 0,037)}{\ln \frac{0,043 - 0,0125}{0,043 - 0,037}} = 0,0152 \text{ кг/кг},$$

$$\chi_{\text{сер}} = \frac{\chi_1 - \chi_2}{\ln \frac{\chi_1}{\chi_2}} = \frac{(111 - 37) - (50 - 37)}{\ln \frac{(111 - 37)}{(50 - 37)}} = 35^\circ \text{C} = 35\text{K}.$$

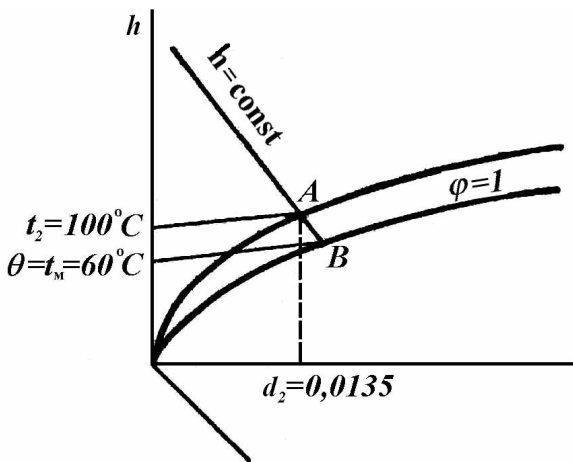


Рис. 5.6 (до прикладу 5.10).

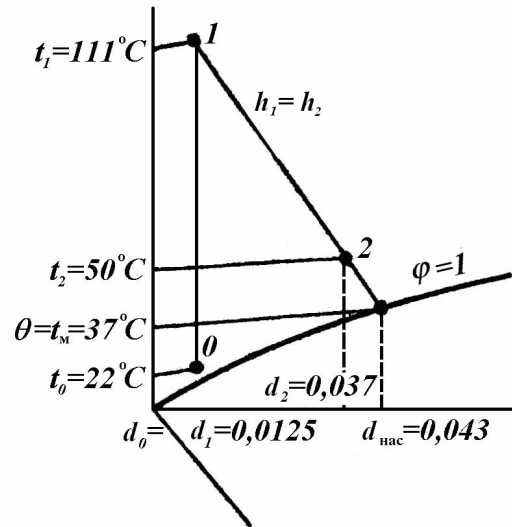


Рис. 5.7 (до прикладу 5.11).

Приклад 5.12. Визначити витрату повітря, а також витрату і необхідний тиск гріючої пари для безперервної діючої протитечійної сушарки, що працює за нормальним сушильним варіантом.

Продуктивність сушарки по вологому матеріалу.....	$G_{\text{п}} = 350 \text{ кг/год.}$
Початкова вологість матеріалу.....	$u_{\text{н}} = 42\%$
Кінцева вологість матеріалу.....	$u_{\text{к}} = 11\%$
Температура матеріалу, що надходить на сушіння.....	$\theta_1 = 18^\circ \text{C}$
Температура матеріалу, що виходить з сушарки.....	$\theta_2 = 47^\circ \text{C}$
Характеристика стану повітря:	
до калориферу.....	$t_0 = 15^\circ \text{C}, \varphi_0 = 70\%$
після сушарки.....	$t_2 = 45^\circ \text{C}, \varphi_2 = 60\%$
Питома теплоємність висушеного ($u_{\text{к}} = 11\%$) матеріалу.....	$c_{\text{к}} = 2,35 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$
Маса транспортуючого пристрою (сталевий транспортер).....	$G_{\text{тр}} = 600 \text{ кг}$
Теплові втрати сушарки і калорифера у навколишнє середовище.....	$Q_{\text{втр}} = 12\% \text{ від суми усіх інших складових теплового балансу}$
Вологість гріючої пари.....	6%

Рішення. Кількість води, що випаровується в сушарці, визначимо за рівнянням:

$$W = G_{\text{п}} \frac{u_{\text{п}} - u_{\text{к}}}{100 - u_{\text{к}}} = 350 \frac{42 - 11}{100 - 11} = 122 \text{ кг/год.}$$

З діаграми $d - h$ знаходимо вологовміст і ентальпію повітря до калориферу і повітря, що виходить з сушарки:

$$d_0 = 0,0077; \quad d_2 = 0,038; \\ h_0 = 35 \text{ кДж/кг}; \quad h_2 = 145 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата сухого повітря в сушарці на випарювання W кг/год. води:

$$L = \frac{W}{d_2 - d_0} = \frac{122}{0,038 - 0,0077} = 4030 \text{ кг/год.}$$

Витрата тепла в теоретичній сушарці:

$$Q_T = L(h_2 - h_0) = \frac{4030(145 \cdot 10^3 - 35 \cdot 10^3)}{3600} = 123000 \text{ Вт.}$$

У дійсній сушарці тепло витрачається ще на підігрівання матеріалу

$$G_{\kappa} c_{\kappa} (\theta_2 - \theta_1) = \frac{(350 - 122) \cdot 2,35 \cdot 10^3 (47 - 18)}{3600} = 4300 \text{ Вт,}$$

а також на нагрівання транспортуючих пристроїв

$$G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (\theta_2 - \theta_1) = \frac{600 \cdot 0,5 \cdot 10^3 (47 - 18)}{3600} = 2420 \text{ Вт,}$$

де $0,5 \cdot 10^3$ – питома теплоємність сталі, Дж/(кг·К) – табл. 8 додатків 2.

З загальної кількості тепла, яку необхідно подати в сушарку, треба відняти кількість тепла, внесеного вологою, що знаходиться у вологому матеріалі:

$$W \theta_1 c_{\kappa} = \frac{122 \cdot 18 \cdot 4,19 \cdot 10^3}{3600} = 2560 \text{ Вт.}$$

Тоді загальна кількість тепла, що повинна бути підведена в калорифер, з урахуванням втрат у навколишнє середовище, складе:

$$Q = (123000 + 4300 + 2420 - 2560) 1,12 = 142500 \text{ Вт.}$$

Порівнюючи витрати тепла в теоретичній і дійсній сушарці, можна бачити, що в останній витрата тепла вища на 15 %.

Оскільки

$$Q = L(h_1 - h_0) = 142500 \text{ Вт,}$$

то

$$h_1 - h_0 = \frac{Q}{L} = \frac{142500 \cdot 3600}{4030} = 127,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг сухого повітря}}.$$

Отже,

$$h_1 = 127,5 + h_0 = 127,5 + 35 = 162,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг сухого повітря}}.$$

Цьому значенню h_1 відповідає температура повітря після калориферу $t_1 \approx 138^\circ\text{C}$ (за діаграмою $d - h$).

Приймаємо різницю температур гріючої пари і повітря на виході з калориферу:

$$\Delta t = t_{\text{г.п.}} - t_1 = 10^\circ\text{C} = 10 \text{ К.}$$

Тоді

$$t_{г.п.} = 138 + 10 = 148 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

чому відповідає необхідний тиск гріючої пари $p_{абс} \approx 0,461 \text{ МПа}$, або 4,7 ат (рис. 12 додатків 2).

Витрата гріючої пари:

$$G_{г.п.} = \frac{Q}{rx'} = \frac{142500}{2122 \cdot 10^3 \cdot 0,94} = 0,0715 \text{ кг/с} = 257 \text{ кг/год.}$$

де $r = 2122 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота конденсації гріючої пари при 148°C (табл. 20 додатків 2);

x' – паровміст гріючої пари.

Питома витрата гріючої пари:

$$d = \frac{G_{г.п.}}{W} = \frac{257}{122} = 2,1 \frac{\text{кг гріючої пари}}{\text{кг вологи, що випаровується}}.$$

Приклад 5.13. Визначити середній коефіцієнт теплопередачі (відносячи його до різниці температур гріючої пари, і матеріалу, що висушується) у дослідному елементі парової трубчастої сушарки для торфу за такими даними:

Продуктивність елемента сушарки (в розрахунку на абсолютно сухий торф).....	$G_{сух} = 11,2 \text{ кг/год.}$
Початкова вологість торфу (в розрахунку на суху речовину)...	$u'_п = 0,57 \text{ кг/кг}$
Кінцева вологість торфу.....	$u'_к = 0,148 \text{ кг/кг}$
Температура торфу, що надходить на сушіння.....	$\theta_п = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура торфу, що виходить з сушарки.....	$\theta_к = 52 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Питома теплоємність абсолютно сухого торфу.....	$c = 1,26 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$
Характеристика стану повітря, що продувається:	
до сушарки.....	$t_0 = 22^{\circ}\text{C}, \varphi_0 = 0,34$
після сушарки.....	$t_2 = 82^{\circ}\text{C}, \varphi_2 = 0,37$
Барометричний тиск.....	$P = 773 \text{ мм рт. ст.}$
Температура гріючої пари.....	$t = 100^{\circ}\text{C}$
Площа поверхні нагрівання труби.....	$F = 2,18 \text{ м}^2$

Рішення.

Середній коефіцієнт теплопередачі визначимо за рівнянням:

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{сер}},$$

де Q – витрата тепла, що проходить через поверхню нагрівання, Вт;

$\Delta t_{сер}$ – середня різниця температур, К.

Витрата тепла, переданого через гріючу поверхню:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

де Q_1 – тепло, яке витрачається на випарювання вологи і на нагрівання повітря;

Q_2 – тепло, яке витрачається на нагрівання торфу;

Q_3 – втрати тепла в навколишнє середовище.

Витрата вологи, що випаровується – формула (5.4):

$$W = G_{\text{сух}} (u'_n - u'_k) = \frac{11,2(0,57 - 0,148)}{3600} = 0,0013 \text{ кг/с.}$$

Визначаємо початковий і кінцевий вологовміст повітря (див. приклад 5.4):

$$d_0 = 0,622 \frac{0,34 \cdot 0,0270}{1,017 - 0,34 \cdot 0,0270} = 0,0057 \text{ кг/кг};$$

$$d_2 = 0,622 \frac{0,37 \cdot 0,5233}{1,017 - 0,37 \cdot 0,5233} = 0,146 \text{ кг/кг.}$$

Ентальпія вологого повітря визначається за рівнянням:

$$h = (c_n + c_{\text{пар}})t + r_0 d,$$

де $c_n = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – середня питома теплоємність сухого повітря (при постійному тиску);

$c_{\text{пар}} = 1,97 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – середня питома теплоємність водяної пари;

t – температура повітря (по сухому термометру), $^{\circ}\text{C}$;

$r_0 = 2493 \text{ Дж/кг}$ – питома теплота пароутворення води при 0°C ;

d – вологовміст повітря, кг пари/ кг сухого повітря.

Розраховуємо ентальпію повітря:

до надходження у сушарку:

$$h_0 = (1,01 \cdot 10^3 + 1,97 \cdot 10^3 \cdot 0,0057) 22 + 2493 \cdot 10^3 \cdot 0,0057 = 36,5 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг,}$$

на виході з сушарки:

$$h_2 = (1,01 \cdot 10^3 + 1,97 \cdot 10^3 \cdot 0,146) 82 + 2493 \cdot 10^3 \cdot 0,146 = 470 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Тоді:

$$Q_1 = W \frac{h_2 - h_0}{d_2 - d_0} = 0,0013 \frac{470 \cdot 10^3 - 36,5 \cdot 10^3}{0,146 - 0,0057} = 4050 \text{ Вт};$$

$$Q_2 = G (h'_2 - h'_0),$$

де h'_2 і h'_0 – ентальпії торфу, який виходить і входить в сушарку (в розрахунку на 1 кг сухого торфу);

$$h'_2 = (1,26 \cdot 10^3 \cdot 1 + 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,148) 52 = 97,8 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг,}$$

$$h'_0 = (1,26 \cdot 10^3 \cdot 1 + 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,57) 20 = 73 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Отже,

$$Q_2 = \frac{11,2}{3600} (97,8 \cdot 10^3 - 73 \cdot 10^3) = 77 \text{ Вт.}$$

Втрати тепла в навколишнє середовище Q_3 приймемо рівними 10% від Q_1 .
Тоді загальна кількість тепла:

$$Q = 4050 + 77 + 405 = 4532 \text{ Вт.}$$

Середня різниця температур у сушарці:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{(100 - 20) + (100 - 52)}{2} = 64^\circ \text{C} = 64 \text{ K}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{4532}{2,18 \cdot 64} = 32,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Приклад 5.14. Визначити к.к.д. теоретичної повітряної сушарки за таких умов: процес сушіння йде при $h = 115$ кДж/кг, стан повітря змінюється від $\phi_0 = 0,8$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$ до $\phi_2 = 0,6$; $t_z = 40^\circ\text{C}$.

Рішення. За допомогою діаграми $d - h$ (табл. 12 додатків 2) знаходимо за формулою (5.10) питому витрату тепла в сушарці на випарювання 1 кг води $q = 3820$ кДж/кг. За довідником для $t_m = 33^\circ\text{C}$ при $h = 115$ кДж/кг питома теплота пароутворення дорівнює 2420 кДж/кг.

Отже, к.к.д. сушарки за формулою (5.13):

$$\eta = \frac{r}{q} = \frac{2420}{3820} 100 = 63,3\%.$$

5.3. Особливості розрахунку сушарок різного типу

Вирізняють такі види сушіння і відповідні ним сушарки:

1. Конвективне – здійснюється шляхом безпосереднього контакту матеріалу з сушильним агентом (конвективні сушарки).
2. Контактне – здійснюється шляхом передачі тепла від сушильного агенту до матеріалу крізь стінку (контактні сушарки).
3. Радіаційне – здійснюється шляхом передачі тепла інфрачервоними променями (радіаційні сушарки).
4. Діелектричне – здійснюється за допомогою струмів високої частоти (діелектричні сушарки).
5. Сублімаційне – здійснюється в замороженому стані або при глибокому вакуумі (сублімаційні сушарки).

Розглянемо особливості розрахунку деяких типів сушарок [1, 5, 8, 9].

5.3.1. Розрахунки конвективних сушарок

При конвективному сушінні тепло передається від нагрітого повітря (або іншого газу) матеріалу, що висушується. Складання теплового балансу для цього випадку наведене в розділі 5.1.2. За прикладами 5.6, 5.7, 5.11, 5.12 та ін. можна ознайомитись з розрахунками параметрів процесу сушіння.

З рівняння матеріального балансу визначається кількість випареної води і кількість висушеного матеріалу, а також витрата повітря. З рівняння теплового балансу визначається витрата теплоти і гріючого теплоносія. Розрахунок теплового балансу проводиться для літніх і зимових умов. Якщо тепловий баланс не сходиться, то слід задаватися новими значеннями t_2 , ϕ_2 і повторювати розрахунок.

5.3.2. Розрахунок контактних сушарок

Серед цього виду сушарок поширені вальцюві сушарки. Товщина шару матеріалу у вальцювих сушарках складає 0,1÷2,0 мм. Висушування рідкого або пастоподібного шару відбувається за один оберт вальців. При паровому обігріві при тиску $P = 4 \cdot 10^5$ Па, за дослідними даними, коефіцієнт теплопередачі $k = 140 \div 500$ Вт/(м²·К), напруга вальців по волозі – до 0,02 кг/(м²·с·К). Особливу увагу слід приділити відведенню конденсату і газів, що не конденсуються. Механізм перенесення теплоти при сушінні складний. При сушінні капілярно-пористих тіл теплота в основному передається перенесенням маси. Процес випаровування в першому періоді відбувається з відкритої поверхні у певному інтервалі температур вальця. При високих температурах інтенсивність сушіння визначається швидкістю фазового перетворення. Вальцеві сушарки розраховують за наближеною методикою, заснованою на складанні рівняння теплового балансу:

$$Q_{нар} = Q_{исп} + Q_n + Q_{втр} + Q_B, \quad (5.14)$$

де $Q_{э.п.}$ – теплота граючої пари;

$Q_{вип} = W \cdot r$ – теплота, яка витрачається на випаровування вологи;

$Q_n = G_1 \cdot c_m (t_2 - t_1)$ – теплота, яка витрачається на нагрівання матеріалу;

$Q_{нов} = L \cdot h_2$ – втрати теплоти з повітрям, що виходить з сушарки;

$Q_{втр}$ – втрати теплоти в навколишнє середовище.

$$Q_{нар} = D(h_n - h_k) = D \cdot r, \quad (5.15)$$

де D – витрата гріючої пари.

$$D = \frac{Q_{э.п.}}{r} = \frac{Q_{вип} + Q_n + Q_{втр} + Q_{нов}}{r}. \quad (5.16)$$

Площа поверхні сушильного вальця

$$F = \frac{Q_{э.п.}}{k \cdot \Delta t \cdot \varphi}, \quad (5.17)$$

де $\varphi = 0,75$ – коефіцієнт контакту між поверхнею вальця і матеріалом.

Інтенсивність випаровування з вологої поверхні матеріалу

$$M = 1,13 \cdot 10^{-5} w_m^{0,8} \cdot \Delta P, \text{ кг / (м}^2\text{с)}, \quad (5.18)$$

де w_m – швидкість повітря над матеріалом, м/с;

$\Delta P = P_m - P_{нов}$ – різниця парціального тиску водяної пари над матеріалом і у повітрі, Па.

Коефіцієнт тепловіддачі від вологи, що випаровується, до повітря α_2 визначається з рівняння

$$Q = M \cdot 2 = \alpha_2 (t_m - t_{нов}), \quad (5.19)$$

де t_m – температура поверхні матеріалу, °С;

$t_{нов}$ – температура повітря, °С.

Температура поверхні матеріалу перевіряється за формулою

$$t_m = t_{нов} + \Delta t', \quad (5.20)$$

де $\Delta t'$ – різниця температур матеріалу і повітря:

$$\Delta t' = \frac{k \cdot \Delta t}{\alpha_2}; \quad (5.21)$$

$$\Delta t = t_m - t_{нов}. \quad (5.22)$$

5.3.3. Розрахунок радіаційних сушарок

Радіаційні сушарки застосовують для підсушування пігулок, преспорошків і термопластів. Полімерні плівки сушать в комбінованих сушарках. У сушильній техніці використовують інфрачервоне проміння з довжиною хвиль від 0,4 до 10 мкм (довжина проміння видимого світла 0,4÷0,76 мкм). При тепловому розрахунку радіаційних сушарок визначається кількість ламп і схема їх розміщення в сушильній камері або поверхня термовипромінювачів. Для сушарок відкритого типу розраховується система вентиляції, в сушарках закритого типу витрату повітря знаходять за максимально допустимою концентрацією пари розчинника в повітрі.

При розрахунку лампових випромінювачів кількість теплоти, переданій одиниці поверхні при розташуванні ламп по вершинах прямокутника, визначається за формулою:

$$E = \frac{P \cdot U_e \cdot a}{l^2}. \quad (5.23)$$

Відстань між лампами

$$l = \sqrt{\frac{P \cdot U_e \cdot a}{E}}, \quad (5.24)$$

де E – густина опромінювання, Вт/м²;

l – відстань між лампами, м;

P – потужність ламп, Вт;

$U_e \approx 0,7 \div 0,85$ – коефіцієнт ефективності джерела випромінювання;

a – коефіцієнт багаторазових віддзеркалень,

$$a = \frac{1}{1 - \rho_k \cdot \rho_n \cdot \psi}, \quad (5.25)$$

де $\rho_k \approx 0,2$ – коефіцієнт віддзеркалення камерою;

$\rho_n = 0,5$ – коефіцієнт віддзеркалення матеріалом;

$\psi = 0,7 \div 0,8$ – частка потоку, відображеного камерою.

При шаховому розташуванні ламп

$$E = \frac{P \cdot U_e \cdot a}{0,87l^2} \quad (5.26)$$

$$l = 0,93 \sqrt{\frac{P \cdot U_e \cdot a}{E}} \quad (5.27)$$

Кількість ламп:

$$n = \frac{F_0 \cdot E}{P \cdot \eta \cdot U_{\text{с}} \cdot a}, \quad (5.28)$$

де F_0 – площа опромінюваної поверхні виробів, м²;
 η – енергетичний к.к.д. ламп, $\eta=0,7 \div 0,75$.

Для випромінювачів панельного типу його потужність знаходиться за формулою:

$$P = \frac{F_0 \cdot E}{\eta_{\text{тем}}}, \quad (5.29)$$

де $\eta_{\text{тем}} = 0,8 \div 0,9$ – к.к.д. темного випромінювача.

Густина випромінювання може бути визначена також за формулою:

$$E = 5,68 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \left(\frac{T_{\text{випр}}}{100} \right)^4. \quad (5.30)$$

Температура випромінювача $T_{\text{випр}}$ розраховується з формули:

$$Q_{\text{випр}} = 4,96 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \varphi \cdot F_0 \left[\left(\frac{T_{\text{випр}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{мат}}}{100} \right)^4 \right], \quad (5.31)$$

де $Q_{\text{випр}}$ – теплота випромінювача;

$\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведений ступінь чорноти системи;

$T_{\text{мат}}$ – абсолютна температура матеріалу.

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 2 \right) \varphi - 1}, \quad (5.32)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – ступені чорноти матеріалу і випромінювача;

φ – геометричний параметр, який залежить від форми і взаємного розташування тіл; визначається за таблицями й графіками.

Тривалість сушіння розраховують з рівняння кінетики опромінювання тіла

$$\tau = \frac{1}{D'} \ln \frac{B + D'(t_{\text{м}} - t_{\text{с}})}{B + D'(t_0 - t_{\text{с}})} \quad (5.33); \quad D' = \frac{\alpha \cdot \sigma}{c \cdot \rho} \quad (5.34); \quad B = \frac{0,86 \cdot A \cdot E \cdot \sigma}{c \cdot \rho \cdot F}, \quad (5.35)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, кДж/(м²·К);

$\sigma = \frac{F}{V}$ – відношення площі поверхні опромінюваного тіла до його об'єму;

c – теплоємність опромінюваного тіла, кДж/(кг·К);

ρ – густина опромінюваного тіла, кг/м³;

t_0 – початкова температура матеріалу, °С.

5.4. Розрахунок допоміжного устаткування сушильних установок

У сушильну установку входять такі види допоміжного устаткування: пиловловлюючі, калорифери-теплообмінники, вентилятори подачі повітря і просмокування газів.

Для подачі газів в систему застосовують відцентрові й осьові вентилятори, які вибирають за допомогою графіків-характеристик за об'ємною продуктивністю V (м³/год) і загальним гідравлічним опором системи, вираженим через втрату тиску Δp , Па.

$$\Delta P^* = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{ц} + \Delta p_{к} + \Delta p_{суш} + \Delta p_{д}, \quad (5.36)$$

де $\Delta p_{тер}$ – втрати тиску на тертя в трубопроводах;

$\Delta p_{м}$ – втрати тиску на місцеві опори;

$\Delta p_{ц}$, $\Delta p_{к}$ – опір циклону і калориферу;

$\Delta p_{суш}$ – опір сушарки;

$\Delta p_{д}$ – динамічні втрати.

$$\Delta p_{тер} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho \omega^2}{2g} \quad (5.37); \quad \Delta p_{м} = \sum \xi \frac{\rho \omega^2}{2g} \quad (5.38); \quad \Delta p_{д} = \frac{\rho \omega^2}{2g} \quad (5.39)$$

Опір барабанної сушарки $\Delta P_{суш} = 100 \div 200$ Па, трубчастої $\Delta P_{суш} = 30 \div 40$ Па, по інших сушарках $\Delta P_{суш}$ представлений в літературі.

Потужність вентилятора, кВт

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{3600 \cdot \eta}, \quad (5.40)$$

де η – к.к.д. вентилятора, вибраний з таблиць.

Потужність на валу електродвигуна, кВт

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_n \cdot \eta_{ред}}, \quad (5.41)$$

де η_n , $\eta_{ред}$ – к.к.д. підшипників і редуктора.

Оскільки характеристики вентиляторів складені для стандартних умов, то ΔP перераховують на стандартні умови

$$\Delta P_{ст} = \Delta P \frac{\rho_{ст}}{\rho_2}, \quad (5.42)$$

де $\rho_{ст} = 1,2$ кг/м³ – густина повітря за стандартних умов;

ρ_2 – густина газу, кг/м³.

Як приклад, розглянемо розрахунок барабанної сушарки.

* Втрати тиску на неізотермічність потоків $\Delta p_{неіз} = \frac{\rho_2 \omega_2^2 - \rho_1 \omega_1^2}{2g}$ нехтуємо.

5.5. Розрахунок барабанної сушарки

Завдання на проектування. Розрахувати барабанну сушарку з підйомно-лопатевими перевалочними пристроями для висушування піску топковими газами за таких умов [2]:

продуктивність сушарки по висушеному матеріалу $G_k = 5,56$ кг/с;

вміст фракцій в матеріалі:

діаметром від 2,0 до 1,5 мм – 25 %;

діаметром від 1,5 до 1,0 мм – 75 %;

вологість піску

початкова $u_n = 12$ %;

кінцева $u_k = 0,5$ %;

температура вологого матеріалу $\theta_n = 18$ °С;

паливо – природний газ;

температура топкових газів

на вході в барабан $t_{\text{сум.}} = 300$ °С;

на виході з барабану $t_2 = 100$ °С;

питомі втрати тепла в оточуюче середовище на 1 кг випареної води

$q_{\text{втр.}} = 22,6$ кДж/кг (що відповідає приблизно 1 % тепла, яке витрачається на випарювання 1 кг води);

параметри свіжого повітря:

температура $t_0 = 18$ °С;

відносна вологість $\phi_0 = 72$ %;

тиск у сушарці атмосферний.

5.5.1. Тепловий розрахунок

5.5.1.1. Визначення параметрів топкових газів, що подаються у сушарку

Як паливо використовується природний сухий газ такого складу (в об. %): $\text{CH}_4 - 92,0$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,5$; $\text{H}_2 - 5$; $\text{CO} - 1$; $\text{N}_2 - 1,5$.

Теоретична кількість сухого повітря L_0 , що витрачається на спалювання 1 кг палива, дорівнює:

$$L_0 = 138 \left(0,0179\text{CO} + 0,248\text{H}_2 + \sum \frac{m + n/4}{12m + n} \text{C}_m\text{H}_n \right), \quad (5.43)$$

де склади горючих газів виражені в об'ємних частках.

Підставивши відповідні значення, отримаємо:

$$\begin{aligned} L_0 &= 138 \left(0,0179 \cdot 0,01 + 0,248 \cdot 0,06 + \frac{1 + 4/4}{12 \cdot 1 + 4} 0,92 + \frac{2 + 6/4}{12 \cdot 2 + 6} 0,005 \right) = \\ &= 17,68 \text{ кг/кг.} \end{aligned}$$

Для визначення теплоти згоряння палива скористаємося характеристиками горіння газів:

Таблиця 5.1

Теплові ефекти реакцій горіння газів

Газ	Рівняння реакції	Тепловий ефект реакції, кДж/м ³
Водень	$H_2 + 0,5O_2 = H_2O$	10810
Оксид вуглецю (II)	$CO + 0,5O_2 = CO_2$	12680
Метан	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	35741
Етан	$C_2H_6 + 3,5O_2 = 2CO_2 + 3H_2O$	63797

Кількість тепла Q_0 , що виділяється при спалюванні 1 м³ газу, дорівнює:
 $Q_0 = 0,92 \cdot 35741 + 0,005 \cdot 63797 + 0,05 \cdot 10810 + 0,015 \cdot 12680 = 33868 \text{ кДж/м}^3$.

Густина газоподібного палива ρ_n

$$\rho_n = \frac{\sum C_m H_n \cdot M_i}{\nu_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_n}, \quad (5.44)$$

де M_i – мольна маса палива, кмоль/кг;
 t_n – температура палива, що дорівнює 20°C;
 ν_0 – мольний об'єм, що дорівнює 22,4 м³/кмоль.

$$\rho_n = \frac{0,92 \cdot 16 + 0,005 \cdot 30 + 0,05 \cdot 2 + 0,01 \cdot 28 + 0,015 \cdot 28}{22,4} \cdot \frac{273}{273 + 20} = 0,652 \text{ кг/м}^3.$$

Кількість тепла, що виділяється при спалюванні 1 кг палива:

$$Q = Q_0 / \rho_n; \quad (5.45)$$

$$Q = 33868 / 0,652 = 51945 \text{ кДж/кг.}$$

Маса сухого газу, що подається в сушильний барабан, в розрахунку на 1 кг палива, яке спалюється, визначається загальним коефіцієнтом надлишку повітря α , потрібного для спалювання палива і розведення топкових газів до температури суміші $t_{\text{сум.}} = 300$ °C. Значення α знаходять з рівнянь матеріального і теплового балансів.

Рівняння матеріального балансу:

$$1 + L_0 = L_{\text{с.г.}} + \sum \frac{9n}{12m + n} C_m H_n, \quad (5.46)$$

де $L_{\text{с.г.}}$ – маса сухих газів, що утворюються при згорянні 1 кг палива;
 $C_m H_n$ – масова частка компонентів, при згорянні яких утворюється вода, кг/кг.

Рівняння теплового балансу:

$$\begin{aligned} Q\eta + c_n t_n + \alpha L_0 h_0 = \\ = [L_{\text{с.г.}} + L_0 (\alpha - 1)] h_{\text{с.г.}} + \left[\alpha L_0 d_0 + \sum \frac{9n}{12m + n} C_m H_n \right] h_{\text{пар}}, \end{aligned} \quad (5.47)$$

де η – загальний к.к.д., що враховує ефективність роботи топки (повноту згоряння палива і т.ін.) і втрати тепла топкою в оточуюче середовище, приймається рівним 0,95;

$c_{\text{п}}$ – теплоємність газоподібного палива при температурі $t_{\text{п}} = 20^{\circ}\text{C}$, дорівнює 1,34 кДж/(кг·К);

h_0 – ентальпія свіжого повітря, кДж/кг;

$h_{\text{с.г.}}$ – ентальпія сухих газів, кДж/кг; $h_{\text{с.г.}} = c_{\text{с.г.}} \cdot t_{\text{с.г.}}$;

$c_{\text{с.г.}}$ – теплоємність сухих газів; $c_{\text{с.г.}} = 1,05$ кДж/(кг·К);

$t_{\text{с.г.}}$ – температура сухих газів; $t_{\text{с.г.}} = 300^{\circ}\text{C}$;

d_0 – вологовміст свіжого повітря, кг/кг сухого повітря при температурі $t_0 = 18^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості $\varphi_0 = 72\%$;

$h_{\text{пар}}$ – ентальпія водяних парів, кДж/кг; $h_{\text{пар}} = r_0 + c_{\text{пар}} t_{\text{пар}}$;

r_0 – теплота випаровування води при температурі 0°C , що дорівнює 2500 кДж/кг;

$c_{\text{пар}}$ – середня теплоємність водяних парів, яка дорівнює 1,97 кДж/кг;

$t_{\text{пар}}$ – температура водяних парів; $t_{\text{пар}} = t_{\text{с.г.}} = t_{\text{сум.}} = 300^{\circ}\text{C}$.

Вирішуючи сумісно рівняння (5.46) і (5.47), отримаємо:

$$\alpha = \frac{Q\eta + c_{\text{пар}} t_{\text{пар}} - h_{\text{с.г.}} \left(1 - \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n \right) - h_{\text{пар}} \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n}{L_0 (h_{\text{с.г.}} + h_{\text{пар}} d_0 - h_0)}. \quad (5.48)$$

Перерахуємо вміст компонентів палива, при згорянні яких утворюється вода, з об'ємних часток у масові:

$$\text{CH}_4 = \frac{0,92 \cdot 16 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 \cdot (273 + 20)} = 0,939;$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 = \frac{0,005 \cdot 30 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 \cdot (273 + 20)} = 0,0096;$$

$$\text{H}_2 = \frac{0,05 \cdot 2 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 \cdot (273 + 20)} = 0,0064.$$

Кількість вологи, що виділяється при згорянні 1 кг палива, дорівнює:

$$\sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n = \frac{9 \cdot 4}{12 \cdot 1 + 4} 0,939 + \frac{9 \cdot 6}{12 \cdot 2 + 6} 0,0096 + \frac{9 \cdot 2}{12 \cdot 0 + 2} 0,0064 = 2,19 \text{ кг/кг}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря знаходимо з рівняння (5.47):

$$\alpha = \frac{51945 \cdot 0,95 + 1,34 \cdot 20 - 1,05 \cdot 300(1 - 2,19) - (2500 + 1,97 \cdot 300)2,19}{17,68[1,05 \cdot 300 + (2500 + 1,97 \cdot 300)0,0092 - 41,9]} = 8,06.$$

Загальна питома маса сухих газів, яку отримують при спалюванні 1 кг палива і розведення топкових газів повітрям до температури 300°C , дорівнює:

$$G_{\text{с.г.}} = 1 + \alpha L_0 - \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n; \quad (5.49)$$

$$G_{\text{с.г.}} = 1 + 8,06 \cdot 17,68 - 2,19 = 141,3 \text{ кг/кг.}$$

Питома маса водяних парів у газовій суміші при спалюванні 1 кг палива:

$$G_{\text{пар}} = \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n + \alpha d_0 L_0; \quad (5.50)$$

$$G_{\text{пар}} = 2,19 + 8,06 \cdot 0,0092 \cdot 17,68 = 3,5 \text{ кг/кг.}$$

Вологовміст газів на вході в сушарку ($d_1 = d_{\text{сум.}}$) дорівнює:

$$d_1 = G_{\text{пар}}/G_{\text{с.г.}}, \text{ звідки } d_1 = 3,5/141,3 = 0,0248 \text{ кг/кг.}$$

Ентальпія газів на вході в сушарку:

$$h_1 = \frac{Q\eta + c_{\text{п}} t_{\text{п}} + \alpha L_0 h_0}{Q_{\text{с.г.}}}; \quad (5.51)$$

$$h_1 = \frac{51945 \cdot 0,95 + 1,34 \cdot 20 + 8,06 \cdot 17,68 \cdot 41,9}{141,3} = 392 \text{ кДж/кг.}$$

Оскільки коефіцієнт надлишку повітря α великий, фізичні властивості газової суміші, яка використовується як сушильний агент, практично не відрізняються від фізичних властивостей повітря. Це дає можливість використовувати у розрахунках діаграму стану вологого повітря $d - h$.

5.5.1.2. Визначення параметрів відпрацьованих газів, витрати сушильного агента і витрати тепла на сушіння

З рівняння матеріального балансу сушарки визначимо витрату вологи W , яка видаляється з матеріалу, що висушується [формула (5.3)]:

$$W = 5,56 \frac{12 - 0,5}{100 - 12} = 0,726 \text{ кг/с.}$$

Запишемо рівняння внутрішнього теплового балансу сушарки:

$$\Delta = c\theta_l + q_{\text{дод}} - (q_{\text{т}} + q_{\text{м}} + q_{\text{втр}}), \quad (5.52)$$

де Δ – різниця між питомим приходом і витратою теплоти безпосередньо у сушильній камері;

c – теплоємність вологи у вологому матеріалі при температурі θ_l , кДж/(кг·К);

$q_{\text{дод}}$ – питоме додаткове підведення тепла в сушарку, кДж/кг вологи; при роботі сушарки по нормальному сушильному варіанту $q_{\text{дод}} = 0$;

$q_{\text{т}}$ – питома витрата тепла в сушарці з транспортними засобами, кДж/кг вологи; у випадку, що розглядається, $q_{\text{дод}} = 0$;

$q_{\text{м}}$ – питома витрата теплоти у сушильному барабані з матеріалом,

що висушується, кДж/кг вологи; $q_m = G_{\text{п}} c_m (\theta_2 - \theta_1) / W$;

c_m – теплоємність висушеного матеріалу, дорівнює 0,8 кДж/(кг·К);

θ_2 – температура висушеного матеріалу на виході з сушарки, °С.

При випарюванні поверхневої вологи θ_2 приймається приблизно рівною температурі мокрого термометра t_m при відповідних параметрах сушильного агента. Приймаючи у першому наближенні процес сушіння адіабатичним, знаходимо θ_2 з діаграми h - d за початковими параметрами сушильного агента: $\theta_2 = 57^\circ\text{C}$.

$q_{\text{втр}}$ – питомі втрати тепла в оточуюче середовище, кДж/кг.

Підставивши відповідні значення, отримаємо:

$$\Delta = 4,19 \cdot 18 - \frac{5,56 \cdot 0,8(57 - 18)}{0,726} - 22,6 = -141 \text{ кДж/кг вологи.}$$

Запишемо рівняння робочої лінії сушіння:

$$\Delta = (h - h_1)(d - d_1), \text{ або } h = h_1 + \Delta(d - d_1). \quad (5.53)$$

Для побудови робочої лінії сушіння на діаграмі $d - h$ необхідно знати координати (h і d) мінімум двох точок. Координати однієї точки відомі:

$$d_1 = 0,0248 \text{ кг/кг}; \quad h_1 = 392 \text{ кДж/кг.}$$

Для знаходження координат другої точки задамося довільним значенням d і визначимо відповідне значення h . Хай $d = 0,1$ кг вологи/кг сухого матеріалу. Тоді $h = 392 - 141(0,1 - 0,0248) = 381$ кДж/кг сухого повітря.

Через дві точки на діаграмі h - d з координатами d_1 , h_1 і d , h проводимо лінію сушіння до перетинання з заданим кінцевим параметром $t_2 = 100^\circ\text{C}$. У точці перетинання лінії сушіння з ізотермою t_2 знаходимо параметри відпрацьованого сушильного агента: $d_2 = 0,107$ кг/кг; $h_2 = 365$ кДж/кг.

Витрата сухого газу $L_{\text{с.г.}}$ дорівнює:

$$L_{\text{с.г.}} = W / (d_2 - d_1); \quad (5.54)$$

$$L_{\text{с.г.}} = 0,726 / (0,107 - 0,0248) = 8,83 \text{ кг/с.}$$

Витрата сухого повітря L визначається з рівнянь (5.8) і (5.9):

$$L = 0,726 / (0,107 - 0,0092) = 7,42 \text{ кг/с.}$$

Витрата тепла на сушіння Q_c визначається з рівнянь (5.8) і (5.10):

$$Q_c = 8,83(392 - 41,9) = 3091 \text{ кДж/с або } 3091 \text{ кВт.}$$

Витрата палива на сушіння:

$$G_{\text{п}} = Q_c / Q = 3091 / 51945 = 0,0595 \text{ кг/с.}$$

5.5.1.3. Визначення основних розмірів сушильного барабану

Основні розміри барабану вибирають за нормативами й каталогами-довідниками у відповідності з об'ємом сушильного простору. Об'єм

сушильного простору V складається з об'єму $V_{\text{п}}$, необхідного для прогрівання вологого матеріалу до температури, при якій починається інтенсивне випаровування води (до температури мокрого термометру сушильного агента), і об'єму V_c , потрібного для проведення процесу випарювання води, тобто $V = V_c + V_{\text{п}}$. Об'єм сушильного простору барабану може бути розрахований за модифікованим рівнянням масопередачі [2]:

$$V_c = W / (k_v \Delta d'_{\text{сер}}), \quad (5.55)$$

де $\Delta d'_{\text{сер}}$ – середня рушійна сила процесу масопередачі, кг води/м³;
 k_v – об'ємний коефіцієнт масопередачі, 1/с.

При сушінні кристалічних матеріалів відбувається видалення поверхневої води, тобто процес протікає у першому етапі сушіння, коли швидкість процесу визначається тільки зовнішнім дифузійним опором. При паралельному русі матеріалу й сушильного агента температура вологого матеріалу дорівнює температурі мокрого термометру. У цьому випадку коефіцієнт масопередачі чисельно дорівнює коефіцієнту масовіддачі: $k_v = \beta_v$.

Для барабанної сушарки коефіцієнт масовіддачі β_v може бути підрахований за емпіричним рівнянням [2]:

$$\beta_v = 1.6 \cdot 10^{-2} = \frac{(w \rho_{\text{сер}})^{0,9} n^{0,7} \beta^{0,54} P_0}{c \rho_{\text{сер}} (P_0 - p)}, \quad (5.56)$$

де $\rho_{\text{сер}}$ – середня густина сушильного агента, кг/м³;

c – теплоємність сушильного агента при середній температурі в барабані, яка дорівнює 1 кДж/(кг·К);

β – ступінь заповнення барабану матеріалом, що висушується, %;

P_0 – тиск, при якому здійснюється сушіння, Па;

p – середній парціальний тиск водяних парів у сушильному барабані, Па.

Рівняння (5.56) справедливе для значень: $w \rho_{\text{сер}} = 0,6 \div 1,8$ кг/(м²·с), $n = 1,5 \div 5$ об/хв, $\beta = 10 \div 25$ %.

Робоча швидкість сушильного агента в барабані залежить від дисперсності і густини матеріалу, що висушується. Для вибору робочих швидкостей (w , м/с) при сушінні монодисперсних матеріалів можна керуватися даними, наведеними в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

До вибору робочої швидкості газів у сушильному барабані

Розмір частинок, мм	Значення w , м/с при ρ_m , кг/м ³				
	350	1000	1400	1800	2200
0,3-2	0,5-1	2-5	3-7,5	4-8	5-10
Більші за 2	1-3	3-5	4-8	6-10	7-12

Для полідисперсних матеріалів з частинками розміром від 0,2 до 5 мм і насадною густиною $\rho_m = 800-1200$ кг/м³ зазвичай приймають швидкість газів в інтервалі 2-5 м/с. У даному випадку розмір частинок матеріалу, що

висушується, від 1 до 2 мм, насипна густина 1200 кг/м^3 . Приймаємо швидкість газів у барабані $w = 2,4 \text{ м/с}$. Густина сушильного агента при середній температурі в барабані $t_{\text{сер}} = (300+100)/2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ практично відповідає густині повітря при цій температурі:

$$\rho_{\text{сер}} = \frac{M}{v_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273}{273 + 200} = 0,747 \text{ кг/м}^3.$$

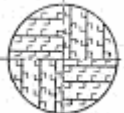
При цьому $w\rho_{\text{сер}} = 2,4 \cdot 0,747 = 1,8 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$, що не порушує справедливості рівняння (5.55).

Частота обертання барабану зазвичай не перевищує 5-8 об/хв; приймаємо $n = 5 \text{ об/хв}$.

Сушильні барабани обладнані різного типу перевалочними пристроями (табл. 5.3). Від їхнього типу залежить ступінь заповнення барабану матеріалом, що висушується, β . Прийємо $\beta = 12 \text{ \%}$.

Таблиця 5.3

Типи перевалочних пристроїв, що використовуються в барабанних сушарках, і степінь заповнення барабану β

Тип перевалочного пристрою	Вигляд	$\beta, \%$
Підйомно-лопатевий		12
Підйомно-лопатевий		14
Розподільний		20,6
Розподільний з закритими комірками		27,5

Процес сушіння здійснюється при атмосферному тиску, тобто, при $P_0 = 10^5 \text{ Па}$. Парціальний тиск водяних парів у сушильному барабані визначимо як середньологарифмічну величину між парціальними тисками на вході газу в сушарку і на виході з неї.

Парціальний тиск водяних парів у газі визначимо за рівнянням:

$$p = \frac{(d / M_{\text{в}}) P_0}{1 / M_{\text{с.п.}} + d / M_{\text{в}}} \quad (5.57)$$

Тоді на вході в сушарку

$$p_1 = \frac{(0,0248 / 18) 10^5}{1 / 29 + 0,0248 / 18} = 3842 \text{ Па},$$

на виході з сушарки

$$p_2 = \frac{(0,107/18)10^5}{1/29 + 0,107/18} = 14700 \text{ Па.}$$

Звідки

$$p = (p_1 + p_2)/2 = (3842 + 14700)/2 = 9271 \text{ Па.}$$

Таким чином, об'ємний коефіцієнт масовіддачі дорівнює:

$$\beta_v = 1.62 \cdot 10^{-2} = \frac{(1,8)^{0,9} 5^{0,7} 12^{0,54} 10^5}{1 \cdot 0,747(10^5 - 9271)} = 0,478 \text{ с}^{-1}.$$

Рушійну силу процесу масопередачі $\Delta d'_{\text{сер}}$ визначимо за рівнянням:

$$\Delta d'_{\text{сер}} = \frac{\Delta d'_6 - \Delta d'_m}{\ln \frac{\Delta d'_6}{\Delta d'_m}} = \frac{\Delta P_{\text{сер}} M_{\text{п}}}{P_0 v_0 \frac{T_0 + t_{\text{сер}}}{T_0}}, \quad (5.58)$$

де $\Delta d'_6 = d_1^* - d_1'$ – рушійна сила на початку процесу сушіння, кг/м³;

$\Delta d'_m = d_2^* - d_2'$ – рушійна сила наприкінці процесу сушіння, кг/м³;

d_1^*, d_2^* – рівноважний вміст води на вході у сушарку і на виході з неї, кг/м³.

Середня рушійна сила $\Delta P_{\text{сер}}$, виражена через одиниці тиску (Па), дорівнює

$$\Delta P_{\text{сер}} = \frac{\Delta P_6 - \Delta P_m}{\ln \frac{\Delta P_6}{\Delta P_m}}. \quad (5.59)$$

Для випадку проточного руху сушильного агента і матеріалу, що висушується, маємо:

$\Delta P_6 = p_1^* - p_1$ – рушійна сила на початку процесу сушіння, Па;

$\Delta P_m = p_2^* - p_2$ – рушійна сила наприкінці процесу сушіння, Па;

p_1^*, p_2^* – тиск насичених парів над вологим матеріалом на початку і наприкінці процесу сушіння, Па.

Значення p_1^* і p_2^* визначаються за температурою мокрого термометра сушильного агента на початку t_{m1} і наприкінці t_{m2} процесу сушіння. За діаграмою $d - h$ знайдемо: $t_{m1} = 57 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{m2} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$; при цьому $p_1^* = 17302 \text{ Па}$, $p_2^* = 16500 \text{ Па}$.

Тоді

$$\Delta P_{\text{сер}} = \frac{(17302 - 3842) - (16500 - 14700)}{\ln \frac{(17302 - 3842)}{(16500 - 14700)}} = 5795 \text{ Па.}$$

Виразимо рушійну силу в кг/м³ за рівнянням (5.58)

$$\Delta d'_{\text{сер}} = \frac{5795 \cdot 18}{10^5 \cdot 22,4 \frac{273 + 200}{273}} = 0,0269 \text{ кг/м}^3.$$

Об'єм сушильного барабану, необхідний для проведення процесу випарювання вологи, без урахування об'єму апарату, потрібного на прогрівання вологого матеріалу, знаходимо за рівнянням (5.55)

$$V_c = 0,726 / 0,478 \cdot 0,269 = 56,5 \text{ м}^3.$$

Об'єм сушарки, необхідний для прогрівання вологого матеріалу, знаходять за модифікованим рівнянням теплопередачі:

$$V_{\Pi} = Q_{\Pi} / k_v \Delta t_{\text{сер}}, \quad (5.60)$$

де Q_{Π} – витрата тепла на прогрівання матеріалу до температури t_{m1} , кВт;

k_v – об'ємний коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м²К);

$\Delta t_{\text{сер}}$ – середня різниця температур, К.

Витрата тепла Q_{Π} дорівнює:

$$Q_{\Pi} = G_k c_m (t_{m1} - \theta_1) + W_b c_b (t_{m1} - \theta_1); \quad (5.61)$$

$$Q_{\Pi} = 5,56 \cdot 0,8(57 - 18) + 0,726 \cdot 4,19(57 - 18) = 292 \text{ кВт.}$$

Об'ємний коефіцієнт теплопередачі визначають за емпіричним рівнянням [2]:

$$k_v = 16(w\rho_{\text{сер}})^{0,9} n^{0,7} \beta^{0,54}; \quad (5.62)$$

$$k_v = 16 \cdot 1,8^{0,9} 5^{0,7} 12^{0,54} = 321 \text{ Вт/(м}^2\text{К)} = 0,321 \text{ кВт/(м}^2\text{К)}.$$

Для розрахунку $\Delta t_{\text{сер}}$ необхідно знайти температуру сушильного агента t_x , до якої він охолідиться, віддаючи тепло на нагрівання матеріалу, що висушується, до t_{m1} . Цю температуру можна визначити з рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Pi} = L_{\text{с.г.}} (1 + d_1) c (t_1 - t_x); \quad (5.63)$$

$$292 = 8,83(1 + 0,0248) \cdot 1,05 \cdot (300 - t_x),$$

звідки $t_x = 269$ °С.

Середня різниця температур $\Delta t_{\text{сер}}$ дорівнює:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{(t_1 - \theta_1) + (t_x - t_{m1})}{2}; \quad (5.64)$$

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{(300 - 18) + (269 - 57)}{2} = 247^{\circ}\text{C}.$$

Підставляємо отримані значення у рівняння (5.60):

$$V_{\text{п}} = 292/0,321 \cdot 247 = 3,7 \text{ м}^3.$$

Загальний об'єм сушильного барабану дорівнює:

$$V = 56,5 + 3,7 = 60,2 \text{ м}^3.$$

При відсутності розрахункових залежностей для визначення коефіцієнтів масо- і теплопередачі об'єм сушильного барабану може бути орієнтовно визначений за допомогою об'ємної напруги по волозі A_v , кг/(м³·год). При використанні величини A_v об'єм сушильного барабану розраховують за рівнянням:

$$V = 3600W/A_v. \quad (5.65)$$

Значення A_v для деяких матеріалів, отримані з дослідів, наведені у табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Дослідні дані щодо сушіння деяких матеріалів у барабанних сушарках

Матеріал	Роз- міри час- ти- нок, мм	$u_{\text{п}},$ %	$u_{\text{к}},$ %	$t_1, ^{\circ}\text{C}$	$t_2, ^{\circ}\text{C}$	$A_v,$ кг м ³ · год	Тип (параметри) внутрішніх розподіль-них систем барабану
Глина проста вогнетривка	—	22	5	600-700	80-100	50-60	Підйомно- лопатєва
	—	9	0,7	800-1000	70-80	60	“
Вапняк	0-15	10-15	1,5	1000	80	45-65	“
	0-20	8-10	0,5	800	120	30-40	“
Інфузорна земля	—	40	15	550	120	50-60	Розподільна
Пісок	—	4,3-3,7	0,05	840	100	80-88	Розподільна й перевалочна
Руда залізна марганцева	0-50	6,0	0,5	730	—	65	Підйомно- лопатєва
	2,5	15,0	2,0	120	60	12	Розподільна
Залізний колчедан	—	10-12	1-3	270-350	95-100	20-30	Підйомно-ло- патєва і секторна ($d=1,6\text{м}, l=14\text{м}$)
Сланці	0-40	38	12	500-600	100	45-60	Підйомно- лопатєва
Вугілля кам'яне буре	—	9,0	0,6	800-1000	60	32-40	“
	0-10	30	10-15	430	150-200	40-65	“

Торф фрезерний	–	50	20	450	100	75	“
Сіль кухонна	–	4-6	0,2	150-200	–	7,2	Підйомно-лопатева
Пшениця	–	20	14	150-200	50-80	20-30	Розподільна
Жом буряковий	–	84	12	750	100-125	185	“

В результаті розрахунку, виконаного за рівнянням (5.66) з використанням даних табл. 5.4 [$t_1 = 840$ °С, $t_2 = 100$ °С, $A_b = 80$ кг/(м³·год)], знайдемо об'єм сушильного барабану $V = 32,7$ м³. Розбіжність з результатом, отриманим при використанні кінетичних закономірностей, обумовлена різницею параметрів сушильного агента, що суттєво впливає на рушійну силу сушіння. Розрахунки показують, що середня рушійна сила при зміні початкової температури сушильного агента від 300 до 840 °С збільшується у 1,6 рази. Корекція на зміну рушійної сили дає об'єм сушильного барабану $V = 52,3$ м³. Цей результат задовільно збігається з отриманим у прикладі.

Далі за довідковими даними (додатки 2, табл. 35) знаходимо основні характеристики барабанної сушарки – довжину й діаметр.

Вибираємо барабанну сушарку з такими характеристиками: об'єм $V = 74$ м³, діаметр $d = 2,8$ м, довжина $l = 14$ м.

Визначимо дійсну швидкість газів у барабані w_d :

$$w_d = v_r / 0,785 d^2. \quad (5.66)$$

Об'ємна витрата вологого сушильного агента на виході з барабану v_r , м/с, дорівнює:

$$v_r = L_{c.r.} \nu_0 \frac{(T_0 + t_{сеп})}{T_0} \left(\frac{1}{M_{c.r.}} + \frac{d_{сеп}}{M_v} \right), \quad (5.67)$$

$$v_r = 8,82 \cdot 22,4 \frac{(273 + 200)}{273} \left(\frac{1}{29} + \frac{0,06}{18} \right) = 12,95 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тоді

$$w_d = 12,95 / 0,785 \cdot 2,8^2 = 2,1 \text{ м/с}.$$

Дійсна швидкість газів ($w_d = 2,1$ м/с) відрізняється від прийнятої у розрахунку ($w_d = 2,4$ м/с) менш ніж на 15%. Деяке зменшення інтенсивності процесу сушіння при зниженні швидкості газів у порівнянні з прийнятою в розрахунку повністю компенсується надлишком об'єму вибраної сушарки. Якщо розбіжність між прийнятою й дійсною швидкостями газів більш суттєва, необхідно повторити розрахунок, вносячи відповідні корективи.

Далі визначимо середній час перебування матеріалу в сушарці:

$$\tau = \frac{G_m}{G_k + (W/2)}. \quad (5.68)$$

Кількість матеріалу, що знаходиться у сушарці, G_m (кг), дорівнює:

$$G_M = V\beta\rho_M, \quad (5.69)$$

$$G_M = 74 \cdot 0,12 \cdot 1200 = 10660 \text{ кг.}$$

Звідси

$$\tau = \frac{10660}{5,56 + (0,726/2)} = 1800 \text{ с.}$$

Знаючи час перебування, розрахуємо кут нахилу барабану α' [2]:

$$\alpha' = \left(\frac{30l}{dn\tau} + 0,007w_d \right) \frac{180}{\pi}, \quad (5.70)$$

$$\alpha' = \left(\frac{30 \cdot 14}{2,2 \cdot 5 \cdot 1800} + 0,007 \cdot 2,1 \right) \frac{180}{3,14} = 2,06^\circ.$$

Якщо отримане значення α' мале (менше за $0,5^\circ$), то кількість обертів барабану зменшують і розрахунок повторюють наново.

Далі необхідно перевірити допустиму швидкість газів, виходячи з умови, що найменші частинки матеріалу, що висушуються, не повинні виноситися потоком сушильного агента з барабану. Швидкість винесення, яка дорівнює швидкості вільного витання $w_{\text{вит}}$ визначається з рівняння [2]:

$$w_{\text{вит}} = \frac{\mu_{\text{сер}}}{d\rho_{\text{сер}}} \left(\frac{\text{Ar}}{18 + 0,575\sqrt{\text{Ar}}} \right), \quad (5.71)$$

де $\mu_{\text{сер}}$, $\rho_{\text{сер}}$ – в'язкість і густина сушильного агента при середній температурі (Па·с, кг/м³ відповідно);

d – найменший діаметр частинок матеріалу, м;

Ar – критерій Архімеда, $\text{Ar} = d^3\rho_{\text{ч}}\rho_{\text{сер}}\mu_{\text{сер}}^2$;

$\rho_{\text{ч}}$ – густина частинок матеріалу, що висушується, для піску дорівнює 1500 кг/м³.

Середня густина сушильного агента $\rho_{\text{сер}}$ дорівнює:

$$\rho_{\text{сер}} = \left[M_{\text{с.п.}}(P_0 - p) + M_{\text{в}}p \right] \frac{T_0}{\nu_0 P_0 (T_0 + t_{\text{сер}})}, \quad (5.72)$$

$$\rho_{\text{сер}} = \left[29(10^5 - 9271) + 18 \cdot 9271 \right] \frac{273}{22,4 \cdot 10^5 (273 + 200)} = 0,72 \text{ кг/м}^3.$$

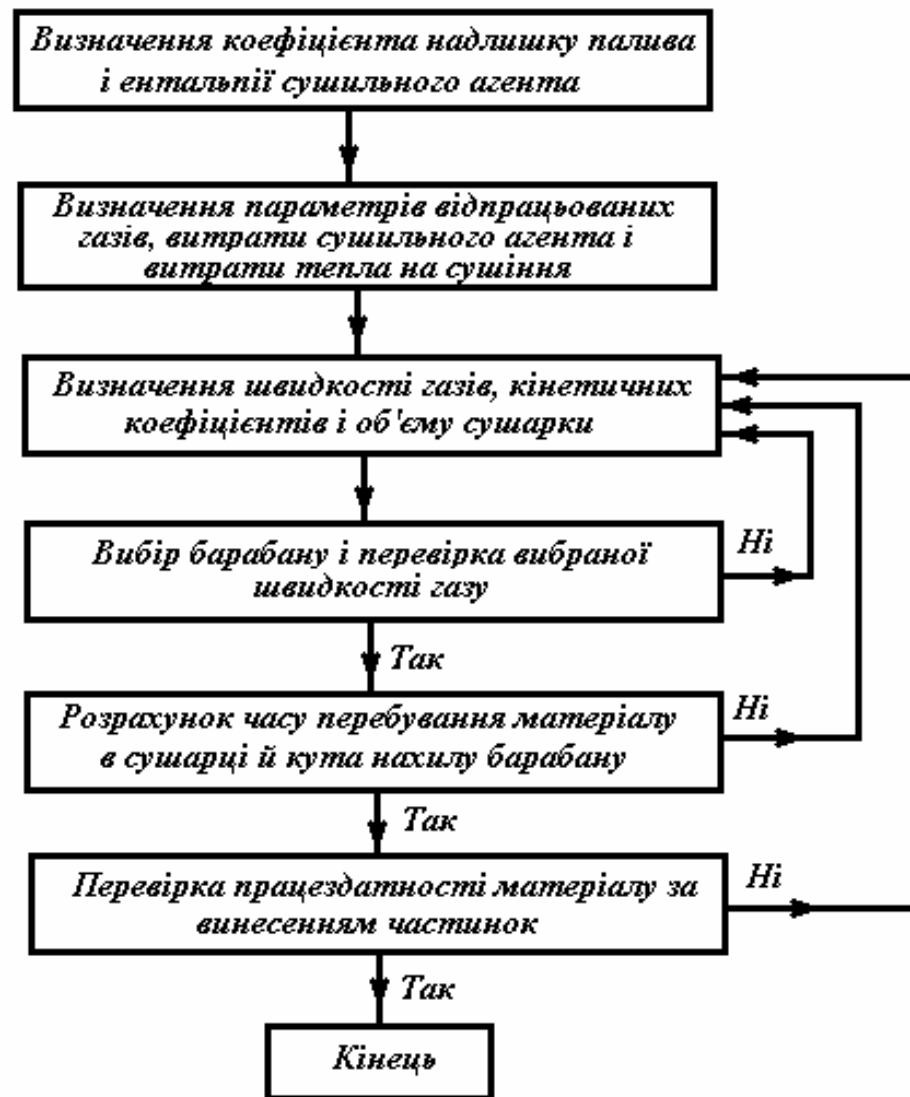
$$\text{Ar} = \frac{(1 \cdot 10^{-3})^3 1500 \cdot 0,72 \cdot 9,8}{(2,6 \cdot 10^{-5})^2} = 1,57 \cdot 10^4.$$

Швидкість винесення $w_{\text{вит}}$:

$$w_{\text{вит}} = \frac{2,6 \cdot 10^{-5}}{1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,72} \left(\frac{1,57 \cdot 10^4}{18 + 0,575 \sqrt{1,57 \cdot 10^4}} \right) = 6,3 \text{ м/с.}$$

Робоча швидкість сушильного агента у сушарці $w_d = 2,1$ м/с менша, ніж швидкість винесення частинок $w_{\text{вит}} = 6,3$ м/с, тому розрахунок основних розмірів сушильного барабану закінчуємо. В протилежному випадку (при $w_d > w_{\text{вит}}$) зменшують прийняту в розрахунок швидкість сушильного агента й повторюють розрахунок.

Схема розрахунку барабанної сушарки має вигляд:



5.5.2. Механічні розрахунки

Процес сушіння у барабанній сушарці здійснюється при обертанні основного робочого органу – барабану, який встановлений під невеликим (3-6°) кутом до горизонту. До барабану кріпляться бандажі, які опираються на опорні та опорно-упорні ролики. Обертання барабану передається від електродвигуна через редуктор, зубчастий вінець та зубчасте колесо. З метою

інтенсифікації процесу усередині барабану встановлені насадки у вигляді лопаток, які підіймають та скидають матеріал при обертанні барабану (табл. 5.3).

У механічні розрахунки барабанних машин входять розрахунки бандажів, опорних та упорних роликів, а також потужність приводу $N_{\text{дв}}$ (кВт) [1].

5.5.2.1. Розрахунок бандажів і опорних роликів

Розглядаючи ділянку бандажу між двома башмаками (опорами) як кривий брус, можна орієнтовно вважати, що він працює на вигин; тоді умова міцності має вигляд

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{M_{\text{max}}}{W} \leq [\sigma_{\epsilon}], \quad (5.73)$$

де M_{max} – максимальний згинаючий момент у місці контакту опорного ролика і бандажу, Н·м;

W – момент опору прямокутного перерізу бандажу, м³.

$$W = \frac{b_{\epsilon} h_{\epsilon}^2}{6}, \quad (5.74)$$

де b_{ϵ} і h_{ϵ} – ширина і висота бандажу, м.

$$M_{\text{max}} = \frac{R \cdot l}{4}, \quad (5.75)$$

де l – відстань між башмаками, м (при кількості башмаків m відстань

$$l = \frac{\pi \cdot D_{\epsilon}}{m});$$

R – реакція опорного ролика, МН.

$$R = \frac{P}{2 \cdot \cos \frac{\varphi}{2}}, \quad (5.76)$$

де φ – кут між опорними роликами (зазвичай $\varphi = 60^\circ$);

P – навантаження на один бандаж, МН.

$$P = \frac{G}{z} \cdot \cos \alpha, \quad (5.77)$$

де z – кількість бандажів;

G – сила тяжіння барабану з матеріалом і насадкою, МН;

α – кут нахилу барабану.

Діаметр бандажів d_{ϵ} і діаметр опорних роликів d_{op} попередньо вибирають за каталогом, і потім виконують перевірку їх на контактну міцність.

За відсутністю каталогу ширину бандажу визначають за формулою

$$b_{\delta} \geq \frac{R}{q_{\delta}}, \quad (5.78)$$

де q_{δ} – дослідне значення допустимого питомого навантаження, $q_{\delta} = 200$ Н/м;

R – реакція опорного ролика, МН (формула 5.75).

Ширина ролика b_{op} повинна бути більшою за ширину бандажу b_{δ} приблизно на 30 мм. Співвідношення між діаметром опорного ролика d_{op} і бандажу d_{δ} $0,25 \cdot d_{\delta} \leq d_{op} \leq 0,33 \cdot d_{\delta}$.

Умова контактної міцності в місці зіткнення ролика і бандажу, де відбувається їхнє зминання:

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R}{b_{\delta}} \cdot E \cdot \frac{r_{\delta} + r_{op}}{r_{\delta} \cdot r_{op}}} \leq [\sigma_c], \quad (5.79)$$

де E – модуль пружності матеріалу роликів, МПа;

$[\sigma_{\bar{n}}]$ – допустима напруга на зминання

(для сталевго лиття $[\sigma_{\bar{n}}] = 300-500$ МПа,

для чавуну $[\sigma_{\bar{n}}] = 350$ МПа);

r_{δ} і r_{op} – зовнішні радіуси бандажу й опорного ролика.

5.5.2.2. Розрахунок упорних роликів

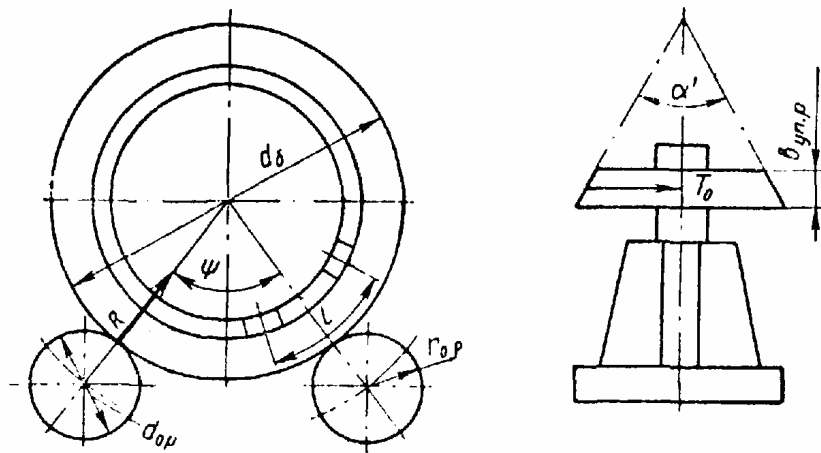


Рис. 5.9. Схема розташування барабана щодо опорних роликів.

Ширину упорних роликів $b_{упр}$ вибирають за умови міцності на зминання під дією осьової сили T_0 :

$$\sigma_{\bar{n}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{T_0 \cdot \dot{A}}{b_{\delta \dot{\delta}} \cdot r_{\dot{a}} \cdot \sin \frac{\alpha'}{2}}} \leq [\sigma_{\bar{n}}], \quad (5.80)$$

де $T_0 = G \cdot \sin \alpha$; α' – кут конусності упорного ролика (зазвичай $\alpha' = 17^\circ$).

Приклад розрахунку

Розрахувати геометричні розміри бандажу й опорного ролика барабанної сушарки для сушіння $G_I = 2000$ кг/год сірчаноокислого амонію з початковою вологістю $u_1 = 6\%$ до вологості $u_2 = 0,4\%$. Сушіння проводиться повітрям при протитечії. Насадка в барабані підйомно-лопатева. Напруга барабану по волозі A і коефіцієнт заповнення барабану β на підставі практичних даних: $A = 8$ кг/(м³·год.); $\beta = 0,15$, $\alpha = 3^\circ$ – кут нахилу барабану, $G_m = 0,019$ МН – вага матеріалу в сушарці, $G_\delta = 0,1399$ МН – вага протитечійної сушарки без комплектуючих виробів, $G_e = 0,0077$ МН – вага вінцевої шестерні барабану, $D_\delta = 1,6$ м – діаметр барабану, $L = 4,7$ м – відстань між бандажами, $E = 1,75 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу роликів.

Рішення. Розрахунок бандажу полягає у визначенні навантаження, геометричних розмірів бандажу, згинаючого моменту в місці контакту з опорним роликом, моменту опору, виникаючої напруги. Розмір опорних роликів вибирається за каталогом і перевіряється на умову контактної міцності.

Вага усього барабану

$$G = G_\delta + G_m + G_e + 2G_{\text{бан}} = 0,1399 + 0,019 + 0,0077 + 2 \cdot 0,00878 = 0,1752 \text{ МН},$$

де $G_{\text{бан}} = 0,00878$ МН – вага бандажу.

Навантаження на один бандаж

$$P = \frac{G}{z} \cdot \cos \alpha = \frac{0,1752}{2} \cdot \cos 3^\circ = 0,0872 \text{ МН}.$$

Реакція опорного ролика

$$R = \frac{P}{2 \cdot \cos \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,0872}{2 \cdot \cos 30} = 0,0503 \text{ МН}.$$

Приймаємо кількість башмаків для даного діаметру барабану $m = 12$.

Відстань між двома башмаками

$$l = \frac{\pi D_\delta}{m} = \frac{\pi 1,6}{12} = 0,42 \text{ м}.$$

Максимальний згинаючий момент в місці контакту опорного ролика і бандажу визначаємо за формулою (5.75)

$$M_{\text{max}} = \frac{R \cdot L}{4} = \frac{0,0503 \cdot 0,42}{4} = 52,8 \cdot 10^{-4} \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

За нормаллю обираємо бандаж прямокутного перерізу з розмірами $b_\delta = 0,135$ м; $h_\delta = 0,115$ м.

Момент опору перерізу бандажу

$$W = \frac{b_\delta h_\delta^2}{6} = \frac{0,135 \cdot 0,115^2}{6} = 2,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Напругу, що виникає в бандажі, знаходимо за формулою:

$$\sigma_n = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{52,8 \cdot 10^{-4}}{2,98 \cdot 10^{-4}} = 17,71 \text{ МПа} \leq [\sigma_n].$$

Отже, умова міцності на вигин бандажу виконується. Зовнішній діаметр бандажу приймаємо за каталогом $D_{\bar{o}} = 1,99$ м. Діаметр опорного ролика визначаємо зі співвідношення

$$d_{op} = 0,25 \cdot D_{\bar{o}} = 0,25 \cdot 1,99 = 0,498 \text{ м},$$

приймаємо $d_{op} = 0,5$ м.

Перевіряємо умову контактної міцності в місці торкання ролика і бандажу:

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R}{b_{\bar{o}}} \cdot E \cdot \frac{r_{\bar{o}} + r_{op}}{r_{\bar{o}} \cdot r_{op}}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{0,0503}{0,135} \cdot 1,75 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,995 + 0,25}{0,995 \cdot 0,25}} = 238 \text{ МПа},$$

що менше за $\sigma_{c \text{ доп}}$, оскільки для чавуна $\sigma_{c \text{ доп}} = 350$ МПа. Умова контактної міцності дотримана.

5.5.2.3. Розрахунок потужності приводу барабанної машини

Як приклад розглядаємо розрахунок потужності приводу барабанної машини, що обертається, за такими даними: $D_{\bar{o}} = 2,8$ м, $L = 55$ м, $n = 0,106$ рад/с, кількість опор $z = 4$, коефіцієнт заповнення $\varphi = 0,1$, насипна густина матеріалу, що обробляється, $\rho_n = 1200$ кг/м³, маса барабану 210 т, товщина стінки барабану $S = 20$ мм, загальна товщина футеровки $\delta = 0,200$ м, густина матеріалу футеровки $\rho_{\phi} = 2270$ кг/м³.

Внутрішній діаметр барабану

$$D_{\text{вн}} = D_{\bar{o}} - 2(S + \delta) = 2,80 - 2(0,2 + 0,02) = 2,36 \text{ м}.$$

Погонна маса ненавантаженого барабану

$$G_{\bar{o}} = \frac{210}{55} = 3,818 \text{ т/м}.$$

Внутрішній діаметр неметалевої частини барабану:

$$D_{\text{вн.немет}} = D_{\bar{o}} - 2S = 2,80 - 2 \cdot 0,02 = 2,76 \text{ м}.$$

Погонна мас футеровки:

$$G_{\phi} = 0,785 \rho_{\phi} (D_{\text{вн.немет}}^2 - D_{\text{вн}}^2); G_{\phi} = 0,785 \cdot 2,270 (2,76^2 - 2,36^2) = 3,649 \text{ т/м}.$$

Крутний момент барабану $M_{кр}$ (Н·м) без насадки знаходять за формулою:

$$M_{кр} = 9,8L(G_{\bar{o}} + G_{\phi})A + 7,69D_{\bar{o}}^2 \beta \rho_n (X + A)L, \quad (5.81)$$

де $G_{\bar{o}}$ – погонна маса ненавантаженого барабану, кг/м;

G_{ϕ} – погонна маса футеровки, кг/м;

A – приведений коефіцієнт тертя;

β – коефіцієнт заповнення барабану матеріалом;

ρ_n – насипна густина матеріалу, кг/м^3 ;

X – відстань від центру тяжіння матеріалу до вертикальної осі барабану, м.

За заводськими даними приймаються такі значення:

Таблиця 5.5

Параметри обертових барабанних апаратів

D_{ϕ} , мм	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2500	2800
G_{ϕ} , кг/м	1100	1300	1550	1900	2100	2500	2750	3150	3820
A	0,004	0,0042	0,0044	0,0045	0,0046	0,0048	0,005	0,0053	0,0055

Приблизне значення X можна знайти зі співвідношення:

$$X = 0,5 \cdot D_{\phi} (1 - \beta) \sin \phi = 1,81(1 - 0,1) \sin 40^\circ = 0,683 \text{ м},$$

де ϕ – кут природного відкосу матеріалу.

Відповідно до заводських нормалей для барабану діаметром 2,8 м коефіцієнт тертя $A = 0,0055$.

За формулою (5.81) крутний момент

$$M_{\text{кр}} = 9,8 \cdot 55 (3818 + 3649) \cdot 0,0055 + 7,69 \cdot 2,36^2 \cdot 0,1 \cdot 1200 (0,683 + 0,0055) = 216761, \text{ Нм}.$$

Приймаючи коефіцієнт запасу потужності $\beta_M = 1,2$ і сумарний к.к.д. $\eta_{\Sigma} = 0,78$, знайдемо потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = \frac{216761 \cdot 0,106 \cdot 1,2}{0,78 \cdot 1000} = 35,3 \text{ кВт}.$$

Навантаження на одну опору складає

$$(P + P_B) / z = \frac{1}{4} (210 + 3,649 \cdot 55 + 0,785 \cdot 2,36^2 \cdot 0,1 \cdot 1,2 \cdot 55) 9,81 = 1078,1 \text{ кН},$$

що менше допустимої величини, котра дорівнює 1600 кН (довідник).

6. РОЗРАХУНКИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

6.1. Загальна схема технологічного розрахунку холодильних машин

В розрахунок входить обґрунтування схеми холодильної машини, її робочих параметрів; побудова теоретичного циклу парокомпресійної холодильної машини у $h - \lg P$ -діаграмі холодильного агента; розрахунок показників циклу [11].

При виборі схеми холодильної машини слід виходити з таких рекомендацій:

- при температурах у приміщенні, що охолоджується, вищих за $t_{\text{п}} = -30^\circ\text{C}$ застосовуються одноступінчасті цикли ПКХМ, а при нижчих – двоступінчасті цикли або одноступінчасті цикли з гвинтовим мастилозаповненим компресором і проміжним підсмоктуванням пари;
- схеми ПКХМ без регенерації теплоти (рис. 6.1, а) застосовують, якщо використовується холодильний агент $R717$ (аміак), із регенерацією (рис. 6.1, б) – хладон $R12$; для хладона $R22$ регенерація в циклі можлива;
- ґрунтуючись на отриманій у розрахунках робочій холодопродуктивності СХУ, заданому холодильному агенті та паспортних значеннях номінальної холодопродуктивності поршневих холодильних компресорів (довідник), приймають тип компресора: герметичний (позначається буквами ФГВ і ПГ), безсальниковий (ПБ) або сальниковий (П).

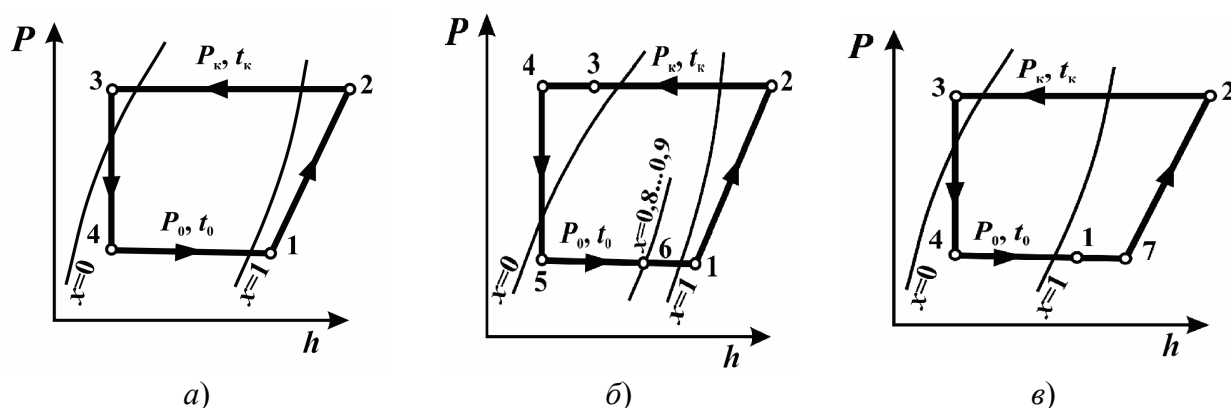


Рис. 6.1. Цикли парокомпресорних холодильних машин:

- а) цикл без регенерації теплоти; б) цикл із регенерацією теплоти;
в) цикл із підігрівом пари в електродвигуні герметичного або безсальникового компресора.

Температуру конденсації холодоагенту t_k вибирають в залежності від температури оточуючого середовища t_{oc} :

$$t_k = t_{\text{oc}} + (6 \dots 12)^\circ\text{C}.$$

Температура переохолодженого холодоагенту t_3 на виході з конденсатора

$$t_3 = t_{\text{oc}} + (3 \dots 4)^\circ\text{C}.$$

Температура кипіння t_0 холодильного агента залежить від температури повітря, що підтримується у приміщенні, та від заданої системи охолодження.

Для безпосередньої системи охолодження, тобто коли холодильний агент кипить у приладі охолодження, що встановлений безпосередньо у приміщенні, температура кипіння дорівнює:

для батарейної хладонової системи

$$t_0 = t_{\text{п}} - (12 \dots 16) \text{ } ^\circ\text{C};$$

для повітряної системи

$$t_0 = t_{\text{п}} - (5 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Якщо використовується розсільна (із проміжним холодоносієм) система охолодження, то спочатку визначають середню температуру розсолу t_p у приладі охолодження, $^\circ\text{C}$:

для батарейної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (8 \dots 12) \text{ } ^\circ\text{C};$$

для повітряної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (5 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C};$$

для панельної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (2 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Далі, задаючись значенням підігріву Δt_p розсолу в приладі охолодження $\Delta t_p \approx 2^\circ\text{C}$, розраховують температури розсолу на вході та виході з приладу охолодження, $^\circ\text{C}$:

$$t_{p1} = t_p - \Delta t_p / 2;$$

$$t_{p2} = t_{p1} + \Delta t_p.$$

Остаточну температуру кипіння холодоагенту у випарнику знаходять як

$$t_0 = t_{p1} - (3 \dots 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура пари на всмоктуванні в компресор t_1 визначається: у нерегенеративних циклах ПКХМ

$$\text{для аміачних машин} \quad t_1 = t_0 + (5 \dots 7) \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\text{для хладонових машин} \quad t_1 = t_0 + (10 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C};$$

у регенеративних циклах ПКХМ

$$t_1 = t_0 + (10 \dots 30) \text{ } ^\circ\text{C}$$

(при цьому для низьких t_0 приймають більші значення перегріву пари на усмоктуванні в компресор).

У герметичних і безсальникових компресорах вбудований електродвигун і блок циліндрів охолоджуються парами холодоагенту, що при цьому підігріваються до попадання їх у клапанну коробку (лінія 1–7 на рис. 6.1, в). Температуру початку процесу стискання в компресорі t_7 у першому наближенні приймають:

$$t_7 = t_1 + (15 \dots 30) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За знайденими характерними температурами будують теоретичний цикл холодильної машини в $h - \lg P$ -діаграмі холодильного агента. Побудову здійснюють у такій послідовності:

- за температурою кипіння t_0 і конденсації t_k проводять ізобари P_0 і P_k відповідно;

- за температурою t_1 на ізобарі P_0 в області перегрітої пари відкладають точку 1 (всмоктування в компресор), а за температурою t_3 на ізобарі P_k в області рідини – точку 3 (рідкий холодильний агент на виході з конденсатора);

- якщо до складу ПКХМ входить безсальниковий або герметичний компресор, на лінії $P_0 = const$ за температурою t_7 позначають точку 7 (початок процесу стискування);

- із точки 1 для сальникових компресорів або з точки 7 для безсальникових і герметичних компресорів проводять ізоентропу (лінія $S=const$) до перетинання з ізобарою P_k і знаходять положення точки 2 (кінець процесу стискування холодоагенту в компресорі);

- для регенеративного циклу ПКХМ (рис. 5.1, б) на ізобарі P_0 в області вологої пари при ступені сухості $x = 0,8...0,9$ відкладають точку 6 (стан холодоагенту на виході з випарника). Визначають питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник (РТО) $q_{рто}$, кДж/кг,

$$q_{рто} = h_1 - h_6$$

і ентальпію рідкого холодоагенту h_4 у точці 4 (на виході з РТО), кДж/кг,

$$h_4 = h_3 - q_{рто}$$

За цим значенням на ізобарі P_k знаходять положення точки 4;

- з точки 3 для нерегенеративного циклу ПКХМ або з точки 4 для циклу з РТО проводять вертикальну лінію ($h = const$), що відповідає процесу дроселювання. Перетинання цієї лінії з ізобарою P_0 дає точку 4 для нерегенеративного циклу і точку 5 для циклу з РТО (стан холодильного агента на вході у випарник).

Для подальшого розрахунку холодильної машини та її елементів необхідно скласти таблицю параметрів холодоагенту в основних точках циклу (див. табл. 6.1).

Потім визначають показники циклу ПКХМ:

– питома масова холодопродуктивність q_0 , кДж/кг:

$q_0 = h_1 - h_4$ – для циклу без регенерації теплоти;

$q_0 = h_6 - h_5$ – для циклу з регенерацією теплоти;

Таблиця 6.1.

Приклад запису параметрів холодоагенту в характерних точках циклу

Параметр та його одиниця виміру	Точка циклу						
	1	2	3	4	5	6	7
Температура t , °C							
Тиск P , МПа							
Ентальпія h , кДж/кг							
Ентропія S , кДж/(кг·К)			—	—	—	—	—
Питомий об'єм ν , м ³ /кг		—	—	—	—	—	—

– масова витрата холодильного агента G_0 , кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0;$$

– питома робота стискування в компресорі l , кДж/кг:

$l = h_2 - h_1$ – для циклу з сальниковим компресором;

$l = h_2 - h_7$ – для циклу з герметичним або безсальниковим компресором;

- адіабатна (теоретична) потужність компресора N_a , кВт,

$$N_a = G_0 \cdot l;$$

- питома теплота конденсації q_k , кДж/кг,

$$q_k = h_2 - h_3;$$

- теплове навантаження на конденсатор Q_k , кВт,

$$Q_k = G_0 \cdot q_k;$$

- теплове навантаження на регенеративний теплообмінник $Q_{рто}$ (для циклу ПКХМ із регенерацією теплоти), кВт,

$$Q_{рто} = G_0 \cdot q_{рто};$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = q_0 / l.$$

6.2. Розрахунок та вибір компресора

При розрахунку холодильного компресора послідовно визначають такі його характеристики:

- 1) дійсна об'ємна (робоча) продуктивність компресора V_0 , м³/с,

$$V_0 = G_0 \cdot v_1;$$

- 2) відношення тисків у циклі ПКХМ

$$\pi_k = P_k / P_0;$$

3) коефіцієнт подачі компресора λ . Він знаходиться за даними випробувань (рис. 6.2 або 6.3) аналогічних за конструкцією компресорів при характерних для розглянутого циклу ПКХМ відношення тисків π_k і холодильному агенті або розраховується за загальноприйнятими методиками;

4) індикаторний ККД η_i (визначається за рис. 6.4 і 6.5 аналогічно коефіцієнту подачі);

- 5) індикаторна потужність компресора N_i , кВт,

$$N_i = N_a / \eta_i;$$

- 6) ефективна потужність компресора N_e , кВт,

$$N_e = N_i / \eta_m,$$

де η_m – механічний ККД компресора. Для сучасних компресорів типу П і ПБ механічний ККД практично однаковий та дорівнює $\eta_m=0,9$ у широкому діапазоні значень π_k . Для суднових герметичних компресорів значення η_m лежить у межах 0,91...0,95;

7) для герметичних та безсальникових компресорів підсумковим показником є споживана електрична потужність $N_{\text{ел}}$, кВт,

$$N_{\text{ел}} = N_e / \eta_{\text{ед}},$$

де $\eta_{\text{ед}}$ – ККД убудованого електродвигуна ($\eta_{\text{ед}} = 0,81 \dots 0,83$).

Тепловий потік від перегріву пари у вбудованому електродвигуні компресора $Q_{\text{п}}$, кВт,

$$Q_{\text{п}} \approx N_{\text{ел}} \cdot (1 - \eta_{\text{ед}}).$$

Збільшення ентальпії пари Δh , кДж/кг,

$$\Delta h = Q_{\text{п}} / G_0.$$

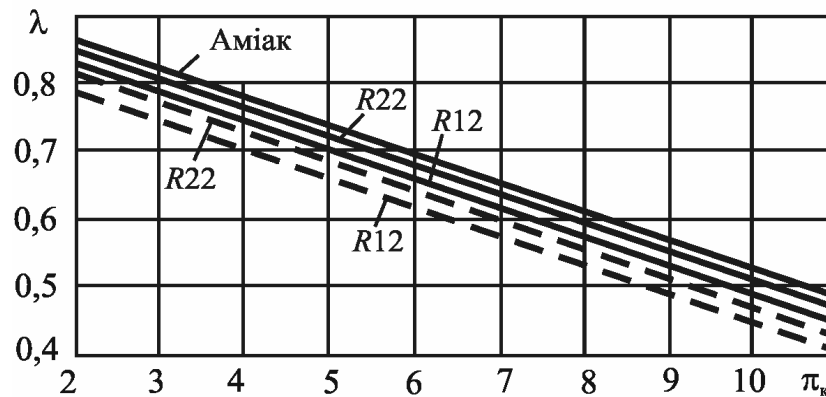


Рис. 6.2. Залежності коефіцієнту подачі λ від відношення тисків π_k для поршневих одноступінчатих холодильних компресорів:

— — компресор типу П; - - - - компресор типу ПБ.

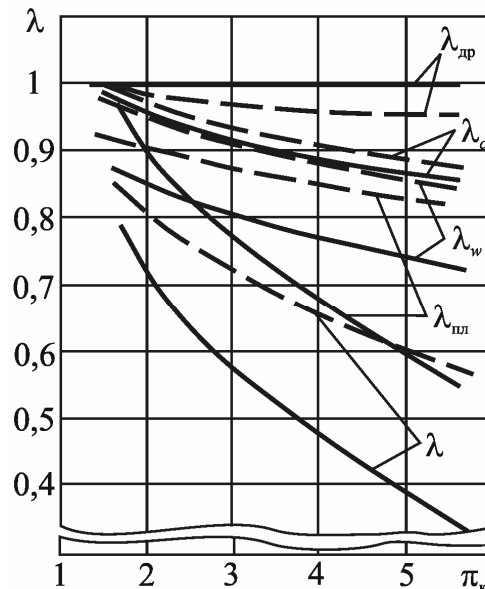


Рис. 6.3. Залежності коефіцієнту подачі λ і його складових для суднових герметичних високошвидкісних ($n = 50 \text{ c}^{-1}$) компресорів:

— — компресор типу ХГВ-2,2 без кілець, $c = 4\%$;
- - - - компресор типу ФГВ-14,0 з одним поршневим кільцем, $c = 2,5\%$.

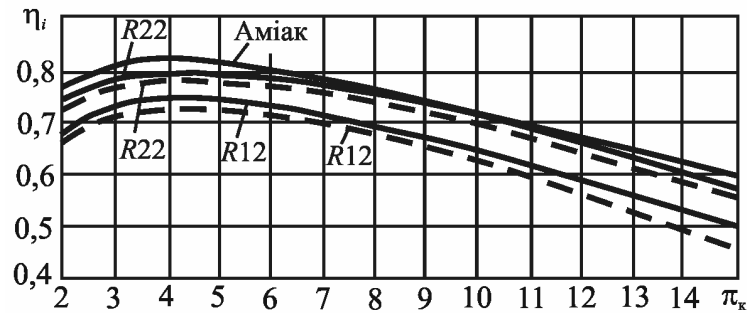


Рис. 6.4. Залежність індикаторного ККД η_i поршневих одноступінчатих компресорів типів П (—) та ПБ (---).

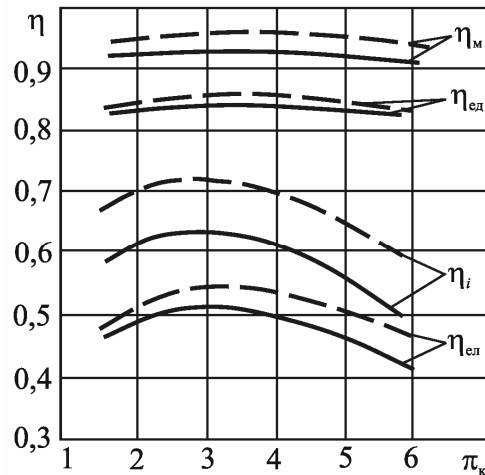


Рис. 6.5. Залежність електричного ККД $\eta_{ел}$ і його складових для суднових герметичних високооберткових компресорів:

— компресор типу ХГВ-2,2 без кілець;
 --- компресор типу ФГВ-14,0 з одним поршневим кільцем.

Ці значення необхідно порівняти з різницею ентальпій ($h_7 - h_1$), узятій з розрахунку циклу. У випадку істотної похибки (більше ніж 10 %) варто вибрати нове значення температури початку процесу стискання у компресорі t_7 і повторити розрахунок;

8) секундний об'єм V_h , який описують поршні компресора, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_h = V_0 / \lambda;$$

8) стандартизована холодопродуктивність компресора $Q_{0.ст}$, кВт,

$$Q_{0.ст} = Q_0 \cdot (q_{0.ст} \cdot \lambda_{ст} \cdot v_1) / (q_0 \cdot \lambda \cdot v_{1.ст}),$$

де $q_{0.ст}$, $v_{1.ст}$ і $\lambda_{ст}$ — відповідно питома масова холодопродуктивність, питомий об'єм пари на всмоктуванні та коефіцієнт подачі компресора при стандартизованих умовах роботи. Ці умови наведено у довіднику. Для визначення значень $q_{0.ст}$, $v_{1.ст}$ і $\lambda_{ст}$ необхідно побудувати цикл ПКХМ для зазначеного холодоагенту при відповідних умовах роботи компресора;

10) за значенням необхідної стандартизованої холодопродуктивності відповідно до табличних даних (додатки 2, табл. 36) вибирається холодильний компресор і перевіряється за величиною V_h .

6.3. Приклад розрахунку циклу парокомпресійної холодильної машини

6.3.1. Визначення параметрів в залежності від кінцевого тиску

- 1) Вибираємо температуру кипіння холодоагенту t_0 :

$$t_0 = t_k - \Delta t_1; \quad \Delta t_1 = 5 \dots 10^\circ\text{C};$$

$$t_0 = -15 - 10 = -25^\circ\text{C}.$$

- 2) Визначаємо температуру нагріву пари після випарника:

$$t_1 = t_1' + 15^\circ\text{C} = -25 + 15 = -10^\circ\text{C}.$$

- 3) Визначаємо температуру конденсації t_k :

$$t_k = t_{o.c.} + \Delta t_1;$$

$$t_k = 30 + 10 = 40^\circ\text{C};$$

- 4) Визначаємо температуру рідини після конденсатора:

$$t_3 = t_3' - 3^\circ\text{C};$$

$$t_3 = 40 - 3 = 37^\circ\text{C}.$$

Вибираємо для початку тиск $P \cdot 10^5$ Па і для цього тиску проводимо розрахунки (в залежності від тиску змінюється i_5).

Дані заносимо в таблицю 6.2:

Таблиця 6.2.

Дані, зняті з $h - \lg P$ -діаграми ($t_0 = -25^\circ\text{C}$)

Найменування	Точка						
	1	2	2'	3	4	5	6
Тиск, $P \cdot 10^5$ Па	2	15	15	15	15	2	2
Температура, $^\circ\text{C}$	-10	90	40	40	37	-25	-10
Ентальпія, кДж/кг	405	460	416	250	245	245	405
Питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$	0,12	0,02	0,015	0,003	—	0,04	0,12

Розрахунок холодильного циклу:

1. Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = i_1 - i_5 = 405 - 245 = 160 \text{ кДж/кг}.$$

2. Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_v = q_0 / \theta_1 = 160 / 0,12 = 1333,3 \text{ кДж/м}^3.$$

3. Масова витрата холодоагенту:

$$G = Q_0 / q_0 = 4 / 160 = 0,025 \text{ кг/с}.$$

4. Дійсний об'єм парів, що всмоктуються компресором:

$$V = Q_0 / q_v = 4 / 1333,3 = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Питомі робота стиску в компресорі:

$$l = i_2 - i_1 = 460 - 405 = 55 \text{ кДж/кг}.$$

6. Питомі теплота, що відводиться в конденсаторі:

$$q_k = i_2 - i_4 = 460 - 245 = 215 \text{ кДж/кг}.$$

7. Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l;$$

$$\varepsilon = Q_0 / N_{i3} = 4 / 1,375 = 2,9.$$

8. Ізоентропійна потужність компресора:

$$N_{i3} = l \cdot G = 55 \cdot 0,025 = 1,375 \text{ кВт}.$$

9. Тепло, яке відводиться в конденсаторі:

$$Q = q \cdot G = 215 \cdot 0,025 = 5,375 \text{ кВт.}$$

10. Температура конденсації $t_k = 40 + 5 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

11. Температура рідини після конденсації $t = 45 - 3 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$.

Далі проводимо аналогічні розрахунки, змінюючи тиск ($17 \cdot 10^5$, $19 \cdot 10^5$, $22 \cdot 10^5$ Па), і заносимо дані розрахунків у таблицю 6.3.

Таблиця 6.3

Розрахункові дані

t	Параметр								
	q_0 , кДж/кг	q_v , кДж/м ³	G , кг/с	V , м ³ /с	l , кДж/кг	q_k , кДж/кг	ε	$N_{из}$, кВт	Q , кВт
$t = 40^\circ\text{C}$	160	1333,3	0,025	0,0030	55	215	2,9	1,375	5,375
$t = 45^\circ\text{C}$	153	1275,0	0,026	0,0031	60	213	2,5	1,560	5,538
$t = 50^\circ\text{C}$	145	1208,3	0,028	0,0033	63	208	2,3	1,764	5,824
$t = 55^\circ\text{C}$	139	1158,3	0,029	0,0035	67	206	2,1	1,943	5,974

6.3.2. Вибір компресора

$V_h = V_0/\lambda = 0,003/0,62 = 0,00484 \text{ м}^3/\text{с}$, де $\lambda = 0,62$ – коефіцієнт подачі компресора, знаходимо за даними випробувань аналогічних за конструкцією компресорів при характерному для циклу, що розраховується, ПКХМ відношенні тиску p_k і холодильному агенті $\Pi_k = p_k/p_o = 15/2 = 7,5$.

За величиною $V_h = 0,00484 \text{ м}^3/\text{с}$ підбираємо компресор необхідної холодопродуктивності з числа тих, що випускаються промисловістю України.

Для даного об'єму, описуваного поршнями, потрібен безсальниковий компресор марки 5ПБ10-2-024, з V -подібним розташуванням циліндрів, в якому 2 циліндри, діаметр циліндрів – 67,5 мм, хід поршня 50 мм, частота обертання валу 25 с^{-1} , об'єм, описуваний поршнем, $0,00861 \text{ м}^3/\text{с}$. Габаритні розміри компресора (615×370×455) мм; маса – 138 кг.

6.3.3. Вибір конденсатора

Для вибору теплообмінного апарату необхідно знайти його площу поверхні теплообміну $F_{ТА}$, м²,

$$F_{ТА} = 1000 \cdot Q_{ТА} \cdot \eta_{ТА} / (k_{ТА} \cdot \Theta_{ТА}) = 1000 \cdot 4 \cdot 1,10 / (400 \cdot 8,41) = 1,31 \text{ м}^2.$$

$$\Theta_{ТА} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = \frac{33 - 30}{\ln \frac{40 - 30}{40 - 33}} = 8,41,$$

де $Q_{ТА}$ – теплове навантаження на теплообмінний апарат холодильної установки, кВт (для випарника розсолу, повітроохолоджувача або охолоджуючої батареї в камері $Q_{ТА} = Q_0$);

$k_{ТА}$ – коефіцієнт теплопередачі апарата, Вт/(м²К);

$\Theta_{ТА}$ – повна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

η_{TA} – коефіцієнт запасу поверхні (на заглушку частини теплообмінних трубок при їхньому пошкодженні); для конденсаторів приймається:

$$\eta_k = 1,05 \dots 1,10.$$

За площею поверхні теплообміну F_{TA} вибираємо фреоновий кожухозмієвиковий конденсатор марки КТР-4М с площею поверхні теплообміну 2 м^2 , діаметром труб $20 \times 3 \text{ мм}$, витратою води $1,2 \text{ м}^3/\text{год.}$ и масою 69 кг.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ардашев, В.О. Машины і апарати хімічних виробництв. Курс лекцій / В.О.Ардашев, К.В.Луняка, Г.А.Чумаков: навчальний посібник. – Херсон: ХНТУ, 2008. – 153 с.
2. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов. В 2-х кн. / Ю.И.Дытнерский. – М.: Химия, 2002.– Кн.1. 400 с. Кн. 2. 368 с.
3. Кулинченко, В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р.Кулинченко. – Киев: 1990. – 164 с.
4. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П.Д.Лебедев. – М. : Энергия, 1972.– 318 с.
5. Луняка, К.В. Теплотехнологічні процеси та установки: навчальний посібник / В.О.Ардашев, Б.В.Димо, Д.В. Коновалов. – Херсон: ХНТУ, 2018. – 93 с.
6. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А.Михеев, И.М.Михеева. – М.: Энергия, 1977.– 344 с.
7. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф.Павлов, П.Г.Романков, А.А.Носков. – Л. : Химия, 1987 – 576 с.
8. Промышленные тепломассовые процессы и установки / А.М. Бакластов и др.: учебник для вузов. / Под. ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986.– 328 с.
9. Теплоиспользуемые установки промышленных производств / Под. ред. О.Т. Ильченко. – Харьков : Высшая школа, 1985. – 368 с.
10. Справочник химика / Т.В. – М.–Л.: Химия, 1968. – 976 с.
11. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І.Радченко, О.О.Лехмус. – Миколаїв: НУК, 2015 – 392 с.

ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1. Значення курсового проекту

Курсовий проект з даної дисципліни є заключним етапом роботи студентів над курсом і великою самостійною роботою. Метою виконання курсового проекту з дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки" є закріплення набутих навичок та їхнє практичне застосування при виборі методів та обладнання для проведення процесів, пов'язаних з використанням теплоти.

2. Структура курсового проекту

Курсовий проект з дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки" складається з двох частин:

- 1) Пояснювальна записка,
- 2) Графічна частина.

3. Основні частини пояснювальної записки

(цифри вказана нумерація, яка повинна бути в записці)

Титульний аркуш (див. с. 112) – с. 1, не ставиться.

Бланк завдання (див. с. 113) – с. 2, не ставиться.

Реферат (анотація) – с. 3.

Зміст – с. 4.

Вступ – с. 5 (якщо зміст на 1 сторінку).

1. Літературний огляд.
2. Технологічна схема.
3. Розрахунок основного обладнання.
4. Розрахунок додаткового обладнання (якщо потрібно).
5. Вибір конструкційних матеріалів.

Висновок.

Додатки (якщо потрібно).

Курсовий проект включає такі розділи:

- Аналіз існуючого обладнання для проведення певного технологічного процесу з використанням тепла (у відповідності із завданням), обґрунтування вибору певного типу та конструкції устаткування;
- проектування технологічної схеми і вибір складу обладнання (основного та додаткового);
- розрахунки вибраного апарату або машини для проведення заданого процесу;
- розміщення обладнання у виробничому приміщенні;
- висновки щодо доцільності вибраного обладнання.

Курсовий проект повинен бути представлений пояснювальною запискою, яка подається на аркушах формату А4 і містить оформлений згідно стандарту

титульний аркуш, формулювання завдання на курсовий проект, постановку задачі, обґрунтування вибраного устаткування, його розрахунки, отримані результати, висновки, список використаних джерел.

Графічна частина складається з двох креслень на аркушах формату А1:

– технологічна схема процесу.

– конструкція апарату.

За необхідності в роботі наводяться діаграми, таблиці.

В процесі виконання курсового проекту студенти повинні показати, що вміють правильно застосувати знання, отримані при вивченні курсу "Теплотехнологічні процеси та установки".

Як теми курсового проекту пропонуються розрахунки обладнання однієї зі схем технологічних процесів, де використовується теплотехнологічне обладнання. Такі схеми можна запозичити з навчального посібника «Обробка технологічних рідин та стічних вод» (автори – С.С.Рижков, К.В.Луняка, В.С.Самохвалов, С.М.Литвак), або з будь-якого іншого джерела за бажанням студента.

Таким чином, першою стадією роботи над курсовим проектом є вибір і обґрунтування технологічної схеми. Технологічна схема являє собою показану графічно послідовність апаратів, призначених для виконання певних операцій. Для складання технологічної схеми того чи іншого процесу студент повинен володіти знаннями щодо призначення обладнання, його будови, місця у процесі.

Наступною стадією є розрахунок певної одиниці обладнання за завданням на проектування. Розрахунок включає складання матеріальних і теплових балансів, визначення габаритів апаратів, швидкості руху матеріальних потоків, перевірку корпусу апарату і опор на міцність тощо.

При виконанні курсового проекту від студента потребується вміння користуватись довідковими матеріалами, атласами обладнання.

За визначеними в результаті розрахунків параметрами за допомогою атласів проводиться вибір конструкції апарату.

План розташування обладнання у приміщенні складається на основі технологічної схеми, габаритів апаратів, вимог щодо розміщення їх відносно один одного, проходів, стін тощо.

Для допомоги студентам у проведенні розрахунків обладнання у посібнику, що пропонується, наводяться розрахунки більшості груп устаткування, що використовується у теплоенергетиці. Це теплообмінники, випарні апарати, сушарки та ін.

3.1. Оформлення титульного аркушу

У назві курсового проекту повинна бути вказана продуктивність. Усі інші умови (температури речовин на вході в апарат і виході з нього, розміри частинок матеріалу, тощо, студент визначає сам після вивчення технологічної схеми процесу і консультацій з викладачем-керівником проекту). Якщо в результаті розрахунків виявляється, що розміри апарату занадто великі, то студент має право поділити продуктивність на 2, 5 або на іншу величину і вказати, що

для забезпечення потрібної продуктивності треба встановити 2, 5 чи більше апаратів. Таким чином студенту надається свобода у виборі типу апарату і передбачає творче відношення до своєї роботи.

Студенту потрібно *уточнити* посаду і науковий ступінь керівника проекту і викладача, відповідального за нормоконтроль. Треба уважно слідкувати за тим, щоб правильно були вказані прізвища та ініціали викладачів.

Вигляд титульного аркушу:

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адмірала Макарова
Херсонська філія**

Кафедра теплотехніки

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни

Теплотехнологічні процеси та установки

**Тема: «Проект трикорпусної випарної установки для концентрування
30 т/год. водного розчину хлориду натрію від початкової концентрації 5%
до кінцевої концентрації 35%»**

Пояснювальна записка

Виконав
студент
Керівник
д.т.н., професор
Нормоконтроль
Зав. кафедри
к.т.н., доцент

Петренко А.В.

Луняка К.В.

Самохвалов В.С.

Херсон – 20__

3.2. Оформлення бланку завдання

Нижче наведений приклад оформлення бланку завдання. Назва курсового проекту на титульному аркуші і на бланку завдання повинна бути однаковою! Дати в таблиці проставлені орієнтовно. При необхідності можна додати пункти, наприклад, «Розрахунок і вибір додаткового обладнання». Перевірити наявність власного підпису і підпису керівника.

**Національний університет кораблебудування
ім. адмірала Макарова
Херсонська філія**

Факультет _____
Кафедра _____
Спеціальність _____
Дисципліна Теплотехнологічні процеси та установки _____
Курс _____ Група _____ Семестр _____

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект студентіві
Петренку Андрію Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: «Проект трикорпусної випарної установки для концентрування 30 т/год. водного розчину хлориду натрію від початкової концентрації 5% до кінцевої концентрації 35%».

2. Термін здачі студентом закінченого проекту _____

3. Вихідні дані до проекту : Літературні джерела. Регламенти виробництв. Довідники. Каталоги обладнання.

Додаткові дані: конкретизація умов (концентрація вихідного та випареного розчинів, фізико-хімічні параметри рідини, параметри гріючої пари тощо).

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

5. Перелік графічного матеріалу (з точним означенням обов'язкових креслень):

6. Дата видачі завдання 20.02.2018

3.3. Написання реферату (анотації)

Реферат (анотація) пишеться після оформлення основної частини проекту і повинен узгоджуватись з висновками роботи.

Приклад оформлення реферату:

Наведений огляд літератури з видів, призначення та основних конструкцій теплообмінних апаратів.

Запропонована технологічна схема прямої трикорпусної вакуум-випарної установки. Як підігрівник вихідного розчину запропонований кожухотрубний теплообмінник. Проведені технологічний, конструктивний та механічний розрахунки апарату.

Запропонований матеріал для виготовлення основних деталей теплообмінника..

Пояснювальна записка на 45 с., рис. – 9, табл. – 2, список літератури – 12 найменувань.

Графічна частина – 2 аркуші формату А1.

Ключові слова:

Реферат пишеться на окремому аркуші.

3.4. Зміст

Зміст оформляється після написання основної частини записки. Назва розділу змісту точно відповідає записці. Якщо розділ поділений на підрозділи, то вказують і сторінку підрозділу, наприклад:

1. Літературний огляд.....	5
1.1. Основні види теплообмінних апаратів.. ..	6

3.5. Вступ

У вступі треба написати про значення галузі, до якої відноситься обране Вами чи обумовлене завданням підприємство, яке місце воно посідає у структурі народного господарства України, роль, яку відіграють процеси теплообміну на підприємстві, для якого ведеться проектування.

Загальні положення повинні супроводжуватись цифрами. Тут студент повинний ознайомитись з періодичною літературою, де публікуються статті, присвячені названим питанням, з Internet-ресурсами. Бажано зосередити увагу на необхідності створення енергозберігаючих технологій і апаратури і використання прогресивних видів обладнання для проведення певних процесів. У вступі обов'язкова посилка на літературу.

Обсяг цього розділу не повинний перевищувати 1,5 с.

3.6. Літературний огляд

Це важливий розділ курсового проекту. У ньому треба навести основні теоретичні положення, що стосуються теми проекту, розібрати відомі конструкції апаратів, вказати на переваги й недоліки кожної конструкції. Розділ

повинний закінчуватись обґрунтуванням вибору даного апарату для визначеного завдання процесу.

Обсяг 20-25 с.

3.7. Технологічна схема (вказати, якого процесу)

Завдання обумовлює певний технологічний процес. Наприклад, треба розрахувати теплообмінний апарат, який використовується як підігрівник розчину, що поступає на випарювання. Тому треба навести технологічну схему випарної установки в пояснювальній записці з зазначенням позицій певних апаратів, описати її (теж вказувати позиції, див. рис. 1). Треба вказати місце апарату, який за завданням проектується, яку роль він виконує у технологічному процесі, тут же треба описати рух матеріальних потоків в апараті.

Обсяг 3-4 с.

3.8. Розрахунки апарату (пишеться конкретно якого)

Це основна частина курсового проекту. У відповідності з завданням за літературою, яку студент підібрав у бібліотеці, на кафедрі, в Internet тощо, проводять розрахунки апарату. Які розрахунки виконуються – залежить від процесу, який здійснюється у проектованому обладнанні, тому вони індивідуальні для кожного проекту. При оформленні цього розділу розрахунки обов'язково повинні супроводжуватись поясненнями, формули наводяться у загальному вигляді і з підстановкою. Звертати увагу на наявність розмірностей! Всі розрахунки повинні бути виконані в системі СІ. В тексті вказують на джерела основних розрахункових формул, фізичних констант та інших довідкових даних. Посилання на літературу вказують у квадратних дужках, наприклад: "... для визначення продуктивності апарату використовуємо формулу [7, с.110]".

Розділ повинний закінчуватись чітким переліком основних розрахованих величин, які дозволяють обрати апарат за каталогом. Так, для теплообмінників такою величиною є поверхня теплообміну. Маючи цю величину, студент може вибрати апарати різних конструкцій і розмірів, тому він повинен вказати, яку конструкцію він пропонує і вказати габарити апарату.

3.9. Вибір конструкційного матеріалу апарату

У цьому розділі треба написати, які конструкційні матеріали використовуються для виготовлення обладнання, як оцінюється корозійна стійкість (наприклад, десятибальна шкала), якої групи стійкості використовують обладнання для обробки певної рідини. Вибір матеріалу здійснюється на основі корозійної стійкості середовища, тому треба охарактеризувати середовище (середовища), у якому (яких) працює обладнання і у відповідності з цим обґрунтувати вибір матеріалу. Для цього треба скористатися довідником, у якому вказане відношення того чи іншого матеріалу до певного середовища.

3.10. Розрахунок і вибір допоміжного обладнання (у разі необхідності)

У деяких випадках завданням передбачається розрахунок і вибір допоміжного обладнання. Найчастіше таким обладнанням є насоси. Розрахунки проводяться за наведеними у літературних джерелах методиками, вибір – за каталогами.

3.11. Висновки

Приклад оформлення висновків:

Наведений огляд літератури щодо конструкцій теплообмінних апаратів та схем випарювання. На основі порівняльного аналізу різних конструкцій теплообмінників запропонований одноходовий кожухотрубний апарат.

Запропонована схема трикорпусної випарної установки для випарювання розчину гідроксиду натрію.

Проведені технологічний, конструктивний та механічний розрахунки теплообмінника (вказуються величини, які розраховані з указанням конкретних величин).

Запропоновані матеріали для виготовлення робочих деталей теплообмінного апарату (вказуються матеріали, з якого виготовляють окремі частини апарату).

Висновки пишуться на окремому аркуші (1 с.).

3.12. Оформлення пояснювальної записки і креслень

Пояснювальна записка оформляється на аркушах формату А4. Текст набирається на комп'ютері шрифтом Times New Roman 14; інтервал 1,5; відступи: зверху, знизу – 2 см, зліва – 2,5 см, справа – 1,5 см, номери сторінок – зверху справа.

Рисунки, які зустрічаються у тексті, нумеруються і розташовуються після посилання на них. Під рисунком повинний бути підпис, наприклад:

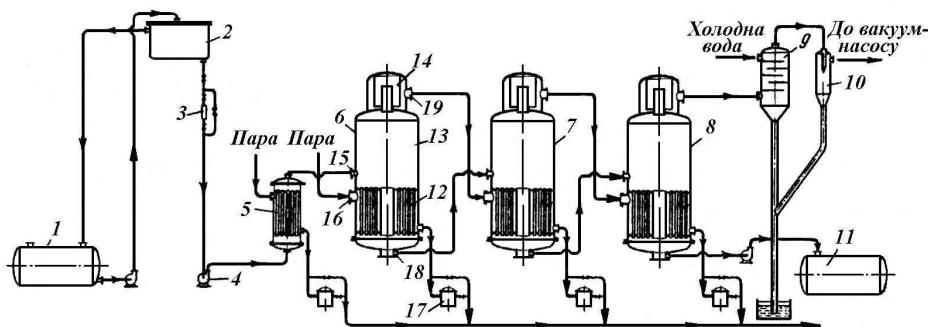


Рис. 1. Схема прямооточної трикорпусної вакуум-випарної установки:

1 – сховище для розчину, що піддається випарюванню; 2 – напірний бак; 3 – витратомір; 4 – відцентровий насос; 5 – підігрівник розчину; 6–8 – корпуси установки (випарні апарати); 9 – барометричний конденсатор; 10 – пастка; 11 – сховище випареного розчину; 12 – нагрівальна камера; 13 – паровий простір; 14 – бризковловлювач; 15 – штуцер для введення розведеного розчину; 16 – штуцер для введення грючої пари; 17 – гідравлічний затвор; 18 – штуцер для відведення випареного розчину; 19 – штуцер для виходу вторинної пари.

Креслення виконуються на двох аркушах формату А1: аркуш 1 – технологічна схема процесу, аркуш 2 – креслення апарату.

Креслення виконуються згідно з ДСТУ та ЄСКД.

3.13. Оформлення списку літературних джерел

Літературні джерела наводяться у списку в порядку згадування їх у пояснювальній записці. Література подається *мовою оригіналу*.

4. Захист курсового проекту

До захисту допускається студент, який виконав завдання на проектування у встановленому обсязі і оформив його згідно з вимогами даного посібника. Студент повинен мати підписані керівником пояснювальну записку і креслення. Курсовий проект приймається комісією у складі не менше двох викладачів з обов'язковою присутністю викладача, який консультував цей проект. Студент робить доповідь на протязі 5-7 хв., в якій розповідає про основні питання вибору технологічної схеми та виду обладнання, розрахунку апаратури. Доповідач повинен розповісти про технологічну схему процесу (аркуш 1), показати, де на схемі розташований апарат, який студент розраховує, пояснити його будову й роботу (аркуш 2). Після закінчення доповіді студент каже «Доповідь закінчено». Після цього члени комісії і присутні при захисті студенти задають доповідачу питання по темі курсового проекту. Відповідати треба спокійно, відповіді супроводжувати ілюстративним матеріалом (кресленнями). Якщо якесь питання задано повторно, то треба повторити відповідь, не кажучи «я про це вже казав».

При виставленні оцінки береться до уваги правильність виконання розрахунків та креслень, якість оформлення записки, вміння відповідати на питання. Велике враження справляє вміння студента тримати себе перед комісією, його зовнішній вигляд.

5. Оцінювання курсового проекту

Розподіл максимально можливої кількості балів

За виконання курсового проекту		Захист курсового проекту	Сума
Пояснювальна записка	Графічна (ілюстративна) частина		
35	15	50	100

Якість виконання курсового проекту

Складові курсового проекту	Бали залікові	
	min	max
Пояснювальна записка, зокрема:	20	35
повнота, чіткість і ясність оформлення текстів та їхня відповідність вимогам ЄСКД	2	3
правильність обґрунтування початкових даних і прийнятих рішень	3	7

коректність розрахунків	8	13
рівень самостійності, повнота та правильність усунення зауважень керівника курсового проекту	7	12
Графічна частина, зокрема:	10	15
акуратність, грамотність і повнота графічного зображення	5	8
оригінальність подання графічної інформації	5	7
Усього	30	50

Захист курсового проекту оцінюється таким чином (бали заліків):

100 % правильних відповідей – 50 балів;

80 % правильних відповідей – 40 балів;

60 % правильних відповідей – 30 балів.

**ДОВІДКОВІ МАТЕРІАЛИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ
ПРОВЕДЕННІ РОЗРАХУНКІВ
ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ**

ХАРАКТЕРИСТИКИ АТОМІВ ТА МОЛЕКУЛ

Таблиця 1

Атомні маси деяких елементів

Назва	Символ	Атомна маса	Назва	Символ	Атомна маса
Азот	N	14	Магній	Mg	24
Алюміній	Al	27	Марганець	Mn	55
Аргон	Ar	40	Мідь	Cu	64
Барій	Ba	137	Натрій	Na	23
Берилій	Be	9	Нікель	Ni	59
Бор	B	11	Олово	Sn	119
Бром	Br	80	Ртуть	Hg	201
Ванадій	V	51	Свинець	Pb	207
Вісмут	Bi	209	Срібло	Ag	108
Водень	H	1	Сірка	S	32
Вуглець	C	12	Титан	Ti	48
Залізо	Fe	56	Фосфор	P	31
Кадмій	Cd	112	Фтор	F	19
Кальцій	Ca	40	Хлор	Cl	35,5
Кисень	O	16	Хром	Cr	52
Кремній	Si	28	Цинк	Zn	65

Таблиця 2

Атомні та мольні об'єми

Атомний об'єм, см ³ /атом		Атомний об'єм, см ³ /атом	
B	27,0	H ₂	14,3
C	14,8	O ₂	25,6
Cl	24,6	N ₂	31,2
H	3,7	Повітря	29,9
N у первинних амінах	10,5	CO	30,7
N у вторинних амінах	12,0	CO ₂	34,0
N з двома насиченими зв'язками	15,6	SO ₂	44,8
O з двома насиченими зв'язками	7,4	NO	23,6
O у альдегідів та кетонів	7,4	N ₂ O	36,4
O у складних ефірах	9,1	NH ₃	25,8
O у простих ефірах	9,9	H ₂ O	18,9
O у вищих простих та складних ефірах	11,0	H ₂ S	32,9
O у кислотах	12,0	COS	51,5
O у сполуках з S, P, N	8,3	Cl ₂	48,4
S	25,6	Br ₂	53,2
J	37,0	J ₂	71,5

Структурні сталі*

Бензольне кільце.....	15
Нафталінове кільце.....	30
Антраценове кільце.....	47,5

*При розрахунку мольного об'єму хімічної сполуки величину відповідної структурної сталої треба додати до суми атомних об'ємів.

ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РЕЧОВИН

В'ЯЗКІСТЬ

Таблиця 3

Динамічні коефіцієнти в'язкості деяких водних розчинів

Розчинена сполука	Концентрація, % (мас)	Температура, °C				
		0	20	30	40	60
		Динамічні коефіцієнти в'язкості $\mu \cdot 10^3$, Па·с				
NaOH	5	-	1,3	1,05	0,8850	-
	15	-	2,78	2,1	1,65	-
	25	-	7,42	5,25	3,86	-
NaCl	5	1,86	1,07	0,87	0,71	0,51
	15	2,27	1,36	1,07	0,89	0,64
	25	3,31	1,89	-	-	-
NaNO ₃	10	-	1,07	0,88	0,72	0,54
	20	-	1,18	1,03	0,86	0,62
	30	-	1,33	1,3	1,07	0,79
Na ₂ CO ₃	10	-	1,74	1,38	1,1	-
	20	-	4,02	2,91	2,25	-
	30	-	-	8,35	5,6	-
KOH	10	-	1,23	1,0	0,83	-
	20	-	1,63	1,33	1,11	-
	30	-	2,36	1,93	1,57	-
KCl	5	1,7	0,99	0,8	0,66	0,48
	15	1,58	1	0,83	0,69	0,52
	25	-	1,02	0,85	0,72	0,54
KNO ₃	5	1,68	0,98	0,8	0,66	0,49
	15	-	0,98	0,8	0,69	0,51
	30	-	-	0,89	-	-
NH ₄ NO ₃	10	1,58	0,96	0,79	0,66	0,5
	30	1,51	1	0,84	0,73	0,57
	50	-	1,33	1,14	0,99	0,77
MgCl ₂	10	2,8	1,5	-	-	-
	20	5,3	2,7	-	-	-
	35	19,3	10,1	-	-	-
CaCl ₂	10	2,17	1,27	-	-	-
	20	3,14	1,89	-	-	-
	35	8,9	5,1	-	-	-

ГУСТИНА

Таблиця 4

Густина деяких рідин при 0-20°C

Рідина	Густина, кг/м ³	Рідина	Густина, кг/м ³
Азотна кислота, 92%	1500	Метиловий спирт, 90%	820
Аміак, 26%	910	Метиловий спирт, 30%	950
Анілін	1040	Мурашина кислота.	1240
Ацетон	810	Нафталін (розплавлений)	1100
Бензин	760	Нафта	950
Бензол	900	Нітробензол	1200
Бутиловий спирт	810	Оцтова кислота, 100%	1060
Вода	1000	Оцтова кислота, 70%	1070
Гас	850	Оцтова кислота, 30%	1040
Гліцерин, 100%	1270	Ртуть	13600
Гліцерин, 80%	1130	Сірковуглець	1290
Діетиловий ефір	710	Сірчана кислота, 98%	1830
Діхлоретан	1250	Сірчана кислота, 60%	1500
Етилацетат	900	Сірчана кислота, 30%	1220
Етиленхлорид	1280	Соляна кислота, димляча	1210
Етиловий спирт, 100%	790	Соляна кислота, 30%	1150
Етиловий спирт, 70%	850	Толуол	870
Етиловий спирт, 40%	920	Фенол (розплавлений)	1060
Етиловий спирт, 10%	980	Хлорбензол	1130
Їдкий натр, розчин 10%	1110	Хлористий кальцій, розчин 25%	1195
Їдкий натр, розчин 30%	1330	Хлористий натрій, розчин 25%	1189
Ксилол	880	Хлороформ	1530
Мазут	890-950	Циклогексан	779
Метиловий спирт, 100%	800	Чотирихлористий вуглець	1630

Таблиця 5

Густина органічних рідин (кг/м³) в залежності від температури

Рідина	Температура									
	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Анілін	1037	1023	1007	990	972	952	933	914	896	878
Ацетон	813	791	767	745	721					
Бензол	900	879	858	836	815	793	769	744	719	691
n-Гексан	677	660	641	622	602	581	559	534	506	475
Гліцерин	1267	1259	1250	1238	1224	1208	1188	1163	1126	
Етиловий ефір	736	714	689	666	640	611	576	539	495	
m-Ксилол	882	865	847	831	813	796	777	759		
Спирт метиловий	810	792	774	756	736	714	690	664	634	598
Спирт пропіловий	819	804	788	770	752	733	711	688	660	629
Спирт етиловий	806	790	772	754	735	716	693	663	633	598
Толуол	885	866	847	829	810	791	773	754		
Оцтова кислота		1049	1028	1006	984	960	936	909	883	856
Чотирихлористий вуглець	1634	1595	1555	1517	1477	1435	1391	1344	1297	1247

Таблиця 6

Густина твердих матеріалів

Матеріал	Густина, кг/м ³	Насипна густина, кг/м ³	Матеріал	Густина, кг/м ³	Насипна густина, кг/м ³
Алебастр	2500	-	Пароніт	1200	-
Антрацит	1600	-	Пісок сухий	1500	12000
Апатит	3190	1850	Поташ	2260	-
Азбест	2600	-	Пробка	240	-
Бетон	2300	-	Сіль кам'яна	2350	1020
Вапно	2650	1800	Селітра натрієва	2260	1200
Вініпласт	1380	-	Сода кристалічна	1450	800
Вугілля деревинне	1450	200	Скло	2500	-
Вугілля кам'яне	1350	800	Сосна	500	-
Гіпс кристалічний	2240	1300	Текстоліт	1380	-
Глина суха	-	1380	Фаоліт	1730	-
Граніт	2700	-	Фосфорит	-	1600
Гума	1500	-	Цегла звичайна	1500	-
Земля суха	1800	1300	Цемент	2900	-
Зола	2200	680	Шкіра суха	860	-
Емаль	2350	-	<i>Метали</i>		
Каолін	2200	-	Алюміній	2700	-
Каучук	913	-	Латунь	8500	-
Кварц	2650	1500	Мідь катана	8800	-
Кераміка кислотостійка	2600	-	Свинець	11400	-
Кокс	1300	500	Сталь	7850	-
Колчедан сірчаний	5000	3300	Чавун сірий	7250	-
Крейда	2200	1300	<i>Вогнетриви</i>		
Лиття кам'яне	3000	-	Дінас	1900	-
Мармур	2600	-	Магnezит	2900	-
Парафін	900	-	Шамот	1900	-

ТЕПЛОЄМНІСТЬ

Таблиця 7

Середня питома теплоємність c деяких рідин, кДж/(кг·К)

Речовина	c	Речовина	c
Азот рідкий	2,01	Кисень рідкий	1,68
Азотна кислота	2,77	Машинне мастило	1,68
Аміак	4,19	Нітробензол	1,38
Бензин	1,84	Сірчаний ангідрид	1,34
Гексан	2,51	Скипидар	1,76
Гас	2,10	Фенол	2,35

Таблиця 8

Середня питома теплоємність c деяких матеріалів при 0-100°C, кДж/(кг·К)

Речовина	c	Речовина	c
Алюміній	0,92	Латунь	0,394
Азбест	0,84	Лиття кам'яне	0,84
Бетон	1,13	Магnezія	0,92
Бронза	0,385	Мідь	0,385
Вініпласт	1,76	Нафталін	1,30
Вовна	1,63	Парафін	2,72
Глина	0,92	Пісок сухий	0,80
Гума	1,68	Пробка	1,68
Дерево	2,72	Свинець	0,13
Залізо	0,50	Скло	0,42-0,84
Вапняк, вапно	0,92	Сталь	0,50
Каолін	0,92	Текстоліт	1,47
Кам'яне вугілля	1,30	Цегла червона	0,92
Кварц	0,80	Цегла вогнестійка	0,88-1,01
Кокс	0,84	Целюлоза	1,55
Крейда	0,88	Цинк	0,38
Крига	2,14	Шлак	0,75

Таблиця 9

Мольна теплоємність газів, кДж/(кмоль·К) (при $P_{\text{абс}}=1$ атм)

Газ	Температура, °C			
	0	100	300	600
Азот, кисень, повітря, оксид вуглецю	29,0	29,3	30,0	31,0
Аміак	35,3	37,9	48,2	50,1
Водень	29,1	29,3	29,7	30,4
Водяна пара	35,0	35,5	36,7	39,3
Діоксид вуглецю і діоксид сірки	38,6	41,1	45,7	54,3
Метан	35,7	39,7	47,8	59,8
Сірководень	34,3	35,8	38,8	43,3
Хлор	36,3	36,4	36,7	37,0

ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

Таблиця 10

Коефіцієнти теплопровідності деяких матеріалів при 0-100 °С

Матеріал	Насипна густина, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності, λ , Вт/(м·К)
Азбест	600	0,151
Бетон	2300	1,28
Вініпласт	1380	0,163
Деревина (сосна) впоперек волокон	600	0,140 - 0,174
Деревина (сосна) уздовж волокон	600	0,384
Емаль	2350	1,05
Іржа (окалина)	-	1,16
Кладка з однієї цегли	170	0,698 - 0,814
Кладка з огнестійкої цегли	1840	1,05*
Кладка з ізоляційної цегли	600	0,116-0,209
Крига	920	2,33
Лиття кам'яне	3000	0,698
Магnezія 85% у порошку	216	0,070
Накип, водяний камінь	-	1,163-3,49
Пінопласт	30	0,047
Пісок сухий	1500	0,349 - 0,814
Повсть вовняна	300	0,047
Пробка дрібна	160	0,047
Скляна вата	200	0,05
Совеліт	450	0,098
Тирса деревинна	230	0,070 - 0,093
Фарба масляна	-	0,233
Шлакова вата	250	0,076
Метали		
Алюміній	2700	203,5
Бронза	8000	64,0
Латунь	8500	93,0
Мідь	8800	384
Свинець	11400	34,9
Сталь	7850	46,5
Сталь неіржавіюча	7900	17,5
Чавун	7500	46,5 - 93

*При температурі 800 – 1100°С.

Таблиця 11

Коефіцієнти теплопровідності газів при $P_{\text{абс}}=1$ атм [Вт/(м·К)]

Газ	Температура, °С			
	0	50	100	200
Азот	0,0233	0,0267	0,0314	0,0384
Аміак	0,0209	0,0256	0,0314	-
Водень	0,1628	0,1861	0,2210	0,2559
Водяна пара	0,0163	0,0198	0,0244	0,0326
Діоксид вуглецю	0,0140	0,0186	0,0233	0,0314
Етан	0,0174	0,0233	0,0314	-
Етилен	0,0163	0,0209	0,0267	-
Закис вуглецю	0,0221	0,0244		-
Кисень	0,0244	0,0291	0,0326	0,0407
Метан	0,0302	0,0361	0,0465	-
Повітря	0,0244	0,0279	0,0326	0,0395

Таблиця 12

Коефіцієнти теплопровідності водних розчинів

Розчинена сполука	Концентрація, % (мас.)	Температура, °С	Коефіцієнт теплопровідності, λ , Вт/(м·К)
NH ₃	26	18	0,45
BaCl ₂	21	32	0,58
KBr	40	32	0,5
KOH	21	32	0,58
	42	32	0,55
K ₂ SO ₄	10	32	0,6
KCl	15	32	0,58
	30	32	0,569
MgSO ₄	22	32	0,59
MgCl ₂	11	32	0,58
	29	32	0,52
CuSO ₄	18	32	0,58
NaBr	20	32	0,57
	40	32	0,54
Na ₂ CO ₃	10	32	0,58
NaCl	12,5	32	0,58
	25	32	0,48
H ₂ SO ₄	30	32	0,52
	60	32	0,44
	90	32	0,35
HCl	12,5	32	0,52
	25	32	0,48
	38	32	0,44
CH ₃ COOH	50	25	0,36
C ₂ H ₅ OH	10	12	0,52
	30	12	0,42
	50	13	0,32
	70	14	0,24
	90	15	0,19

Таблиця 13

Середні значення теплопровідності забруднених стінок

Теплоносії	Теплопровідності забруднених стінок $\frac{1}{r_{\text{забр}}}$, Вт/(м ² · К)
Вода дистильована	11600
Вода доброї якості	2900-5800
Вода забруднена	1400-1860
Вода середньої якості	1860-2900
Водяна пара (з домішками мастила)	5800
Нафтопродукти чисті, мастила, пара від холодоагентів	2900
Нафтопродукти сирі	1160
Органічні рідини, рідкі холодоагенти	5800
Органічні випаровування	11600
Повітря	2800

КОЕФІЦІЄНТИ ОБ'ЄМНОГО РОЗШИРЕННЯ

Таблиця 14

Коефіцієнти об'ємного розширення рідин при ~ 20°C (К⁻¹)

Рідина	$\beta \cdot 10^5$	Рідина	$\beta \cdot 10^5$
Анілін	85	Розчин CaCl ₂ , 6%	25
Бензин	125	Розчин CaCl ₂ , 41%	4
Бензол	124	Розчин NaCl, 26%	44
Гліцерин	53	Сірковуглець	121
Гас	100	Сірчана кислота	57
Ефір діетиловий	163	Скипидар	94
μ-Ксилол	101	Спирт аміловий	93
Олія оливкова	70	Спирт етиловий	110
Олія парафінова	90	Спирт метиловий	122
Оцтова кислота	107	Толуол	109
Пентан	159	Хлороформ	126

Таблиця 15

Ступінь чорноти ε для деяких металів

Матеріал	ε	Матеріал	ε
Алюміній	0,05-0,07	Лак	0,8-0,98
Азбест	0,96	Лак алюмінієвий	0,4
Вода	0,93	Масляна фарба	0,78-0,96
Гіпс	0,78-0,9	Мідь	0,57-0,87
Деревина стругана	0,9	Свинець	0,28
Залізо (сталь) окислене	0,74-0,96	Скло	0,94
Залізо оцинковане	0,27	Чавун шорсткий окислений	0,96
Кладка з цегли	0,93	Штукатурка	0,93

Таблиця 16

Концентрації [% (мас.)] деяких водних розчинів, які киплять під атмосферним тиском

Розчинена речовина	Температура кипіння, °C																		
	101	102	103	104	105	107	110	115	120	125	140	160	180	200	220	240	260	280	300
CaCl ₂	5,66	10,31	14,16	17,36	20,00	24,24	29,33	35,68	40,83	45,8	57,89	68,94	75,85	-	-	-	-	-	-
KOH	4,49	8,51	11,97	14,82	17,01	20,88	25,65	31,97	36,51	40,23	48,05	54,89	60,41	64,91	68,73	72,46	75,76	78,95	81,63
KCl	8,42	14,31	18,96	23,02	26,57	32,62	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
K ₂ CO ₃	10,31	18,37	24,24	28,57	32,24	37,69	43,97	50,86	56,04	60,40	-	-	-	-	-	-	-	-	-
KNO ₃	13,19	23,66	32,23	39,2	45,1	54,65	65,34	79,53	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
MgCl ₂	4,67	8,42	11,66	14,31	16,59	20,32	24,41	29,48	33,07	36,02	38,61	-	-	-	-	-	-	-	-
MgSO ₄	14,31	22,78	28,31	32,23	35,32	42,86	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
NaOH	4,12	7,4	10,15	12,51	14,53	18,32	23,08	26,21	33,77	37,58	48,32	60,13	69,97	77,53	84,03	88,89	93,02	95,92	98,47
NaCl	6,19	11,03	14,67	17,69	20,32	25,09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
NaNO ₃	8,26	15,61	21,87	27,53	32,43	40,47	49,87	60,94	68,94	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Na ₂ SO ₄	15,26	24,81	30,73	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Na ₂ CO ₃	9,42	17,22	23,72	29,18	33,86	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CuSO ₄	26,95	39,98	40,83	44,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ZnSO ₄	20	31,22	37,89	42,92	46,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
NH ₄ NO ₃	9,09	16,66	23,08	29,08	34,21	42,53	51,92	63,24	71,26	77,11	87,09	93,2	96	97,61	98,84	-	-	-	-
NH ₄ Cl	6,1	11,35	15,96	19,8	22,89	28,37	35,98	46,95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(NH ₄) ₂ SO ₄	13,34	23,14	30,65	36,71	41,79	49,73	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

ТЕМПЕРАТУРИ КИПІННЯ

ЗВЕДЕНІ ТАБЛИЦІ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАЙВАЖЛИВІШИХ РЕЧОВИН

Таблиця 17

Основні фізичні властивості деяких газів

Назва	Формула	Густина при 0 °С і 760 мм рт. ст., кг/м ³	Молярна маса, кг/кмоль	Газова стала, Дж/кг·К	Показ- ник адіабати $k = \frac{c_p}{c_v}$	Температура кипіння при 760 мм рт. ст., °С	Питома теплота випаровування при 760 мм рт. ст., т	Критичні точки	
								Температура, °С	Тиск (абсолютний), ат
Азот	N ₂	1,25	28	297	1,4	-195,8	199,4	-147,1	33,49
Аміак	NH ₃	0,77	17	488	1,29	-33,4	1374	+132,4	111,5
Аргон	Ar	1,78	39,9	209	1,66	-185,9	163	-122,4	48,0
Ацетилен	C ₂ H ₂	1,171	26	320	1,24	-83,7	830	+35,7	61,6
Бензол	C ₆ H ₆	-	78,1	106	1,1	(возг) +80,2	394	+288,5	47,7
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,673	58,1	143	1,08	-0,5	387	+152	37,5
Водень	H ₂	0,0899	2,02	4130	1,407	-252,8	455	-239,9	12,8
Гелій	He	0,179	4,0	2080	1,66	268,9	19,5	-268,0	2,26
Етан	C ₂ H ₆	1,36	30,1	277	1,20	-88,5	486	+32,1	48,85
Етилен	C ₂ H ₄	1,26	28,1	297	1,2	-103,7	482	+9,7	50,7
Закис азоту	NO ₂	-	46,0	181	1,31	+21,2	712	+158,2	100,0
Закис вуглецю	CO ₂	1,98	44,0	189	1,3	-78,2 (возг)	574	+31,1	72,9
Закис сірки	SO ₂	2,93	64,1	130	1,25	-10,8	394	+157,5	77,78
Кисень	O ₂	1,429	32,0	260	1,4	-183	213	-118,8	49,71
Метан	CH ₄	0,72	16,0	519	1,31	-161,6	511	-82,15	45,6
Оксид вуглецю	CO	1,25	28,0	297	1,4	-191,5	212	-140,2	34,53
Пентан	C ₅ H ₁₂		72,2	115	1,09	+36,1	360	+197,1	33,0
Повітря	-	1,293	(29,0)	287	1,4	-195	197	-140,7	37,2
Пропан	C ₃ H ₈	2,02	44,1	189	1,13	-42,1	427	+95,6	43
Пропілен	C ₃ H ₆	1,91	42,1	198	1,17	-47,7	440	-91,4	45,4
Сірководень	H ₂ S	1,54	34,1	244	1,3	-60,2	549	+100,4	188,9
Хлор	Cl ₂	3,22	70,9	117	1,36	-33,8	306	+144	76,1
Хлористий метил	CH ₃ Cl	2,3	50,5	165	1,28	-24,1	406	+148	66,0

Таблиця 18

Фізичні параметри сухого повітря при тиску $1,013 \cdot 10^5$ Па у залежності від температури

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$\alpha \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,014	2,035	1,269	1,462	9,23	0,728
-40	1,515	1,014	2,117	1,476	1,521	10,04	0,728
-30	1,453	1,014	2,198	1,492	1,570	10,08	0,723
-20	1,395	1,010	2,280	1,933	1,619	12,79	0,716
-10	1,342	1,010	2,361	1,744	1,668	12,43	0,712
0	1,293	1,006	2,442	1,881	1,717	13,28	0,707
10	1,247	1,006	2,523	2,006	1,844	14,16	0,705
20	1,205	1,006	2,593	2,142	1,815	15,06	0,703
30	1,165	1,006	2,675	2,286	1,864	16,00	0,701
40	1,128	1,006	2,756	2,430	1,913	16,96	0,699
50	1,093	1,006	2,826	2,572	1,962	17,95	0,698
60	1,060	1,006	2,896	2,719	2,011	18,97	0,696
70	1,029	1,010	2,966	2,856	2,060	20,02	0,694
80	1,000	1,010	3,047	3,019	2,109	21,09	0,692
90	0,972	1,010	3,128	3,189	2,148	22,10	0,690
100	0,946	1,010	3,210	3,364	2,188	23,13	0,688
120	0,898	1,010	3,338	3,683	2,286	25,45	0,686
140	0,854	1,014	3,489	4,033	2,374	27,80	0,684
160	0,815	1,018	3,640	4,389	2,452	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,780	4,750	2,531	32,49	0,681
200	0,764	1,026	3,931	5,136	2,600	34,85	0,680
250	0,674	1,039	4,268	6,100	2,737	40,61	0,677
300	0,615	1,048	4,605	7,156	2,972	48,33	0,674
350	0,566	1,060	4,908	8,186	3,139	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,210	9,222	3,306	63,09	0,678
500	0,456	1,094	5,745	11,530	3,620	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,222	13,828	3,914	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,701	16,339	4,179	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,176	18,875	4,434	134,8	0,713
900	0,301	1,173	7,629	21,622	4,670	155,1	0,717
1000	0,277	1,186	8,071	24,592	4,905	177,1	0,719
1100	0,257	1,198	8,502	27,625	5,121	199,3	0,722
1200	0,239	1,211	9,153	31,650	5,346	223,7	0,724

Таблиця 19

Фізичні властивості води (на лінії насичення)

p , ат	t , °C	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	c , Дж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	75,6	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,7	76,2	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	72,7	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	71,2	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	69,7	4,3 1
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	67,7	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	66,2	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,7	64,3	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	62,6	2,21
1	90	965	377	4,19	68	1,68	315	0,326	6,95	60,7	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	58,9	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8	56,9	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	54,9	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	52,9	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	50,7	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	48,7	1,17
6,3	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	46,6	1,1
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	44,4	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	42,4	1,01

Таблиця 20

Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури

Темпе- ратура °C	Тиск (абс.), ат	Питомий об'єм, м ³ /кг	Густина, кг/м ³	Питома ентальпія рідини, i' , кДж/кг	Питома ентальпія пари, i'' , кДж/кг	Питома теплота пароут- ворення, r , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2

60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	0,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	0,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	116,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2

Таблиця 21

Властивості насиченої водяної пари в залежності від тиску

Тиск (абс.), ат	Темпера- тура, °С	Питомий об'єм, м ³ /кг	Густина, кг/м ³	Питома ентальпія рідини, i' , кДж/кг	Питома ентальпія пари, i'' , кДж/кг	Питома теплота пароутво- рення, r , кДж/кг
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447

0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2465	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339	2642	2307
0,60	95,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,7	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061

Таблиця 21а

Властивості водяної пари в залежності від тиску

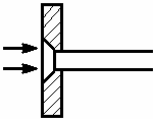
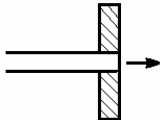
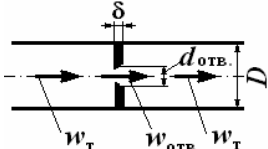
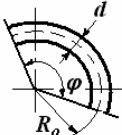
P , МПа	t , °C	γ , м ³ /кг	ρ , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг
0,0010	6,67	133,00	0,00768	27,99	2533	2505
0,0020	17,28	69,00	0,01481	72,37	2553	2481
0,0030	23,95	47,03	0,02172	100,34	2566	2466
0,0040	28,979	34,81	0,02873	121,42	2554	2433
0,0045	31,033	31,13	0,03211	130,00	2557	2427
0,0050	32,88	28,19	0,03547	137,83	2561	2423
0,0060	36,18	23,74	0,04212	151,50	2567	2415
0,0070	39,03	20,53	0,04871	163,43	2572	2409
0,0080	41,54	18,10	0,05525	173,9	2576	2402
0,0090	43,79	16,20	0,06172	183,3	2580	2397
0,010	45,84	14,68	0,06812	191,9	2584	2392
0,011	47,72	13,40	0,07462	199,7	2588	2388
0,012	49,45	12,35	0,08097	207,0	2591	2384
0,013	51,07	11,46	0,08726	213,8	2594	2380
0,014	52,58	10,69	0,09354	220,1	2596	2376
0,015	54,00	10,02	0,09980	226,1	2599	2373
0,020	60,08	7,647	0,1308	251,4	2609	2358
0,025	64,99	6,202	0,1612	272,0	2618	2346
0,030	69,12	5,226	0,1913	289,3	2625	2336
0,040	75,88	3,994	0,2504	317,7	2636	2318
0,050	81,35	3,239	0,3087	340,6	2645	2304
0,060	85,95	2,732	0,3661	360,0	2653	2293
0,070	89,97	2,364	0,4230	376,8	2660	2283
0,080	93,52	2,087	0,4792	391,8	2665	2273
0,090	96,72	1,869	0,5350	405,3	2670	2265
0,100	99,64	1,694	0,5903	417,4	2675	2258
0,11	102,32	1,550	0,6453	428,9	2679	2250
0,12	104,81	1,429	0,6999	439,4	2683	2244
0,13	107,14	1,325	0,7545	449,2	2687	2238
0,14	109,33	1,236	0,8088	458,5	2690	2232
0,15	111,38	1,159	0,8627	467,2	2693	2226
0,16	113,32	1,091	0,9164	475,4	2696	2221
0,17	115,17	1,031	0,9099	483,2	2699	2216
0,18	116,94	0,9773	1,023	490,7	2702	2211
0,19	118,62	0,9290	1,076	497,9	2704	2206
0,20	120,23	0,8854	1,129	504,8	2707	2202
0,21	121,78	0,8459	1,182	511,4	2709	2198
0,22	123,27	0,8098	1,235	517,8	2711	2193
0,23	124,71	0,7768	1,287	524,0	2713	2189
0,24	126,09	0,7465	1,340	529,8	2715	2185
0,25	127,43	0,7185	1,392	535,4	2717	2182
0,26	128,73	0,6925	1,444	540,9	2719	2178
0,27	129,98	0,6684	1,496	546,2	2721	2175
0,28	131,20	0,6461	1,548	551,4	2722	2171
0,29	132,39	0,6253	1,599	556,5	2524	2167
0,30	133,53	0,6057	1,651	561,4	2725	2164
0,31	134,66	0,5873	1,703	566,3	2727	2161

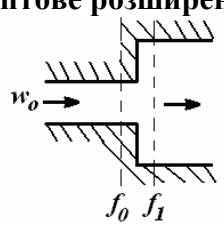
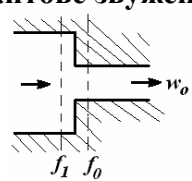
0,32	135,75	0,5701	1,754	571,1	2728	2157
0,33	136,82	0,5539	1,805	575,5	2730	2154
0,34	137,86	0,5386	1,857	580,2	2731	2151
0,35	138,88	0,5241	1,908	584,5	2732	2148
0,36	139,87	0,5104	1,959	588,7	2734	2145
0,37	140,84	0,4975	2,010	592,8	2735	2142
0,38	141,79	0,4852	2,061	596,8	2736	2139
0,39	142,71	0,4735	2,112	600,8	2737	2136
0,40	143,62	0,4624	2,163	604,7	2738	2133
0,41	144,51	0,4518	2,213	608,5	2740	2131
0,42	145,39	0,4416	2,264	612,3	2741	2129
0,43	146,25	0,4319	2,315	616,1	2742	2126
0,44	147,09	0,4227	2,366	619,8	2743	2123
0,45	147,92	0,4139	2,416	623,8	2744	2121
0,50	151,84	0,3747	2,669	640,1	2749	2109
0,60	158,84	0,3156	3,169	670,5	2757	2086
0,7	164,96	0,2728	3,666	697,2	2764	2067
0,8	170,42	0,2403	4,161	720,9	2769	2048
0,9	175,35	0,2149	4,654	742,8	2774	2031
1,0	179,88	0,1946	5,139	762,7	2778	2015
1,1	184,05	0,1775	5,634	781,1	2781	2000
1,2	187,05	0,1633	6,124	798,3	2785	1987
1,3	191,60	0,1512	6,614	814,5	2787	1973
1,4	195,04	0,1408	7,103	830,0	2790	1960
1,5	198,28	0,1317	7,593	844,6	2792	1947

ГІДРАВЛІКА І ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ

Таблиця 22

Коефіцієнти місцевих опорів

Вид опору	Значення коефіцієнту місцевого опору ζ																																																
Вхід в трубу 	3 гострими краями: $\zeta = 0,5$ 3 закругленими краями: $\zeta = 0,2$																																																
Вихід з труби 	$\zeta = 1$																																																
Діафрагма (отвір) з гострими краями у прямій трубі  $d_{\text{отв}}$ – діаметр отвору діафрагми, м; δ – товщина діафрагми, м; $w_{\text{отв}}$ – середня швидкість потоку в отворі, м/с; $w_{\text{т}}$ – середня швидкість потоку в трубі, м/с; D – діаметр труби, м; $m = \left(\frac{d_{\text{отв.}}}{D} \right)^2$	При $\frac{\delta}{d_{\text{отв.}}} = 0 \div 0,015$ втрата тиску $\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w_{\text{т}}^2}{2}$. Значення ζ визначається з таблиці: <table><tr><td>m</td><td>0,02</td><td>0,04</td><td>0,06</td><td>0,08</td><td>0,1</td><td>0,12</td><td>0,14</td><td>0,16</td><td>0,18</td><td>0,2</td><td>0,22</td></tr><tr><td>ζ</td><td>7000</td><td>1670</td><td>730</td><td>400</td><td>245</td><td>165</td><td>117</td><td>86</td><td>65,5</td><td>51,5</td><td>40</td></tr></table> <table><tr><td>m</td><td>0,24</td><td>0,26</td><td>0,28</td><td>0,3</td><td>0,34</td><td>0,41</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td></tr><tr><td>ζ</td><td>32</td><td>26,8</td><td>22,3</td><td>18,2</td><td>13,1</td><td>8,25</td><td>4</td><td>2</td><td>0,97</td><td>0,42</td><td>0,13</td></tr></table>	m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	ζ	7000	1670	730	400	245	165	117	86	65,5	51,5	40	m	0,24	0,26	0,28	0,3	0,34	0,41	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	ζ	32	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4	2	0,97	0,42	0,13
m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22																																						
ζ	7000	1670	730	400	245	165	117	86	65,5	51,5	40																																						
m	0,24	0,26	0,28	0,3	0,34	0,41	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9																																						
ζ	32	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4	2	0,97	0,42	0,13																																						
Відведення круглого або квадратного перерізу  d – внутрішній діаметр трубопроводу, м; R_0 – радіус вигину труби, м	Коефіцієнт опору $\zeta = AB$ визначається з таблиць: <table><tr><td>Кут φ, градуси</td><td>20</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>150</td><td>180</td></tr><tr><td>A</td><td>0,31</td><td>0,45</td><td>0,6</td><td>0,78</td><td>1,0</td><td>1,13</td><td>1,20</td><td>1,28</td><td>1,40</td></tr></table> <table><tr><td>R_0/d</td><td>1</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>15</td><td>30</td><td>50</td></tr><tr><td>B</td><td>0,21</td><td>0,15</td><td>0,11</td><td>0,09</td><td>0,06</td><td>0,04</td><td>0,03</td></tr></table>	Кут φ , градуси	20	30	45	60	90	110	130	150	180	A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40	R_0/d	1	2	4	6	15	30	50	B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03												
Кут φ , градуси	20	30	45	60	90	110	130	150	180																																								
A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40																																								
R_0/d	1	2	4	6	15	30	50																																										
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03																																										
Коліно (кутівник) 90° стандартний чавунний	<table><tr><td>Умовний прохід, мм</td><td>12,5</td><td>25</td><td>37</td><td>50</td></tr><tr><td>ζ</td><td>2,2</td><td>2</td><td>1,6</td><td>1,1</td></tr></table>	Умовний прохід, мм	12,5	25	37	50	ζ	2,2	2	1,6	1,1																																						
Умовний прохід, мм	12,5	25	37	50																																													
ζ	2,2	2	1,6	1,1																																													

Вентиль нормальний	Значення ζ при повному відкритті вентиля:										
	D , мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350	
	ζ	10,8	8	4,9	4	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5	
Вентиль прямотечійний	При $Re = \frac{w \cdot D}{\nu} \geq 3 \cdot 10^5$ значення ζ визначається по таблиці:										
	D , мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250	
	ζ	1,04	0,85	0,79	0,65	0,6	0,5	0,42	0,36	0,32	
	При $Re < 3 \cdot 10^5$ коефіцієнт опору $\zeta = \zeta_1 \cdot K$. Значення ζ_1 визначається також, як і при $Re \geq 3 \cdot 10^5$, а значення K наведене в таблиці:										
	Re	5000	10000	20000	50000	100000	200000	300000			
K	1,4	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1				
Засувка	Умовний прохід, мм		13	19	25	32	38	50 та вище			
	ζ		4	2	2	2	2	2			
	Умовний прохід, мм		15-100		175-200			300 та вище			
	ζ		0,5		0,25			0,15			
Раптове розширення  f_0 - площа меншого поперечного перерізу, м^2 ; w_0 - швидкість потоку в меншому перерізі, м/с ; f_1 - площа більшого поперечного перерізу, м^2	$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}$										
	$Re = \frac{w_0 \cdot d_e}{\nu}$	f_0/f_1									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6				
		10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1			
		100	1,7	1,4	1,2	1,1	0,9	0,8			
		1000	2	1,6	1,3	1,05	0,9	0,6			
		3000	1	0,7	0,6	0,4	0,3	0,2			
	3500 та більше	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16				
	Раптове звуження  f_0 - площа меншого поперечного перерізу, м^2 ; w_0 - швидкість потоку в меншому перерізі, м/с ; f_1 - площа більшого поперечного перерізу, м^2	$Re = \frac{w_0 \cdot d_e}{\nu}$	f_0/f_1								
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6			
10			5	5	5	5	5	5			
100			1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8			
1000			0,64	0,5	0,44	0,35	0,3	0,24			
10000			0,5	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2			
>10000		0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2				

Таблиця 23

**Значення еквівалентного діаметру та коефіцієнта A
при ламінарному режимі для різних перерізів**

Форма перерізу	d_e	A	Форма перерізу	d_e	A
Коло діаметром d	d	64	Рівнобічний трикутник зі стороною a	$0,58a$	53
Квадрат зі стороною a	a	57	Кільце шириною a	$2a$	96
Прямокутник зі сторонами a та b :			Еліпс (a – мала напіввісь, b – велика напіввісь):		
$a/b \approx 0$	$2a$	86			
$a/b = 0,1$	$1,81a$	85		$a/b = 0,1$	78
$a/b = 0,25$	$1,6a$	73		$a/b = 0,3$	73
$a/b = 0,5$	$1,3a$	62		$a/b = 0,05$	68

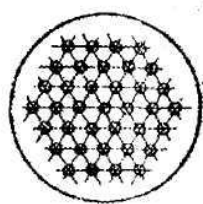
Таблиця 24

Середні значення шорсткості труб

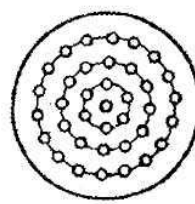
Трубопроводи	e , мм
Труби сталеві цільнотягнуті і зварені при незначній корозії	0,2
Старі заіржавлені сталеві труби	0,67 і вище
Труби з покрівельної сталі профільні	0,125
Чавунні труби водогінні, що були в експлуатації	1,4
Алюмінієві технічні гладкі труби	0,015-0,06
Чисті цільнотягнуті труби з латуні, міді і свинцю; скляні труби	0,0015-0,01
Бетонні труби; гладка поверхня з затіркою	0,3-0,8
Бетонні труби; груба поверхня	3-9
Нафтопроводи при середніх умовах експлуатації і паропроводи насиченої пари	0,2

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕЯКИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Кількість труб, розташованих у трубній плиті по шестикутниках та по концентричних колах



а



б

Рис. до табл. 25:

а – розміщення труб по шестикутниках; б – розміщення труб по концентричних колах

Таблица 25

кількість шестикутників або окружностей	Розбивка по шестикутниках							Розбивка по колах	
	кількість труб по діAGONALІ шести- кутника	загальна кількість труб без урахування сегментів	кількість труб			кількість труб у всіх сегментах	загальна кількість труб	кількість труб по зовнішньому колу	загальна кількість труб
			у 1-му ряду сегменту	у 2-му ряду сегменту	у 3-му ряду сегменту				
1	3	7					7	6	7
2	5	19	-	-	-		19	12	19
3	7	37	-	-	-		37	18	37
4	9	61	-	-	-		61	25	62
5	11	91	-	-	-	-	91	31	93
6	13	127	-	-	-		127	37	130
7	15	169	-	-	-	18	187	43	173
8	17	217	4	-	-	24	241	50	223
9	19	271	5	-	-	30	301	56	279
10	21	331	6	-	-	36	367	62	341
11	23	397	7	-	-	42	439	69	410
12	25	469	8	-	-	48	517	75	485
13	27	547	9	2	-	66	613	81	566
14	29	631	10	5	-	90	721	87	653
15	31	721	11	6	-	102	823	94	747
16	33	817	12	7	-	114	931	100	847
17	35	919	13	8	-	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	-	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	-	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1510	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Таблиця 26

**Основні характеристики кожухотрубчастих теплообмінників з
трубами діаметром 25×2 мм. Крок труб 32 мм**

Діаметр кожуху (внутріш- ній), мм	Кількість труб	Довжина труб, мм,							
		1000	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000
		Площа поверхні теплообміну, м ²							
Одноходові теплообмінники									
150	13	1,0	1,5		2,5		4,0		6,0
259	43			6,5	8,0	10	13	17	20
400	121	9,0	14	18	23	28	37	47	56
600	283		33	43	54	65	87	109	131
800	511			77	97	117	157	197	237
1000	823			124	156	189	253	318	382
Двоходові теплообмінники									
400	110		12	17	21	25	34	42	51
600	266		30	40	51	61	82	102	123
800	488			74	93	112		189	
1000	792			119		181	244	305	
1200	1152			174	220		355	445	
1400	1596			240	301	366	490		
Чотириходові теплообмінники									
400	90				17	21			42
600	232				44	53	72	90	108
800	446			67	85	102	137	172	207
1000	736			111	140		226	284	342
1200	1088				207	250	335	420	506
1400	1518				288	348	466	585	705
1600	2022							780	940
1800	2594								1200
Шестиходові теплообмінники									
600	204			31	39	47	63	79	95
800	404			61	77	93	124	156	188
1000	686				130	157	211	265	320
1200	1024							395	476
1400	1446							557	672
1600	1936								900
1800	2500								1160
2000	3118								1442
2200	3876								1800

Таблиця 27

Параметри кожухотрубчастих холодильників

Діа- метр кожу- ха, мм	Діа- метр труб, мм	Кіль- кість ходів	Зага- льна кіль- кість труб, шт	Поверхня теплообміну, (м ²)*, при довжині труб, м							Площа найвужчо- го перерізу потoku в міжтруб- ному просторі, м ²	Площа перері- зу одного ходу в трубах, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,004	0,005
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	0,009	0,013
325	20×2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	0,011	0,020
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	0,011	0,009
	25×2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	0,013	0,021
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	0,013	0,010
400	20×2	1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	68,0	-	0,017	0,036
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	0,017	0,017
	25×2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	0,020	0,038
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	0,020	0,017
600	20×2	1	389	-	-	49	73	98	147	-	0,041	0,078
		2	370	-	-	47	70	93	139	-	0,041	0,037
		4	334	-	-	42	63	84	126	-	0,041	0,016
		6	316	-	-	40	60	79	119	-	0,037	0,009
	25×2	1	257	-	-	40	61	81	121	-	0,040	0,089
		2	240	-	-	38	57	75	113	-	0,040	0,042
		4	206	-	-	32	49	65	97	-	0,040	0,018
		6	196	-	-	31	46	61	91	-	0,037	0,011
800	20×2	1	717	-	-	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	-	-	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	-	-	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	618	-	-	78	116	155	233	349	0,065	0,020
	25×2	1	465	-	-	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	-	-	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	-	-	63	95	127	190	285	0,070'	0,030
		6	385	-	-	60	90	121	181	271	0,065	0,022
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	-	-	-	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	-	-	-	197	262	393	590	0,096	0,034
	25×2	1	747	-	-	-	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	-	-	-	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	-	-	-	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	-	-	-	151	202	302	454	0,102	0,036

* Розрахована за зовнішнім діаметром труб.

Продовження табл. 27

1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427	641	961	0,145	0,342
		2	1658	-	-	-	-	417	625	937	0,145	0,165
		4	1580	-	-	-	-	397	595	893	0,145	0,079
		6	1544	-	-	-	-	388	582	873	0,131	0,049
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340	510	765	0,164	0,375
		2	1048	-	-	-	-	329	494	740	0,164	0,179
		4	986	-	-	-	-	310	464	697	0,164	0,084
		6	958	-	-	-	-	301	451	677	0,142	0,052

Таблиця 28

**Параметри кожухотрубчастих холодильників і конденсаторів
з плаваючою голівкою**

Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб*, мм	Кількість ходів**	Площа перерізу одного ходу по трубах***, м ²		Поверхня теплообміну (м ²) при довжині труб, м					Площа найвужчого перерізу в міжтрубному просторі***, м ²	
					3,0	6,0***		9,0***			
325	20×2	2	0,007	-	13	26	-	-	-	0,012	-
	25×2	2	0,007	-	10	20	-	-	-	0,012	-
400	20×2	2	0,012	-	23	46	-	-	-	0,020	-
	25×2	2	0,014	-	19	38	-	-	-	0,019	-
500	20×2	2	0,020	-	38	76	-	-	-	0,031	-
	25×2	2	0,023	-	31	62	-	-	-	0,030	-
600	20×2	2	0,030	0,034	-	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	-	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	-	0,008	-	-	113	-	-	0,043	0,042
	25×2	2	0,034	0,037	-	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	-	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	-	0,007	-	-	87	-	-	0,043	0,040
800	20×2	2	0,056	0,063	-	212	243	318	364	0,078	0,071
		4	0,025	0,025	-	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	-	0,016	-	-	216	-	-	0,078	0,071
	25×2	2	0,060	0,069	-	170	181	255	286	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	-	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	-	0,018	-	-	164	-	-	0,074	0,068
1000	20×2	2	0,092	0,106	-	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	-	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	-	0,032	-	-	368	-	-	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	-	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	-	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	-	0,034	-	-	290	-	-	0,117	0,112
1200	20×2	2	0,185	0,160	-	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	-	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	-	0,046	-	-	563	-	-	0,138	0,147
	25×2	2	0,155	0,179	-	423	489	635	773	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	-	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	-	0,054	-	-	447	-	-	0,126	0,113

Продовження табл. 28

1400	20×2	2	0,188	0,220	-	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	-	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	-	0,059	-	-	782	-	-	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	-	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	-	561	642	841	963	0,174	0,153
		6	-	0,074	-	-	626	-	-	0,174	0,153

* Труби $\varnothing 25 \times 2$ мм повинні бути виготовлені з високолегованих сталей; допускаються труби з вуглецевої сталі, але $\varnothing 25 \times 2,5$ мм.

** Шість ходів по трубах може бути тільки в конденсатора.

*** Дані у правих стовбцях відносяться до розташування труб у трубних решітках по вершинах рівносторонніх трикутників, інші – по вершинах квадратів.

Таблиця 29

Параметри кожухотрубчастих холодильників з U-подібними трубами

Діаметр кожуха, мм	Площа перерізу одного ходу по трубах, м ²		Поверхня теплообміну* (м ²) при довжині труб, м					Площа найвужчого перерізу в між-трубному просторі**, м ²	
			3,0	6,0**		9,0**			
325	0,007	-	14	27	-	-	-	0,011	-
400	0,013	-	26	51	-	-	-	0,020	-
500	0,022	-	43	85	-	-	-	0,032	-
600	0,031	0,039	-	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	-	224	258	331	383	0,085	0,078
1000	0,097	0,112	-	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	-	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	-	790	930	1160	1369	0,161	0,187

* Розрахована за зовнішнім діаметром труб.

** Дані у правих стовбцях відносяться до розташування труб у трубних решітках по вершинах рівносторонніх трикутників, інші – по вершинах квадратів.

Таблиця 30

Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубчастих теплообмінників

Діаметр кожуха, мм	Діаметр (мм) умовного проходу штуцера для трубного простору при кількості ходів по трубах				Діаметр умовного проходу штуцера до міжтрубного простору, мм
	1	2	4	6	
159	80	-	-	-	80
272	100	-	-	-	100
325	150	150	-	-	150
400	150	100	-	-	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	250	300
1200	350	350	250	200	350
1400	-	350	250	200	-

Таблиця 31

Кількість сегментних перегородок в нормалізованих кожухотрубчастих теплообмінниках

Діаметр кожуха, мм	Кількість сегментних перегородок при довжині труби (м)						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	-	-	-
273	4	8	12	18	-	-	-
325	-	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	-
400	-	-	6	10	14	22 (24; 26)	-
600	-	-	4	8	10	18 (16)	(24)
800	-	-	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	-	-	-	4	6	10	16 (18)
1200 і 1400	-	-	-	-	6	8	14 (12)

Таблиця 32

Маса кожухотрубчастих холодильників, випарників і конденсаторів зі сталевими трубами

Тиск, МПа	Діаметр кожуха, мм	Кіль- кість ходів	Довжина труб, м						
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Маса холодильників, кг, не більше									
			Труби ø 20×2 мм						
1,6	159	1	174	196	217	263	-	-	-
1,6	273	1	320	388	455	590	-	-	-
1,6	325	1	-	495	575	735	895	-	-
1,6	325	2	-	510	575	740	890	-	-
1,0	400	1	-	-	860	1130	1430	1850	-
1,0	400	2	-	-	870	1090	1370	1890	-
1,0	600	1	-	-	1540	1980	2480	3450	-

Продовження табл. 32

1,0	600	2, 4, 6	-	-	1650	2100	2500	3380	-
1,0	800	1	-	-	2560	3520	4150	5800	8400
1,0	800	2, 4, 6	-	-	2750	3550	4350	5950	8500
0,6	1000	1	-	-	-	500	6520	9030	12800
0,6	1000	2, 4, 6	-	-	-	5450	6720	9250	12850
0,6	1200	1	-	-	-	-	9000	12800	18400
0,6	1200	2, 4, 6	-	-	-	-	9750	13400	18900
Труби ø 25×2 мм									
1,6	159	1	170	192	211	255	-	-	-
1,6	273	1	404	465	527	649	-	-	-
1,6	325	1	-	485	540	680	820	-	-
1,6	325	2	-	485	550	690	820	-	-
1,0	400	1	-	-	780	1035	1290	1750	-
1,0	400	2	-	-	820	1040	1260	1600	-
1,0	600	1	-	-	1350	1810	2410	3150	-
1,0	600	2, 4, 6	-	-	1480	1890	2290	3130	-
1,0	800	1	-	-	2280	3130	3720	5360	7400
1,0	800	2, 4, 6	-	-	2520	3230	3950	5360	7480
0,6	1000	1	-	-	-	4500	5600	7850	11200
0,6	1000	2, 4, 6	-	-	-	4850	6100	8166	11400
0,6	1200	1	-	-	-	-	8000	11250	16000
0,6	1200	2, 4, 6	-	-	-	-	8700	11850	16550
Маса випарників* і конденсаторів, кг, не більше									
Труби ø 20×2 мм									
1,0	600	1	-	-	-	-	-	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	1970	2420	3320	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	2050	2510	3450	-
1,0	800	1	-	-	-	-	-	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	3600	4400	5900	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	3850	4500	6100	-
1,0	1000	1	-	-	-	-	-	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	5450	6700	9250	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	5750	7100	9700	-
1,0	1200	1	-	-	-	-	-	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	-	10100	13450	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	-	1040	13700	-
1,0	1400	1	-	-	-	-	-	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	-	-	18390	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	-	-	18790	-
Труби ø 25×2 мм									
1,0	600	1	-	-	1340	1760	2180	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	1780	2220	2930	-

*Випарники можуть бути тільки одноходовими з труб ø 25×2 мм.

Продовження табл. 32

1,6		1	-	-	1400	1790	2200	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	1850	2250	3060	-
1,0	800	1	-	-	2300	3200	3660	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	3200	3900	5200	-
1,6		1	-	-	2400	3350	3840	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	3450	4050	5600	-
1,0	1000	1	-	-	3600	4850	5950	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	4950	6100	8120	-
1,6		1	-	-	3800	5000	6050	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	5250	6350	8650	-
1,0	1200	1	-	-	-	6700	8150	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	-	9100	1200	-
1,6		1	-	-	-	7000	8600	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	-	9380	12150	-
1,0	1400	1	-	-	-	8630	10680	-	-
1,0		2, 4, 6	-	-	-	-	-	16260	-
1,6		1	-	-	-	11200	13200	-	-
1,6		2, 4, 6	-	-	-	-	-	16830	-

ОСНОВНІ РОЗМІРИ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ

Таблиця 33

Основні розміри випарних апаратів з природною циркуляцією
і співвісною нагрівальною камерою (рис. до табл. 33)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині (мм)		Діаметр нагрівальної камери D , не менше, мм	Діаметр сепаратора D_1 , не більше, мм	Діаметр циркуля- ційної труби D_2 , не більше, мм	Висота сепаратора H , не більше, мм	Маса апарату, кг, не більше
$l = 3000$	$l = 4000$					
10	-	400	600	250	10500	1000
16	-	600	800	300	10500	1200
25	-	600	1000	400	11000	2200
40	-	800	1200	500	11000	3000
63	-	1000	1400	600	11500	4800
100	-	1000	1800	700	11500	8600
-	160	1200	2400	1200	12500	13000
-	250	1400	3000	1400	12500	21000

Примітка. 1. Висота парового простору H_1 – не більше 2000 мм. 2. Умовний тиск у граючій камері – від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,00054 до 1,0 МПа.

Таблиця 34

**Основні розміри випарних апаратів з примусовою циркуляцією
і співвісною нагрівальною камерою (рис.)**

Поверхня теплообміну (номінальна), m^2 , при діаметр труби 38×2 і довжині $l = 6000$ мм	Діаметр нагрівальної камери D , не менше, мм	Діаметр сепаратора D_1 , не більше, мм	Діаметр циркуляційної труби D_2 , не більше, мм	Висота сепаратора H , не більше, мм	Маса апарату, кг, не більше
25	400	1000	200	1950	6200
40	600	1200	250	1950	7000
63	600	1600	400	1950	9500
100	800	2200	500	21500	20000
125	800	2200	500	21500	20000
160	1000	2800	600	24500	22500
200	1000	2800	600	24500	22500
250	1200	3200	700	24500	28000
315	1200	3600	800	24500	36000
400	1400	3800	900	26000	44500
500	1600	4000	1000	26000	55500
630	1800	4500	1000	26000	69500
800	2000	5000	1200	26500	87500
1000	2200	5600	1400	26500	112000

Примітка. 1. Висота парового простору H_1 – не більше 3000 мм. 2. Умовний тиск у граючій камері – від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,00054 до 1,0 МПа.

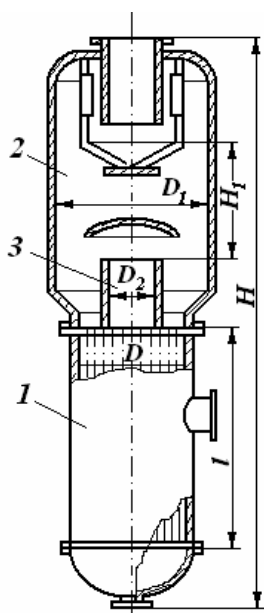


Рис. до табл. 33. Випарний апарат з природною циркуляцією і співвісною нагрівальною камерою:

1 – нагрівальна камера;
 2 – сепаратор; 3 – розподільна камера.

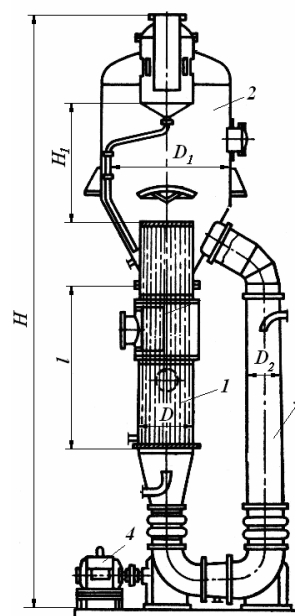


Рис. до табл. 34. Випарний апарат з примусовою циркуляцією:

1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор;
 3 – циркуляційна труба; 4 – насос.

Таблиця 35

Основні характеристики барабанних сушарок

Показники	Номер за класифікацією заводу-виробника					
	7450	7119	6843	6720	7207	7208
Внутрішній діаметр барабану, м	1,5	1,8	2,2	2,2	2,8	2,8
Довжина барабану, м	8	12	12	14	12	14
Товщина стінок зовнішнього циліндру, мм	10	12	14	14	14	14
Об'єм сушильного простору, м ³	14,1	30,5	45,6	53,2	74,0	86,2
Кількість комірок, шт.	25	28	28	28	51	51
Частота обертання барабану, об./хв.	5	5	5	5	5	5
Загальна маса, т	13,6	24,7	42	45,7	65	70
Споживана потужність двигуна, кВт	5,9	10,3	12,5	14,7	20,6	25,8

Таблиця 36

Основні характеристики високошвидкісних компресорів
для суднових кондиціонерів

Характеристика	Компресор				
	ФГВ-2,2	ФГВ-4,5	ФГВ-9,0	ФГВ-14,0	ФГВ-28,0
Холодопродуктивність, кВт	2,56	5,24	10,48	16,3	32,6
Споживана потужність, кВт	2,2	4,5	9,0	14,0	28,0
Електричний холодильний коефіцієнт	0,77	1,50	2,90	4,70	9,30
Кількість циліндрів	1	2	4	2	4
Діаметр циліндра, мм	3,32	3,50	3,61	3,47	3,50
Хід поршня, мм	36	36	36	50	50
Взаємне розташування циліндрів	-	Кутове під 90°	Дворядне під 90°	Однорядне	Дворядне під 90°
Вал	Ексцентриковий з однією шатунною шийкою		Колінчастий із двома шатунними шийками під кутом 180°		
Габаритні розміри, мм:					
довжина	246	246	246	296	326
ширина	246	246	246	296	326
висота	345	370	460	480	545
Маса (без мастила), кг	27	32	43	56	75
Питомий габаритний об'єм, дм ³ /кВт	8,2	4,3	2,7	2,6	1,8

Примітка: холодопродуктивність, споживана потужність і електричний холодильний коефіцієнт визначені при температурах: кипіння 5 °С, конденсації 40 °С, усмоктування 20 °С і переохолодження 35 °С.

Таблиця 37

**Основні параметри уніфікованих одноступінчастих поршневих
холодильних компресорів**

База	Тип	Конструктивні параметри бази				Основні параметри компресора					
		Хід поршня, мм	Діаметр циліндра, мм	Частота обертання, с ⁻¹	Гранична різниця тисків, МПа	Марка	Кількість циліндрів	Об'єм, що описують поршні, $V_T \cdot 10^2$, м ³ /с	Номінальна холодопродуктивність, кВт	Номінальна потужність, кВт	Вага, кг
I	Герметичний (ПГ)	32	42,0	48	2,06	ПГ5	2	0,411	5,8	2,6	58
		32	42,0	48	2,06	ПГ7	3	0,616	8,7	3,9	69
		32	42,0	48	2,06	ПГ10	4	0,822	11,6	5,2	76
II	Безсальниковий (ПБ), сальниковий (П)	45	67,5	24	2,06	ПБ5	1	0,385	6,5	2,5	80
		65	67,5	24	2,06	ПБ7	1	0,555	9,5	3,5	85
		45	67,5	24	2,06	ПБ10	2	0,770	13,0	5,0	130
		65	67,5	24	2,06	ПБ14	2	1,110	19,0	6,9	150
		65	67,5	24	2,06	П14	2	1,110	20,5	6,7	112
		45	67,5	24	2,06	ПБ20	4	1,540	26,0	10,0	223
		45	67,5	24	2,06	П20	4	1,540	28,4	9,1	180
		65	67,5	24	2,06	ПБ28	4	2,220	38,0	13,8	240
		65	67,5	24	2,06	П28	4	2,220	41,0	13,3	190
III	ПБ, П	66	76,0	24	1,67	ПБ40	4	2,890	45,3	15,0	365/420
		66	76,0	24	1,67	П40	4	2,890	46,3	13,7	280/320
		66	76,0	24	1,67	ПБ60	6	4,330	68,0	22,5	420/480
		66	76,0	24	1,67	П60	6	4,330	69,8	20,8	330/380
		66	76,0	24	1,67	ПБ80	8	5,780	90,6	30,0	480/550
		66	76,0	24	1,67	П80	8	5,780	93,0	27,5	375/430
IV	ПБ, П	82	115,0	24	1,67	ПБ110	4	8,350	127,5	41,0	1050/1210
		82	115,0	24	1,67	П110	4	8,850	131,1	37,0	770/830
		82	115,0	24	1,67	ПБ220	8	16,70	255,0	82,0	1300/1500
		82	115,0	24	1,67	П220	8	16,70	262,0	74,0	1000/1200

- Примітки:* 1. Холодопродуктивність і номінальна потужність вказані при роботі на R22 і температурах: кипіння $t_0 = -15$ °С, конденсації $t_k = +30$ °С, пари на усмоктуванні $t_{вс} = +20$ °С.
2. Для компресорів ПГ і ПБ вказана електрична потужність, для компресорів П – потужність на валу компресора.
3. Вага компресорів баз III і IV: у чисельнику – з кришками картерів із легких сплавів, у знаменнику – з чавуна.

Таблиця 38

Співвідношення між одиницями виміру в різних системах

Величина	Одиниці виміру в СІ	Співвідношення між одиницями виміру СІ та одиницями інших систем і несистемними
Довжина	м	1 мкм = 10^{-6} м 1 А = 10^{-10} м 1 ft = 0,3048 м
Маса	кг	1 т = 1000 кг 1 ц = 100 кг
Температура	К	$t^{\circ}\text{C} = (t + 273,15) \text{ K}$ $t^{\circ}\text{F} = [5/9(t-32)+273,15] \text{ K}$
Кут плоский	рад	$1^{\circ} = \pi/180$ рад $1' = \pi/10800$ рад 1 оберг = 2π рад = 6,28 рад
Вага (сила тяжіння)	Н	1 кгс = 9,81 Н 1 дін = 10^{-5} Н
Витрата масова	кг/с	
Витрата об'ємна	м ³ /с	1 л/хв. = $16,67 \cdot 10^{-6}$ м ³ /с
В'язкості коефіцієнт динамічний	Па·с	1 П (Пуаз) = 1 дин·с/см ² = 0,1 Па·с 1 сП (сантиПуаз) = $1/9180$ (кгс·с/м ²) = 1 мПа·с
В'язкості коефіцієнтів кінематичний	м ² /с	1 Ст = 1 см ² /с = 10^{-4} м ² /с
Густина	кг/м ³	1 т/м ³ = 1 кг/дм ³ = 1 г/см ³ = 10^3 кг/м ³
Дифузії коефіцієнти	м ² /с	
Ентальпія питома	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Ентропія питома	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°C) = 4,19 КДж/(кг·К)
Об'єм	м ³	1 л = 10^{-3} м ³
Об'єм питомий	м ³ /кг	
Площа	м ²	
Поверхневий натяг	Н/м	1 кгс/м = 9,81 Дж/м ²
Потужність	Вт	кДж/год = 4,873 Вт
Прискорення лінійне	м/с ²	
Робота, енергія, кількість теплоти	Дж	1 кВт·год = $3,6 \cdot 10^6$ Дж 1 ккал = $4,1868 \cdot 10^3$ Дж = 4,19 кДж
Тепловіддачі коефіцієнт, теплопередачі коефіцієнт	Вт/(м ² ·К)	1 ккал/(м ² ·год·°C) = 1,163 Вт/(м ² ·К)
Теплоємність питома масова	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°C) = 4,19 КДж/(кг·К)
Теплопровідності коефіцієнт	Вт/(м·К)	
Теплота питома (фазового перетворення)	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Тиск	Па	1 кгс/см ² = 1 ат = $9,81 \cdot 10^4$ Па = 735 мм рт. ст. 1 атм = 101 325 Па = 760 мм рт. ст. 1 кгс/м ² = 9,81 Па 1 мм вод. ст. = 9,81 Па 1 мм рт. ст. = 133,3 Па
Частота	Гц	1 Гц = 1 с^{-1} ; 1 об/с = 1 Гц 1 об/хв = $1/60$ Гц

Продовження табл. 38

Швидкість кутова	рад/с	1 об/хв = $\pi/30$ рад/с 1 об/с = 2π рад/с
Швидкість лінійна	м/с	
Щільність теплового потоку (теплонапруга, питома теплове навантаження)	Вт/м ²	1 кДж/(м ² ·год) = 4,873 Вт/м ²

ГРАФІЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ

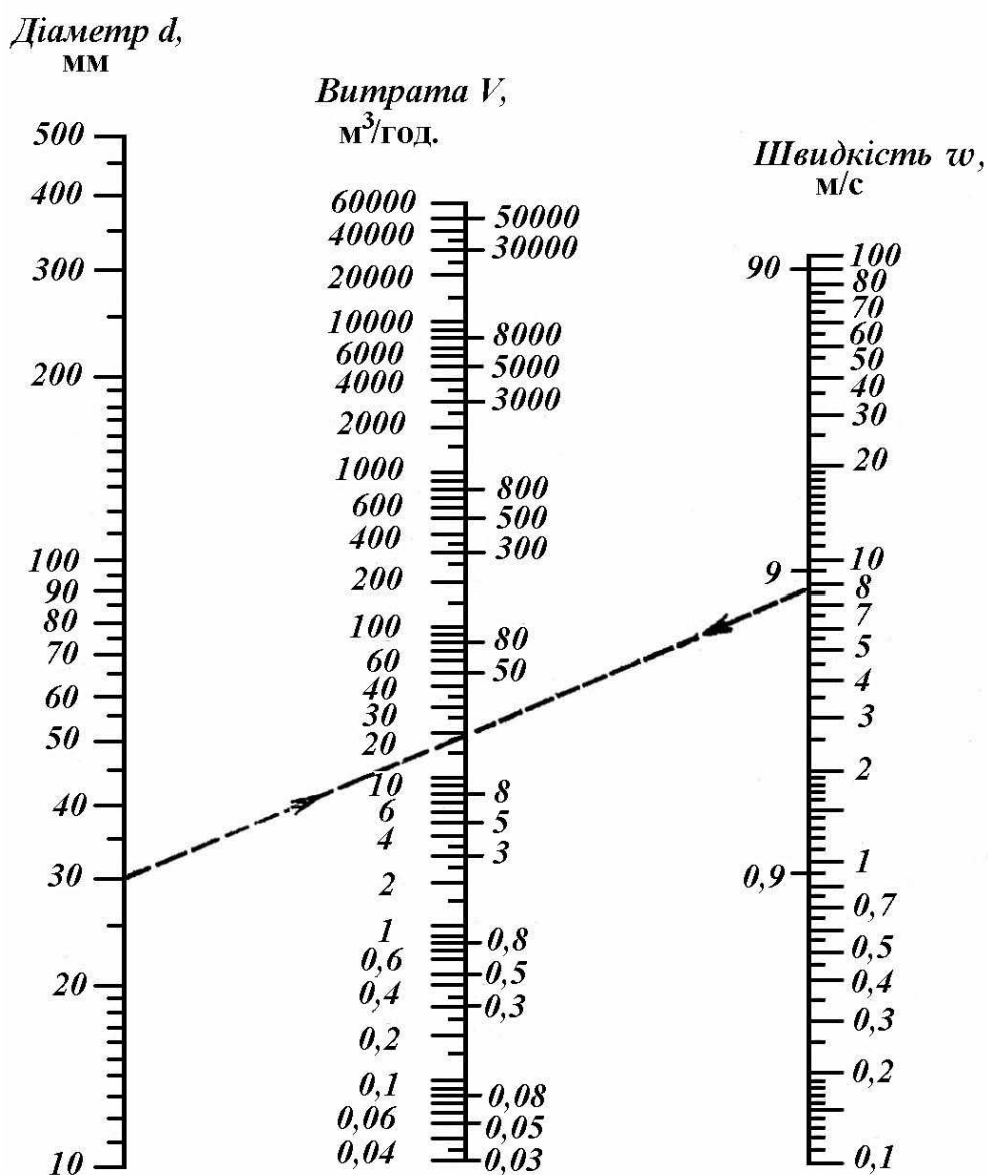


Рис. 1. Номограма для визначення витрати рідини або газу в трубопроводах круглого перерізу.

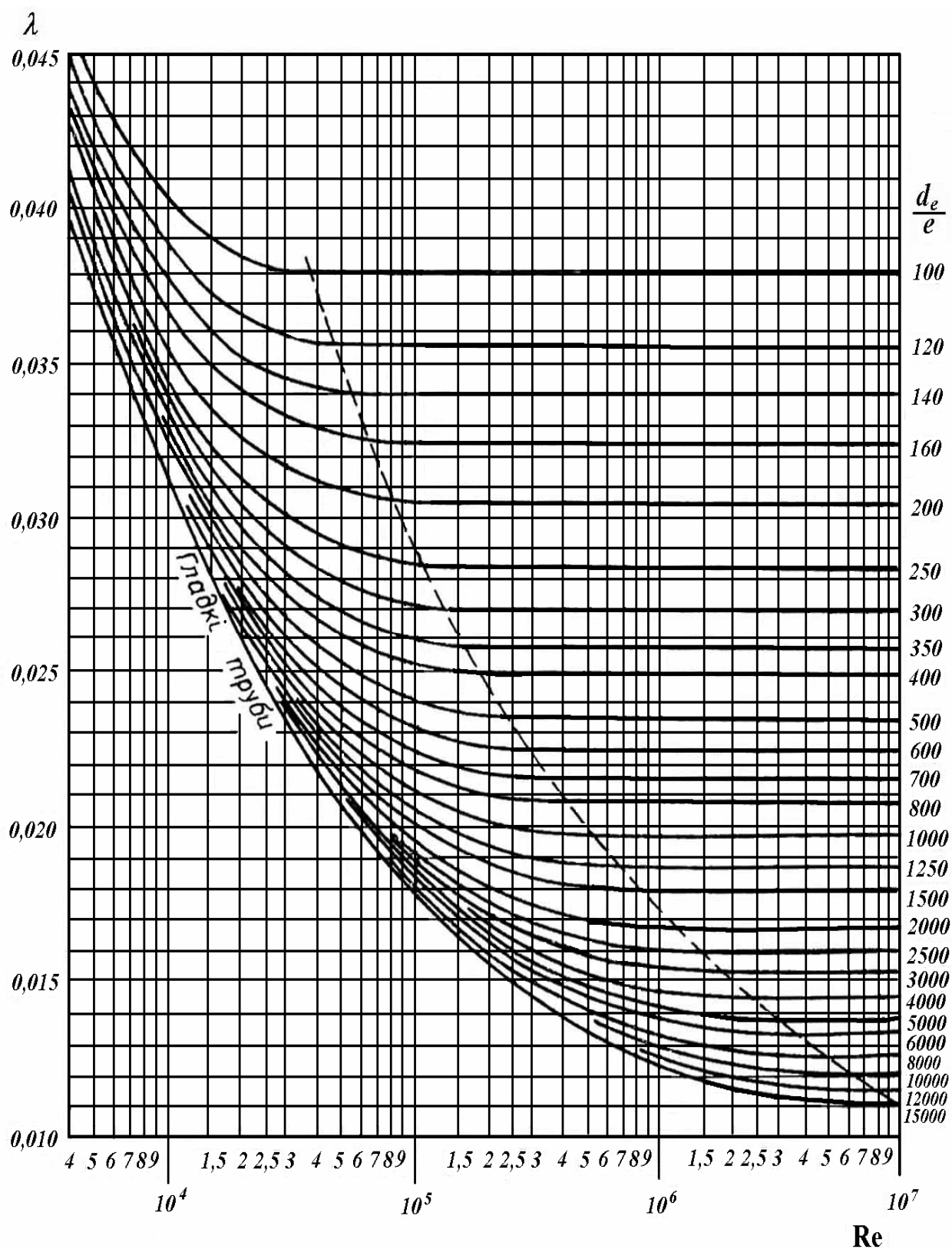


Рис. 2. Залежність коефіцієнту тертя λ від критерію Re і ступеня шорсткості d_e/e :

d_e – еквівалентний діаметр, м; e – середня висота виступів шорсткості на внутрішній поверхні труби, м.

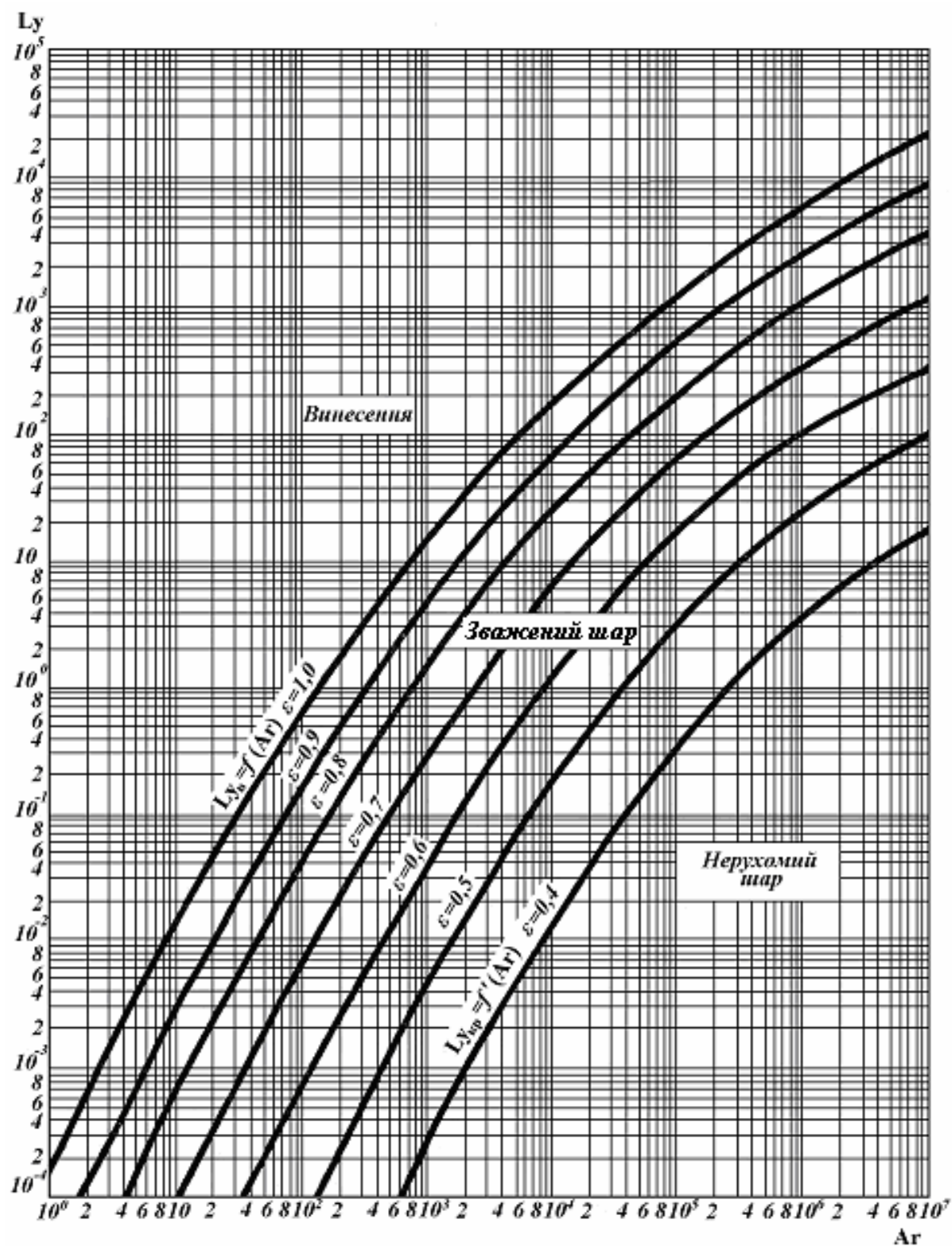


Рис. 3. Залежність критерію Lu від критерію Ar і порізності ϵ шару.

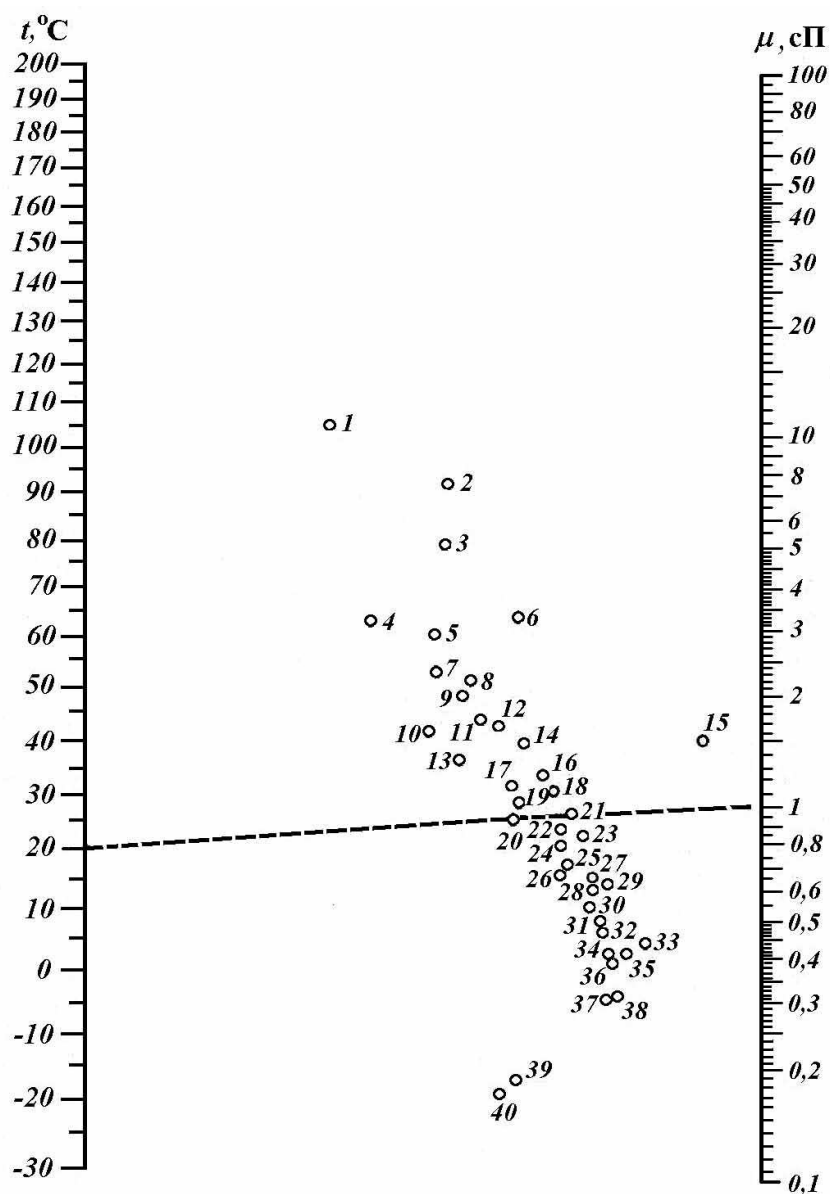


Рис. 4. Номограма для знаходження динамічного коефіцієнту в'язкості рідин при різних температурах.

Рідина	№ точки	Рідина	№ точки	Рідина	№ точки
Аміак	39	Етилацетат	30	Сірчана кислота, 111%	2
Аміловий спирт	17	Етиленхлорид	23	Сірчана кислота, 98%	3
Анілін	8	Етиловий спирт, 100%	19	Сірчана кислота, 60%	6
Ацетон	34	Етиловий спирт, 40%	10	Сірчистий ангідрид	35
Бензол	25	Метилацетат	32	Сірковуглець	33
Бутиловий спирт	11	Метиловий спирт, 100%	26	Толуол	27
Вода	20	Метиловий спирт, 90%	24	Оцтова кислота, 100%	18
Гексан	36	Метиловий спирт, 30%	13	Оцтова кислота, 70%	12
Гептан	31	Нафталін	9	Фенол	5
Гліцерин, 100%	1	Нітробензол	14	Хлорбензол	22
Гліцерин, 50%	7	Октан	28	Хлороформ	29
Діоксид вуглецю	40	Пентан	38	Чотирихлористий вуглець	21
Діетиловий ефір	37	Ртуть	15		

Перерахунок у СІ: $1 \text{ сП} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

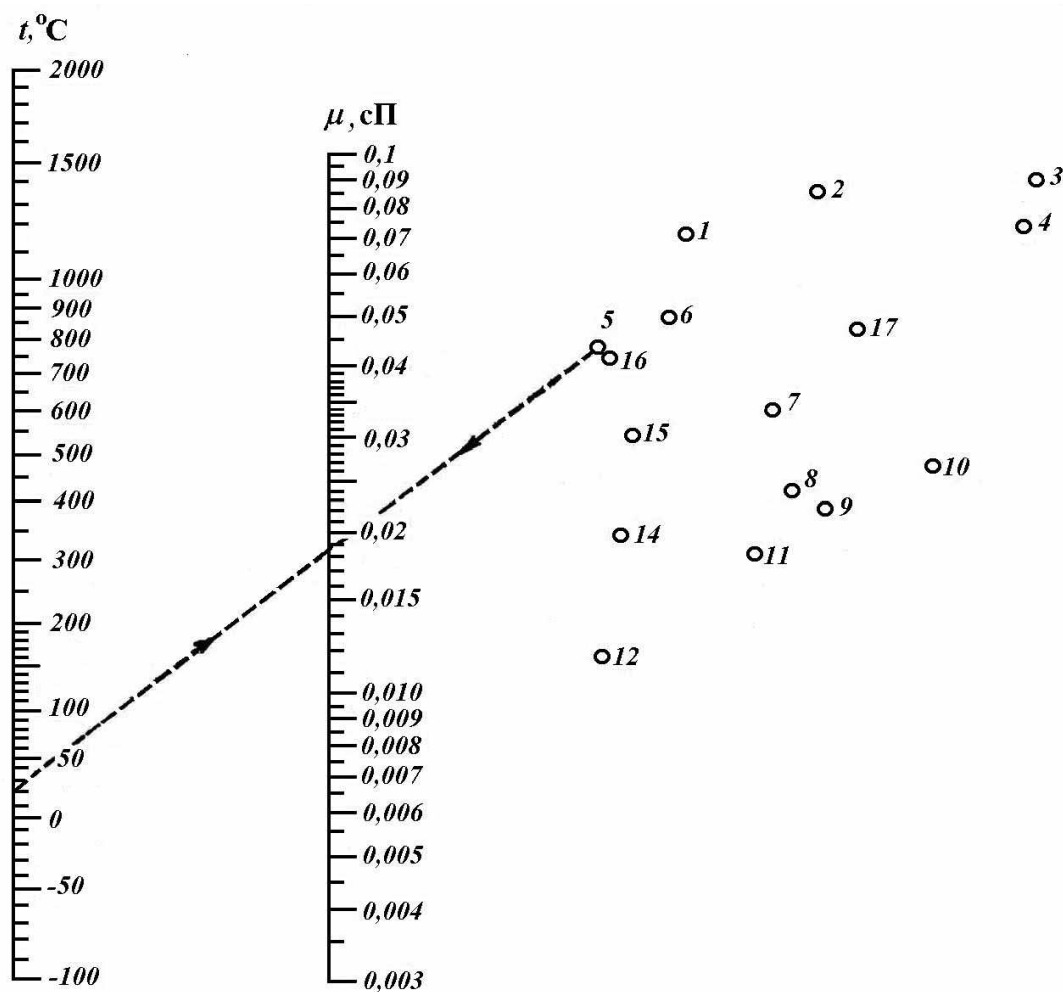


Рис. 5. Номограма для знаходження динамічного коефіцієнта в'язкості газів при $p = 1$ атм:

1 – O_2 ; 2 – NO ; 3 – CO_2 ; 4 – HCl ; 5 – повітря; 6 – N_2 ; 7 – SO_2 ; 8 – CH_4 ; 9 – H_2O ; 10 – NH_3 ; 11 – C_2H_6 ; 12 – H_2 ; 13 – C_6H_6 ; 14 – $9H_2 + N_2$; 15 – $3H_2 + N_2$; 16 – CO ; 17 – Cl_2 .

Перерахунок в СІ: $1 \text{ сП} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

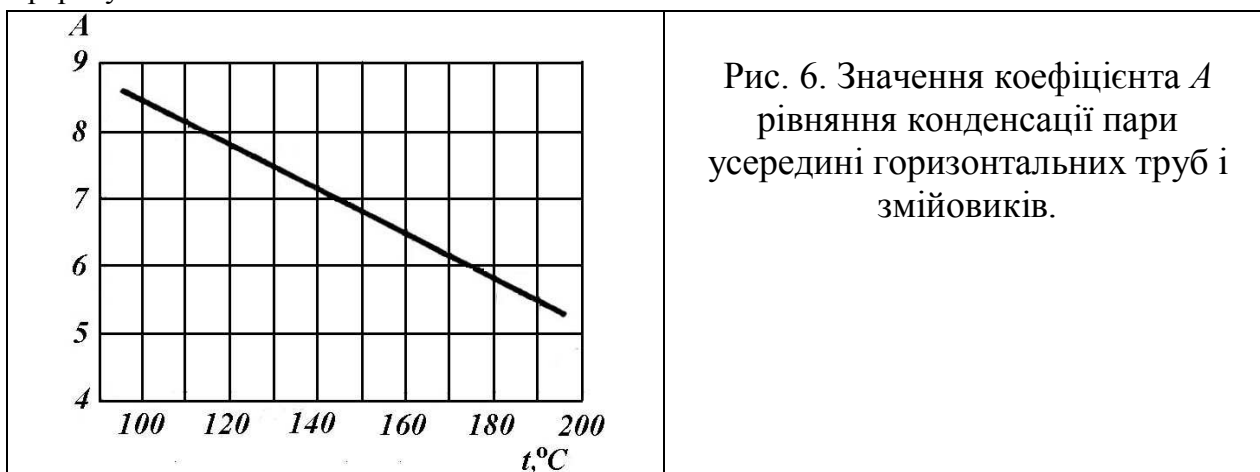


Рис. 6. Значення коефіцієнта A рівняння конденсації пари усередині горизонтальних труб і змійовиків.

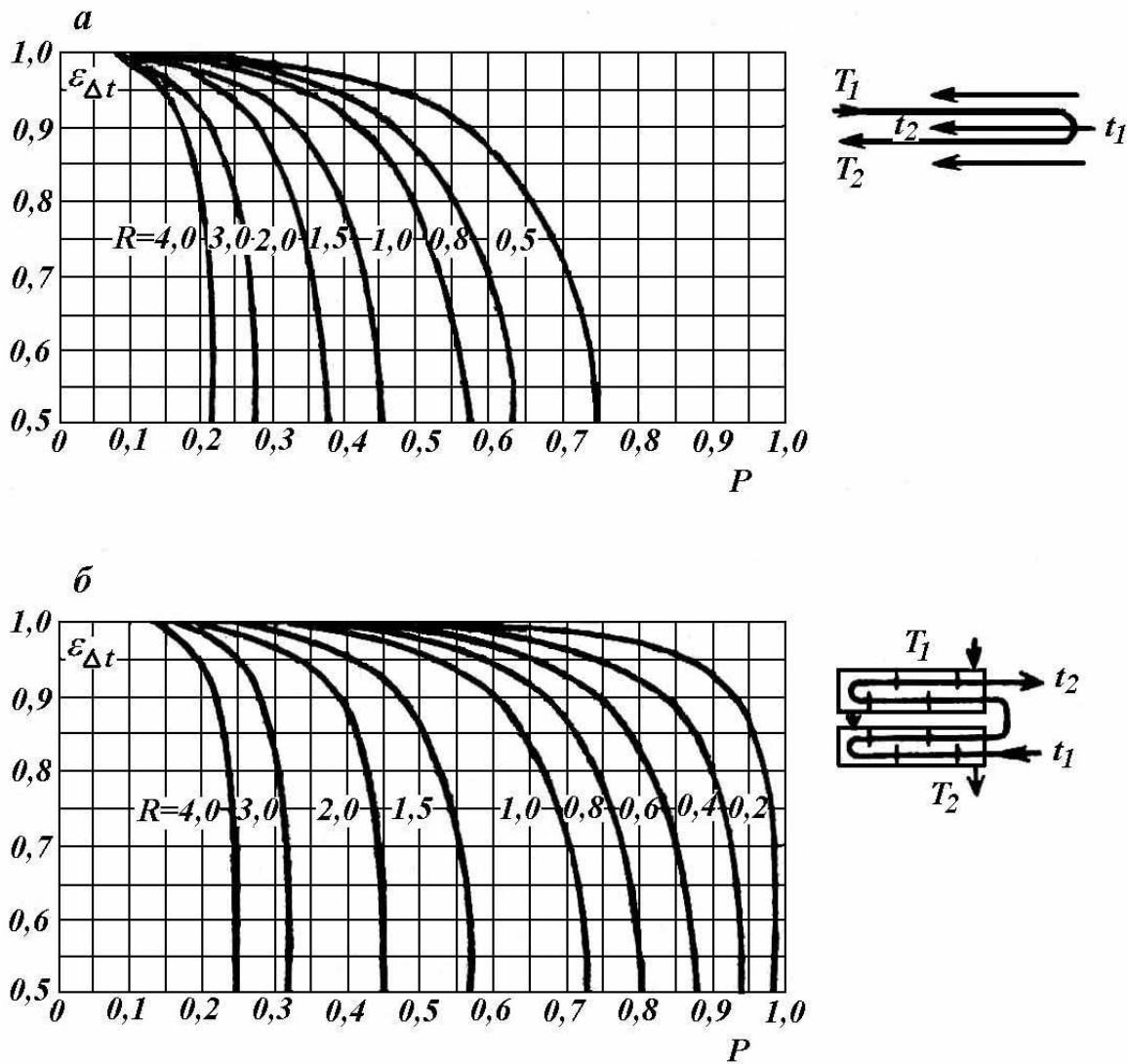


Рис. 7. Поправочні коефіцієнти для змішаного струму в багатоходових кожухотрубчастих теплообмінниках:

a – з одним ходом у міжтрубному просторі і двома, чотирма, шістьма і більше ходами в трубному просторі; *б* – з двома ходами в міжтрубному просторі з поперечними перегородками і чотирма ходами в трубному просторі

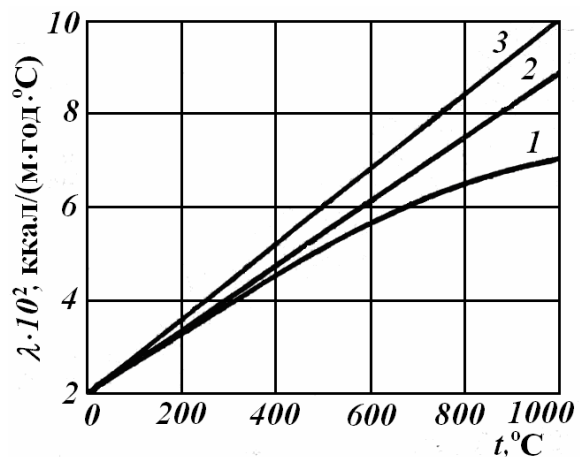
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Рис. 8. Коефіцієнти теплопровідності димових газів. Склад димових газів, % (об'ємні): CO₂ – 13; O₂ – 5; (N₂ + H₂O) – 82:

1 – вміст водяної пари 0%; 2 – вміст водяної пари 15%; 3 – вміст водяної пари 20%.

Перерахунок в СІ:

$$1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$



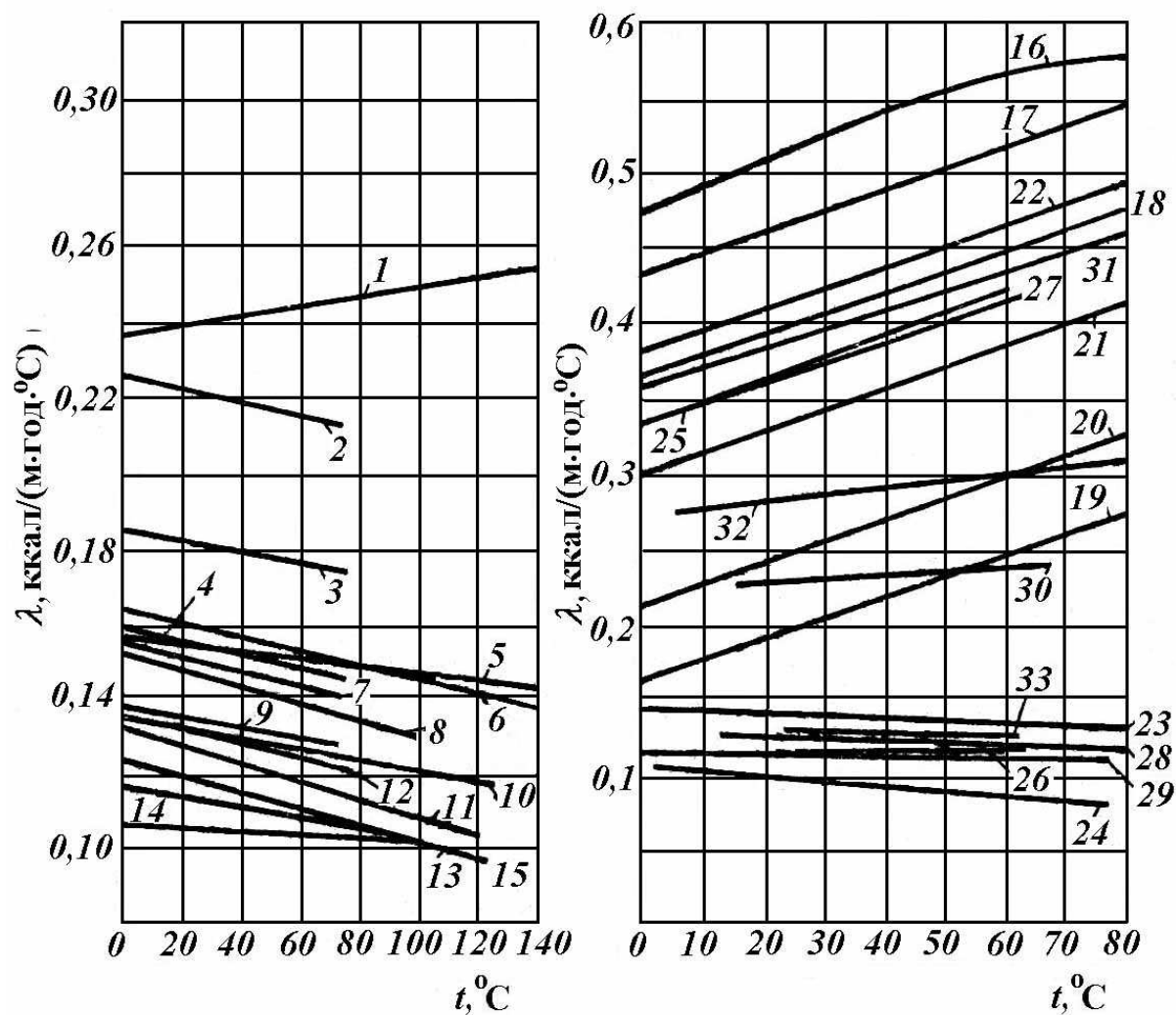


Рис. 9. Коефіцієнти теплопровідності деяких рідин.

Речовина	№ кривої	Речовина	№ кривої	Речовина	№ кривої
Аміак, 26%	31	Діетиловий ефір	29	Нітробензол	10
Анілін	6	Етиловий спирт, 100%	4	Октан	33
Ацетон	8	Етиловий спирт, 80%	19	Оцтова кислота	7
Бензол	11	Етиловий спирт, 60%	20	Сірковуглець	23
Бутиловий спирт	9	Етиловий спирт, 40%	21	Сірчана кислота, 98%	30
Вазелінове масло	15	Етиловий спирт, 20%	22	Соляна кислота, 30%	27
Вода	16	Ізопропиловий спирт	12	Толуол	13
Гас	28	Касторове масло	5	Хлористий кальцій, 25%	17
Гексан	26	Мурашина кислота	2	Хлористий натрій, 25%	18
Гліцерин безводний	1	Метиловий спирт, 100%	3	Чотирихлористий вуглець	24
Гліцерин, 50%	25	Метиловий спирт, 40%	32		

Перерахунок в СІ: $1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,1163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

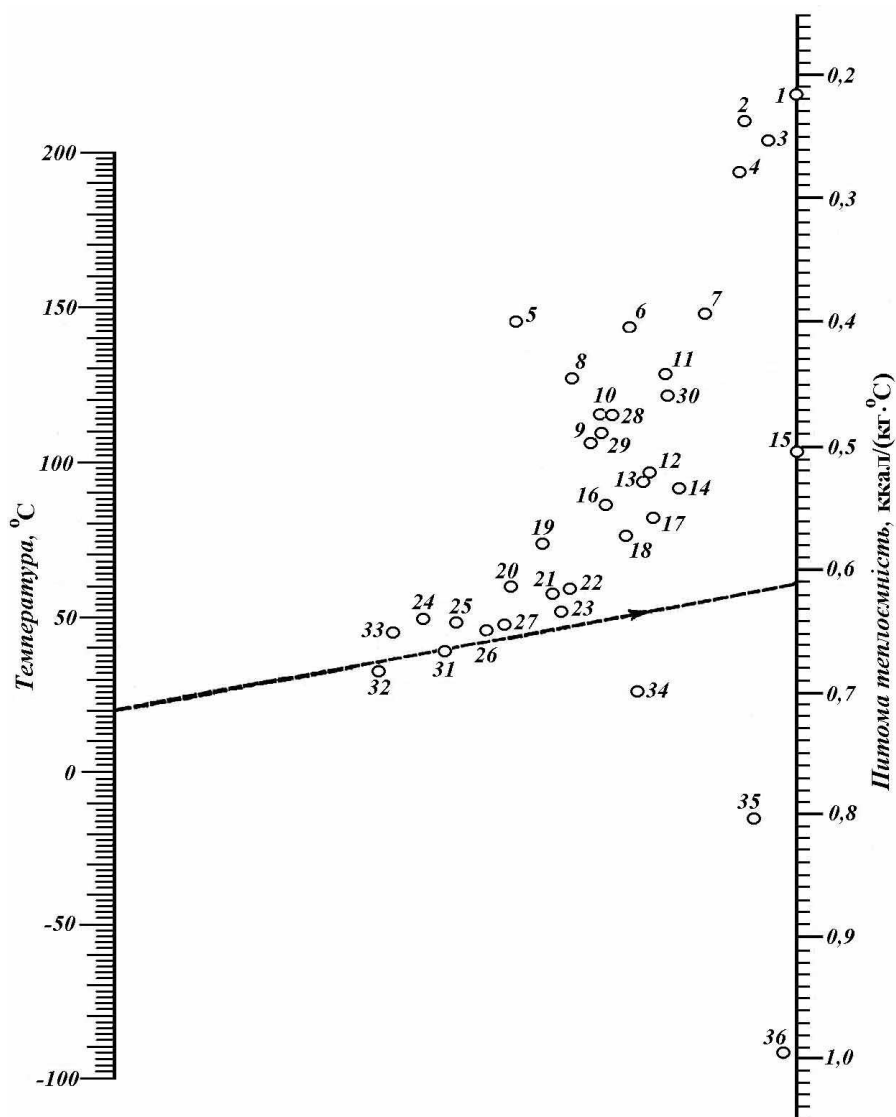


Рис. 10. Номограма для знаходження теплоємності рідин.

Речовина	№ точки	Речовина	№ точки	Речовина	№ точки
Амілацетат	12	Етиленгліколь	22	Пропіловий спирт	25
Анілін	14	Етиловий спирт	31	Сірковуглець	4
Ацетон	18	Ізобутиловий спирт	33	Сірчана кислота, 100%	7
Бензол	29	Ізопентан	20	Соляна кислота, 30%	26
Бромистий етил	1	Ізопропиловий спирт (від 0 до 50°C)	32	Толуол (від -60 до 40 °C)	28
Бутиловий спирт	24	Ізопропіловий спирт (від -50 до 0°C)	27	Толуол (від 40 до 100°C)	30
Вода	36	Іодистий етил	5	Хлорбензол	6
Гептан	19	o - і м - Ксилол	9	Хлористий етил	11
Гліцерин	21	n - Ксилол	10	Хлористий кальцій, 25%	34
Діетиловий ефір	17	Метиловий спирт	23	Хлористий натрій, 25%	35
Діфеніл	8	Октан	15	Хлороформ	3
Етилацетат	13	Оцтова кислота	16	Чотирехлористий вуглець	2

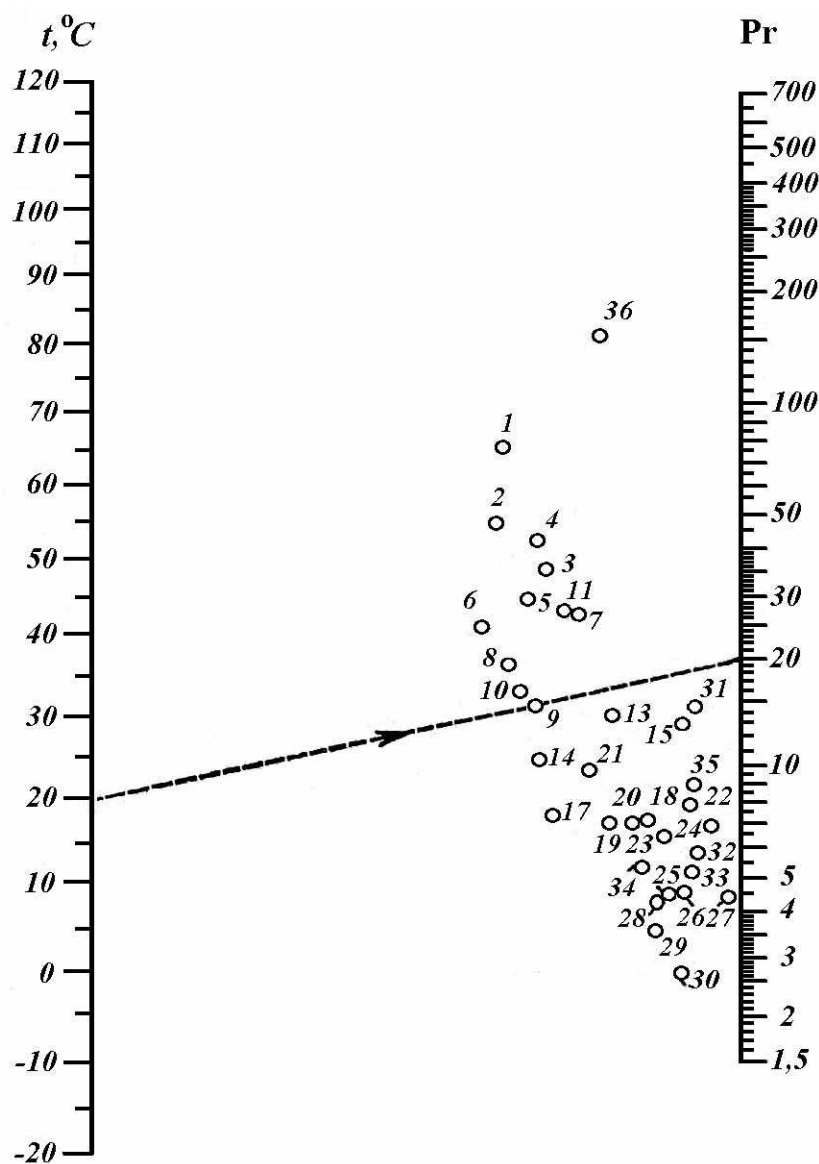


Рис. 11. Значення критерію Pr для рідин.

Речовина	№ точки	Речовина	№ точки	Речовина	№ точки
Аміак, 26%	14	Ізоаміловий спирт	3	Пентан	26
Амілацетат	31	Етиленгліколь	36	Сірковуглець	30
Анілін	5	Етиловий спирт, 100%	13	Сірчана кислота, 111%	1
Ацетон	25	Етиловий спирт, 50%	8	Сірчана кислота, 98%	2
Бензол	22	Ізопропіловий спирт	7	Сірчана кислота, 60%	4
Бромистий етил	29	Іодистий етил	27	Соляна кислота, 30%	21
Бутиловий спирт	11	Ксилол	19	Толуол	23
Вода	17	Метиловий спирт, 100%	20	Хлорбензол	35
Гептан	32	Метиловий спирт, 40%	10	Хлороформ	34
Гліцерин, 50%	6	Октан	33	Чотирьохлористий вуглець	18
Діетиловий ефір	28	Оцтова кислота, 100%	15		
Етилацетат	24	Оцтова кислота, 50%	9		

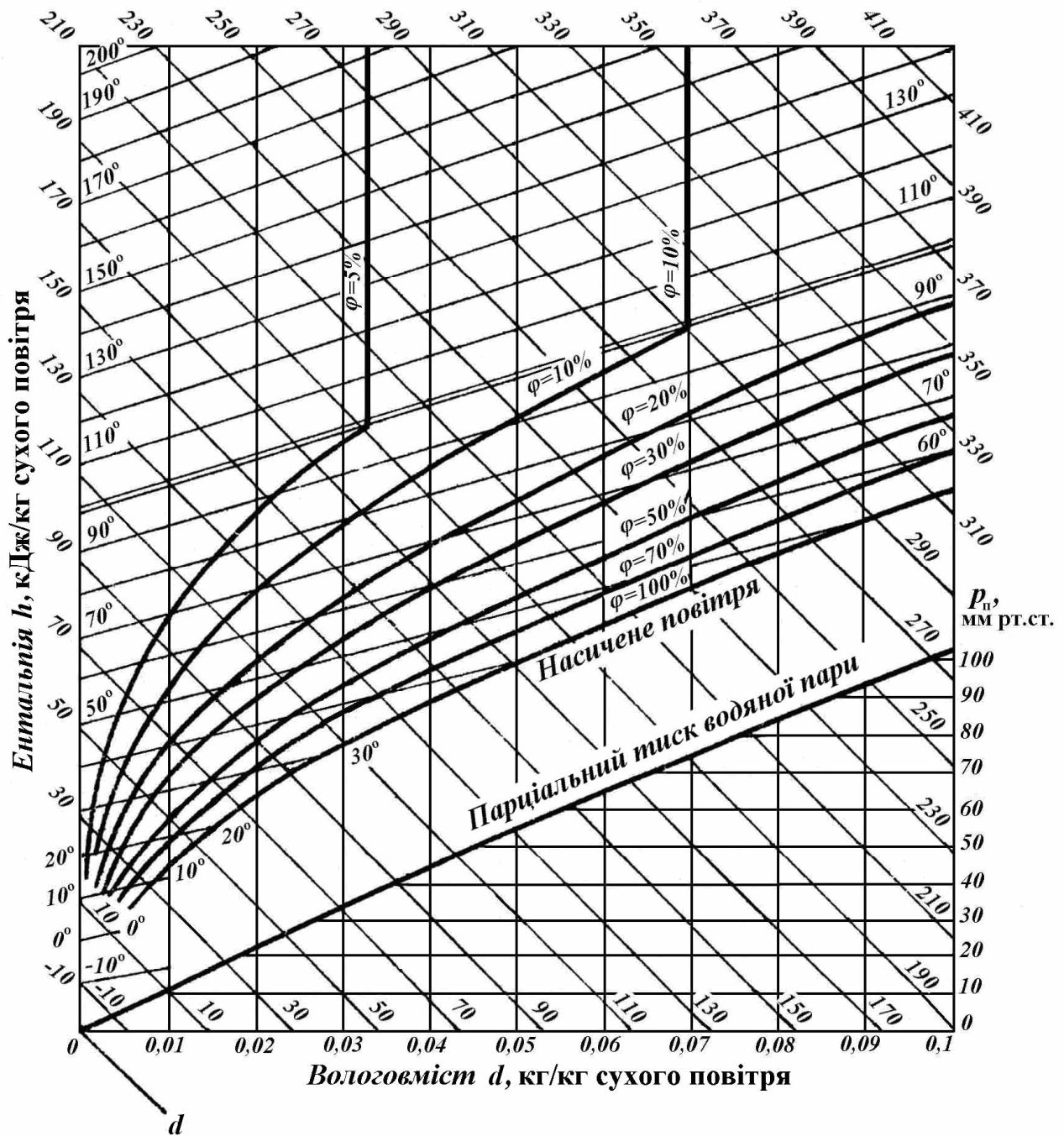


Рис. 12. Діаграма Рамзіна для вологого повітря.

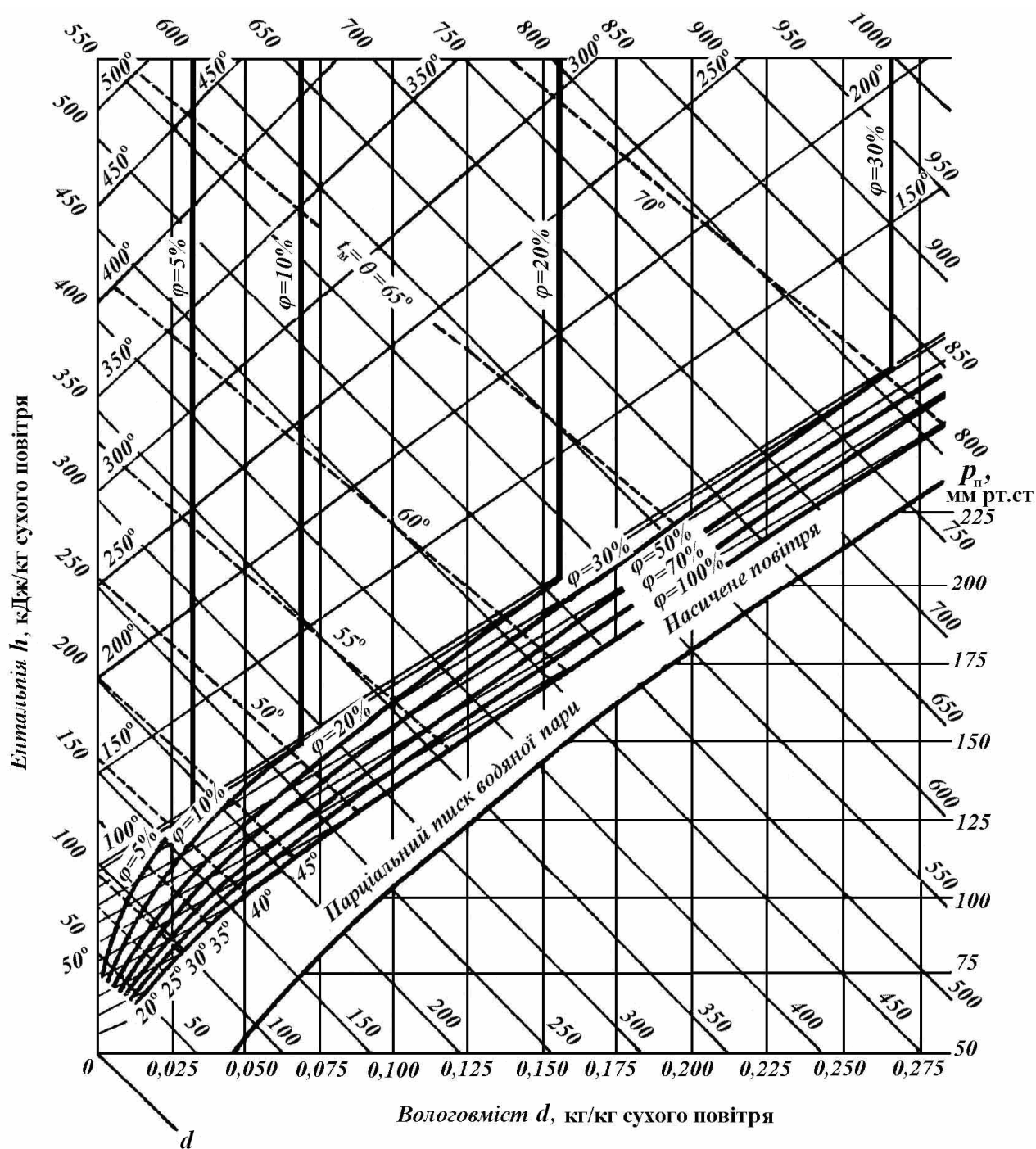


Рис. 13. Діаграма Рамзіна для вологого повітря.

Покажчик до таблиць і діаграм

Назва таблиці або діаграми	№ таблиці	№ діаграми
ХАРАКТЕРИСТИКИ АТОМІВ ТА МОЛЕКУЛ		
Атомні маси деяких елементів	1, с. 120	
Атомні об'єми деяких елементів та мольні об'єми деяких газів	2, с. 120	
ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РЕЧОВИН		
<i>В'ЯЗКІСТЬ</i>		
Динамічні коефіцієнти в'язкості деяких водних розчинів	3, с. 121	
Номограма для знаходження динамічного коефіцієнта в'язкості газів при $p = 1$ атм:		5. с. 155
Номограма для знаходження динамічного коефіцієнту в'язкості рідин при різних температурах		4. с. 154
<i>ГУСТИНА</i>		
Густина деяких рідин при 0-20°C	4, с. 122	
Густина органічних рідин в залежності від температури	5. с. 122	
Густина твердих матеріалів	6. с. 123	
<i>ЗВЕДЕНІ ТАБЛИЦІ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАЙВАЖЛИВІШИХ РЕЧОВИН</i>		
Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури	20, с. 131	
Властивості насиченої водяної пари в залежності від тиску	21, с. 132	
Властивості насиченої водяної пари в залежності від тиску	21а, с. 134	
Діаграма Рамзіна для вологого повітря		13, с. 14, с.
Основні фізичні властивості деяких газів	17, с. 129	
Фізичні властивості води (на лінії насичення)	19, с. 131	
Фізичні параметри сухого повітря при тиску 1,013-10 Па у залежності від температури	18, с. 130	
<i>ОБ'ЄМНЕ РОЗШИРЕННЯ</i>		
Коефіцієнти об'ємного розширення рідин при $\sim 20^\circ\text{C}$	14, с. 127	
<i>СТУПІНЬ ЧОРНОТИ</i> ε для деяких металів	15, с. 127	
<i>ТЕМПЕРАТУРИ КИПІННЯ</i>		
Концентрації деяких водних розчинів, які киплять під атмосферним тиском	16, с. 128	
<i>ТЕПЛОЄМНІСТЬ</i>		
Мольна теплоємність газів	9, с. 124	
Номограма для знаходження теплоємності рідин		10 с. 158
Середня питома теплоємність деяких матеріалів при 0-100°C	8, с. 124	
Середня питома теплоємність деяких рідин	7, с. 124	
<i>ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ</i>		
Коефіцієнти теплопровідності водних розчинів	12, с. 126	
Коефіцієнти теплопровідності газів	11, с. 126	
Коефіцієнти теплопровідності деяких матеріалів при 0-100°C	10, с. 125	
Коефіцієнти теплопровідності деяких рідин		9, с. 157
Коефіцієнти теплопровідності димових газів		8, с. 156
Середні значення теплопровідності забруднених стінок	13, с. 127	

ГІДРАВЛІКА І ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ		
Витрати рідини або газу в трубопроводах круглого перерізу		1, с.
Залежність коефіцієнту тертя λ від критерію Re і ступеня шорсткості d_e/e		2, с. 152
Залежність критерію Lu від критерію Ar і порізності ϵ шару		3, с. 153
Залежність $Re_{кр}$ у змійовиках від відношення d/D		2, с.
Значення еквівалентного діаметру та коефіцієнт A при ламінарному режимі для різних перерізів	23, с. 138	
Коефіцієнти місцевих опорів	22, с. 136	
Номограма для визначення витрати рідини або газу в трубопроводах круглого перерізу		1, с. 151
Середні значення шорсткості труб	24, с. 138	
ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ		
Діаграма Рамзіна для вологого повітря		12, 13, с. 160, 161
Значення критерію Pt для рідин		11, с. 159
Коефіцієнт A рівняння конденсації пари усередині горизонтальних труб і змійовиків.		6, с. 155
Коефіцієнт тепловіддачі в прямих трубах		13, с. 39
Поправочні коефіцієнти для змішаного струму в багатоходових кожухотрубчастих теплообмінниках		7, с. 155
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕЯКИХ ВИДІВ ОБЛАДНАННЯ		
Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубчастих теплообмінників	30, с. 144	
Кількість сегментних перегородок в нормалізованих кожухотрубчастих теплообмінниках	31, с. 144	
Кількість труб, розташованих у трубній плиті по шестикутниках та по концентричних колах	25, с. 139	
Маса кожухотрубчастих холодильників, випарників і конденсаторів зі сталевими трубами	32, с. 144	
Основні параметри уніфікованих одноступінчастих поршневіх холодильних компресорів нової градації	37, с. 149	
Основні розміри випарних апаратів з примусовою циркуляцією і співвісною нагрівальною камерою	34, с. 147	
Основні розміри випарних апаратів з природною циркуляцією і співвісною нагрівальною камерою	33, с. 146	
Основні характеристики барабанних сушарок	35, с. 148	
Основні характеристики високошвидкісних компресорів нового ряду для суднових кондиціонерів	36, с. 148	
Основні характеристики кожухотрубчастих теплообмінників	26, с. 140	
Параметри кожухотрубчастих холодильників і конденсаторів з плаваючою голівкою	28, с. 142	
Параметри кожухотрубчастих холодильників	27, с. 141	
Параметри кожухотрубчастих холодильників з U-подібними трубами	29, с. 143	
Поправочні коефіцієнти для змішаного струму в багатоходових кожухотрубчастих теплообмінниках		7, с. 156
Співвідношення між одиницями виміру в різних системах	38 с. 150	

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ. Основні рівняння і формули, потрібні для розрахунків теплотехнологічного обладнання	4
2. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ В ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСАХ.....	13
2.1. Основні фізичні величини, що використовуються при розрахунках теплових процесів.....	13
2.2. Деякі залежності, що використовуються при розрахунках теплотехнологічних процесів та обладнання.....	16
2.3. Приклади розрахунків.....	18
3. РОЗРАХУНКИ ТЕПЛООБМІННИКІВ.....	22
3.1. Теплові розрахунки теплообмінників.....	22
3.1.1. Розрахунки теплового навантаження Q	22
3.1.2. Розрахунки коефіцієнта тепловіддачі α	23
3.1.3. Розрахунки коефіцієнта теплопередачі k	26
3.1.4. Розрахунки “рушійної сили” теплових процесів.....	26
3.1.5. Послідовність розрахунку теплообмінника.....	30
3.2. Гідравлічний розрахунок теплообмінників.....	35
3.3. Конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів.....	42
3.4. Розрахунки теплообмінних апаратів на міцність.....	43
3.5. Розрахунки товщини стінок, днищ, кришок і фланцевих з’єднань теплообмінників.....	46
3.5.1. Розрахунок товщини стінки циліндричного корпусу.....	46
3.5.2. Розрахунок товщини днищ і кришок.....	48
3.5.3. Розрахунок фланцевих з’єднань.....	51
4. РОЗРАХУНКИ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ.....	53
4.1. Теплові розрахунки випарних апаратів.....	53
4.1.1. Складання матеріального й теплового балансів.....	53
4.1.1.1. Матеріальний баланс.....	53
4.1.1.2. Тепловий баланс однокорпусної випарної установки.....	53
4.1.1.3. Поверхня нагрівання випарного апарату.....	55
4.1.1.4. Температурні втрати.....	55
4.2. Приклади теплових розрахунків випарних апаратів.....	56
4.3. Повний розрахунок випарного апарату.....	63
5. РОЗРАХУНКИ СУШАРОК.....	67
5.1. Складання матеріального і теплового балансів процесів сушіння.....	67
5.1.1. Матеріальний баланс процесу сушіння.....	67
5.1.2. Тепловий баланс процесу сушіння.....	67
5.2. Приклади рішення задач.....	69
5.3. Особливості розрахунку сушарок різного типу.....	77
5.3.1. Розрахунки конвективних сушарок.....	77
5.3.2. Розрахунок контактних сушарок.....	78
5.3.3. Розрахунок радіаційних сушарок.....	79
5.4. Розрахунок допоміжного устаткування сушильних установок.....	81

5.5. Розрахунок барабанної сушарки.....	82
5.5.1. Тепловий розрахунок.....	82
5.5.1.1. Визначення параметрів топкових газів, що подаються у сушарку.....	82
5.5.1.2. Визначення параметрів відпрацьованих газів, витрати сушильного агента і витрати тепла на сушіння.....	85
5.5.1.3. Визначення основних розмірів сушильного барабану.....	86
5.5.2. Механічні розрахунки.....	94
5.5.2.1. Розрахунок бандажів і опорних роликів.....	95
5.5.2.2. Розрахунок упорних роликів.....	96
5.5.2.3. Розрахунок потужності приводу барабанної машини	98
6. РОЗРАХУНКИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	100
6.1. Загальна схема технологічного розрахунку холодильних машин...	100
6.2. Розрахунок та вибір компресора.....	103
6.3. Приклад розрахунку циклу парокомпресійної холодильної машини.....	106
6.3.1. Визначення параметрів в залежності від кінцевого тиску	106
6.3.2. Вибір компресора.....	107
6.3.3. Вибір конденсатора.....	107
ЛІТЕРАТУРА.....	109
ДОДАТКИ.....	110
ДОДАТОК 1. Оформлення та захист курсового проекту.....	110
ДОДАТКИ 2. Довідкові матеріали, що використовуються при проведенні розрахунків теплотехнологічного обладнання	119

К.В.Луняка, Б.В.Димо, Н.Б.Андрєєва, І.В.Калініченко

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

РОЗРАХУНКИ

з дисципліни

Теплотехнологічні процеси та установки

Підписано до друку 12.09.2018
Замовлення № 6691 Формат 60×84/16
Наклад 100 прим. Ум. друк. арк. 7,63

Надруковано у видавництві ХНТУ,
73008, м. Херсон, Бериславське шосе, 24
Редакційно-видавничий відділ
Тел.: (0552) 32-69-93