

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Методичні вказівки
до виконання практичних занять та самостійної роботи
з дисципліни
ТЕПЛОБМІННІ АПАРАТИ
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»
(освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика»)
усіх форм навчання

2023

Методичні вказівки до виконання практичних занять та самостійної роботи з дисципліни «Теплообмінні апарати» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Назаренко І.А., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 39 с.

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

Відповідальний
за випуск : ас. Лапкіна С.О.

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

Рекомендовано до видання
НМК Електротехнічного
факультету
Протокол № від 23.02.2023р

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 4 |
| 1 Загальні положення..... | 5 |
| 1.1 Тепловий розрахунок теплообмінників..... | 17 |
| 1.2 Гідромеханічний розрахунок теплообмінників | 21 |
| 2 Задачі для розв'язання..... | 27 |
| 3 Задачі для самостійної роботи..... | 36 |
| Перелік посилань..... | 39 |

ВСТУП

Виконання практичних робіт та самостійна робота студентів, які навчаються за освітньою програмою «Промислова і комунальна теплоенергетика» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» є важливим етапом вивчення курсу «Теплообмінні апарати».

В процесі виконання практичних робіт здобувач вищої освіти повинен навчитися застосовувати отримані теоретичні знання для вирішення конкретних інженерних задач, користуватись довідковою літературою, каталогами, прикладними комп'ютерними програмами.

Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи здобувачів вищої освіти з курсу «Теплообмінні апарати» передбачає опанування методики теплового, конструктивного та аеродинамічного (гідравлічного) розрахунку теплообмінних апаратів; складання теплових балансів. У методичних вказівках наведені приклади виконання основних розрахунків. Також наведена довідкова інформація по конструктивним характеристикам стандартних теплообмінників, наведена інформація по теплофізичним та реологічним властивостям робочих речовин.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Поверхневі теплообмінники, в яких теплота від одного теплоносія передається до іншого через теплопровідну стінку називаються рекуперативними. По вигляду взаємного напрямку потоків теплоносіїв розрізняють теплообмінники прямоточні (обидва теплоносії рухаються паралельно в одному напрямі), протиточні (обидва теплоносії рухаються в протилежних напрямках), з перехресною течією (обидва теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках) і з складними схемами руху. Остаточна схема теплообмінника вибирається після теплового і гідромеханічного розрахунків різних варіантів і їх порівняльної оцінки з урахуванням всіх вимог.

Розрізняють конструктивний і перевірочний розрахунки теплообмінника. У першому випадку метою розрахунку є визначення поверхні теплообміну і основних розмірів теплообмінника. У другому випадку визначають тепловий потік і кінцеві температури теплоносіїв для теплообмінника із заданою поверхнею теплообміну і розмірами.

Рівняння **теплопровідності** для сталого теплового потоку через одношарову плоску стінку

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_2 - t_x}{r} = \frac{\lambda}{\delta} (t_2 - t_x), \quad (1.1)$$

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

Q - тепловий потік (витрата теплоти), Вт;

F - площа поверхні стінки, м²;

t_1 і t_x - температури гарячої і холодної поверхні стінки, °С;

$r = \delta / \lambda$ - термічний опір стінки, (м²·К)/Вт;

δ - товщина стінки, м;

λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через багатшарову плоску стінку:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_2 - t_x}{\sum r} = \frac{t_2 - t_x}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots} \quad (1.2)$$

Для циліндрової одношарової стінки середня площа поверхні визначається по формулі:

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

де d_1 і d_2 — внутрішній і зовнішній діаметри, м;
 L — довжина циліндра, м.

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через одношарову циліндрову стінку:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_2 - t_x) F = \frac{2\pi\lambda(t_2 - t_x)L}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (1.4)$$

де $\delta = (d_2 - d_1)/2$.

Якщо $d_2/d_1 < 2$, то замість обчислення за формулою (1.3) можна з достатньою точністю приймати для середньої площі поверхні одношарової циліндрової стінки величину

$$F_{cp} = \frac{\pi(d_2 + d_1)L}{2} \quad (1.5)$$

Рівняння теплопровідності для сталого теплового потоку через багатшарову циліндрову стінку:

$$Q = \frac{2\pi L(t_2 - t_x)}{\sum \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_n}{d_g}} = \frac{2\pi L(t_2 - t_x)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots} \quad (1.6)$$

Тут d_v і d_n — внутрішній і зовнішній діаметри кожного циліндрового шару.

Основні критерії подібності, що входять в критерійні рівняння конвективної тепловіддачі.

Критерій Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (1.7)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

l – визначальний геометричний розмір, м.

Критерій Нуссельта характеризує інтенсивність переходу теплоти на межі потік - стінка.

Критерій Прандтля

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}, \quad (1.8)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Критерій Прандтля характеризує відношення в'язкістних і температуропровідних властивостей теплоносія.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{wl\rho}{\mu} = \frac{wl}{\nu}, \quad (1.9)$$

Критерій Рейнольдса характеризує співвідношення сил інерції і тертя в потоці.

Критерій Галілея

$$Ga = \frac{Re^2}{Fr} = \frac{gl^3\rho^2}{\mu^2} = \frac{gl^3}{\nu^2}, \quad (1.10)$$

Критерій Галілея характеризує співвідношення сил тяжіння, інерції і тертя в потоці.

Критерій Грасгофа

$$Gr = Ga\beta\Delta t = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta\Delta t, \quad (1.11)$$

де β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К.

Критерій Грасгофа характеризує співвідношення сил тертя, інерції і підйомної сили, обумовленої відмінністю щільності в окремих точках неізотермічного потоку.

Критерій Пекле

$$Pe = Re Pr = \frac{wl}{a} = \frac{wlc\rho}{\lambda}, \quad (1.12)$$

Пекле характеризує співвідношення між теплом, яке переноситься шляхом конвекції і шляхом теплопровідності при конвективному теплообміні.

Фізико-хімічні константи рідини (газу), що входять в критеріальні рівняння конвективної тепловіддачі, необхідно брати за довідковими даними при так званій визначальній температурі. Визначальна температура вказується для кожного окремого випадку тепловіддачі.

У багато критеріальних рівнянь конвективної тепловіддачі входить множник $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, що враховує напрям теплового потоку і близький до одиниці, коли температури рідини і стінки не відрізняються. При обчисленні критерію $Pr_{ст}$ значення фізико-хімічних констант рідини треба брати за температурою стінки.

У краплинних рідин із зростанням температури величина критерію Pr зменшується. Отже, для краплинних рідин при нагріванні $Pr_p/Pr_{ст} > 1$, а при охолодженні $Pr_p/Pr_{ст} < 1$. На цій підставі при проектуванні теплообмінників в розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для рідин, що нагріваються, можна приймати $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} = 1$, припускаючись невеликої похибки у бік зменшення коефіцієнта тепловіддачі, тобто у бік запасу. Для рідин, що охолоджуються, коли

$Pr_p/Pr_{ct} \geq 0,5$, з достатньою точністю можна приймати середнє значення $(Pr_p/Pr_{ct})^{0,25}$ рівне 0,93.

Для газів $Pr_p/Pr_{ct}=1$ як при нагріванні, так і при охолодженні, оскільки для газу даної атомності (при невисокому тиску) критерій Pr є величиною приблизно постійною, не залежною від температури і тиску.

Наближені значення критерію Pr для газів, що рекомендуються для розрахунків наведені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Наближені значення критерію Pr для газів, що рекомендуються для розрахунків

| | |
|--------------------------------|------|
| Одноатомні гази | 0,67 |
| Двоатомні гази | 0,72 |
| Трьохатомні гази | 0,8 |
| Чотирьох - і багатоатомні гази | 1,0 |

Тепловіддача при розвиненій турбулентній течії в прямих трубах і каналах ($Re > 10000$) розрахункова формула:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} . \quad (1.13)$$

Визначальна температура — середня температура рідини (газу), що визначає геометричний розмір l — еквівалентний діаметр $d_{екв}$:

$$d_{екв} = \frac{4f}{\Pi} \quad (1.14)$$

де f - площа поперечного перетину потоку,

Π - повний периметр поперечного перетину потоку, незалежно від того, яка частина цього периметра бере участь в теплообміні.

Для труб круглого перетину $d_{екв} = d_b$.

Значення поправочного коефіцієнта ε_l , що враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби L до її діаметру d , наведені у таблиці 1.2.

Для зігнутих труб (змійовиків) набутого за формулою (1.17) значення α помножують на коефіцієнт x , що враховує відносну кривизну змійовика;

$$\alpha_{зм} = x\alpha \quad (1.15)$$

$$x = 1 + 3,54 \frac{d}{D} \quad (1.16)$$

де d - внутрішній діаметр труби змійовика;

D - діаметр витка змійовика.

Таблиця 1.2 - Значення коефіцієнта ϵ_l

| Значення критерію Re | Відношення L/d | | | | |
|----------------------|----------------|------|------|------|------------|
| | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 і більш |
| 1104 | 1,23 | 1,13 | 1,07 | 1,03 | 1 |
| 2104 | 1,18 | 1,10 | 1,05 | 1,02 | 1 |
| 5104 | 1,13 | 1,08 | 1,04 | 1,02 | 1 |
| 1105 | 1,10 | 1,06 | 1,03 | 1,02 | 1 |
| 1106 | 1,05 | 1,03 | 1,02 | 1,01 | 1 |

Для газів розрахункова формула (1.17) спрощується, оскільки в цьому випадку $Pr_p/Pr_{ст} = 1$, а Pr залежить тільки від атомності газу:

$$Nu = C\epsilon_l Re^{0,8}. \quad (1.17)$$

Наприклад, для повітря

$$Nu = 0,018\epsilon_l Re^{0,8}. \quad (1.18)$$

Тепловіддача в прямих трубах і каналах при $(Gr \cdot Pr) < 8 \cdot 10^5$ і $Re < 10\ 000$ для вертикального або горизонтального розташування труб

а) $Re < 2300$:

$$Nu = 1,55 \varepsilon_1 \left(Pe \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}. \quad (1.19)$$

Коефіцієнт ε_1 ($\varepsilon_1 \geq 1$). Для газів $\left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)$ не враховується.

Визначальна температура

$$t_{ж.ср.} = 0,5(t_{ж.нач.} + t_{ж.кон.})$$

Формула (23) виведена при значеннях $0,00067 \leq \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)$ і $20 \leq$

$$\left(Pe \frac{d}{L} \right).$$

При значеннях $\left(Pe \frac{d}{L} \right) < 20$ величина Nu асимптотично прагне до граничного значення: $Nu \approx 3,66$

б) $2300 < Re < 10\ 000$. У цій області надійних розрахункових формул немає. Проектувати теплообмінники в цьому режимі не рекомендується.

Тепловіддача в прямих трубах і каналах при $(GrPr) > 8 \cdot 10^5$ і $Re < 10\ 000$ (табл. 4).

Що визначає $t = 0,5(t_{cm.} + t_{ж.ср.})$.

а) горизонтальне розташування труб ($Re < 3500$):

$$Nu = 0,8 \left(Pe \frac{d}{L} \right)^{0,4} (GrPr)^{0,1} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}. \quad (1.20)$$

Для газів $\frac{\mu}{\mu_{cm}}$ не враховують.

Формула (1.20) виведена при значеннях $20 < \left(Pe \frac{d}{L} \right) < 120$;

$$106 \leq (\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \leq 1,3 \cdot 10^7; 2 \leq \text{Pr} \leq 10.$$

При $\left(\text{Pe} \frac{d}{L} \right) \leq 10$ значення Nu визначають по рівнянню

$$Nu = 0,5 \left(\text{Pe} \frac{d}{L} \right) \quad (1.21)$$

б) горизонтальне розташування труб ($\text{Re} > 3500$):

$$Nu = 0,022 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n \quad (1.22)$$

де $n = 0,11$ при нагріванні, $n = 0,25$ при охолодженні.

Формули (1.21) і (1.22) виведені на підставі експериментальних даних при $(\text{GrPr}) < 13 \cdot 10^6$. Для наближених розрахунків ці формули можна застосовувати і при $(\text{GrPr}) > 13 \cdot 10^6$;

в) вертикальне розташування труб при неспівпаданні вільної і вимушеної конвекції (рух рідини у вертикальній трубі від низу до верху при охолодженні і зверху вниз при нагріванні):

$$Nu = 0,037 \text{Re}^{0,75} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n, \quad (1.23)$$

де $n = 0,11$ при нагріванні, $n = 0,25$ при охолодженні.

Формула (1.24) виведена при значеннях $250 < \text{Re} < 20\,000$; $1,5 \cdot 10^6 < (\text{GrPr}) < 12 \cdot 10^6$. Для наближених розрахунків цю формулу можна застосовувати і при $(\text{GrPr}) > 12 \cdot 10^6$.

г) Вертикальне розташування труб при збігу вільної і вимушеної конвекції (рух рідини у вертикальній трубі від низу до верху при нагріванні і зверху вниз при охолодженні). Коефіцієнти тепловіддачі при такій схемі руху теплоносіїв значно нижче за коефіцієнти тепловіддачі при горизонтальному розташуванні труб і при вертикальному розташуванні при неспівпаданні вимушеної і вільної конвекції. Тому апарати з такими напрямками руху теплоносіїв

застосовувати не рекомендується і розрахункова формула не наводиться.

Зведення розрахункових формул при $Re < 10\,000$ приведена в табл. 1.3

Таблиця 1.3 - Показчик формул для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в прямих трубах і каналах при $Re < 10\,000$

| Значення GrPr | Розташування прямих труб | Межі застосування | | Номер формули |
|------------------|---|----------------------|--|---------------|
| $< 8 \cdot 10^5$ | Будь-яке | Re < 2 300 | $20 \leq \left(Pe \frac{d}{L} \right)$ | (1.24) |
| | | | $\left(Pe \frac{d}{L} \right) < 20$ | (1.25) |
| $> 8 \cdot 10^5$ | Горизонтальне | Re < 3 500 | $20 \leq \left(Pe \frac{d}{L} \right) \leq 120$ | (1.26) |
| | | | $\left(Pe \frac{d}{L} \right) < 10$ | (1.27) |
| | | Re > 3 500 | ----- | (1.28) |
| | Вертикальне при неспівпаданні вільної і вимушеної конвекції | 250 < Re < 10 000 | ----- | (1.29) |

Тепловіддача при поперечному обтіканні пучка гладких труб.

Вид розрахункової формули залежить від величини критерію Re, При $Re < 1000$ для коридорних і шахових пучків:

$$Nu = 0,56\varepsilon_{\varphi} Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (1.30)$$

При $Re > 1000$ для коридорних пучків

$$Nu = 0,22\varepsilon_{\varphi} Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (1.31)$$

для шахових пучків:

$$Nu = 0,4\varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (1.32)$$

Визначальна температура - середня температура рідини, визначальний розмір - зовнішній діаметр труби. Розрахунок швидкості w — дивись формулу (1.35).

Коефіцієнтом ε_{φ} враховується вплив кута атаки φ (рис. 9.2). Значення ε_{φ} наведені в табл. 1.4.

Т а б л и ц я 1.4 - Коефіцієнт ε_{φ} , що враховує вплив кута атаки

| 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 |

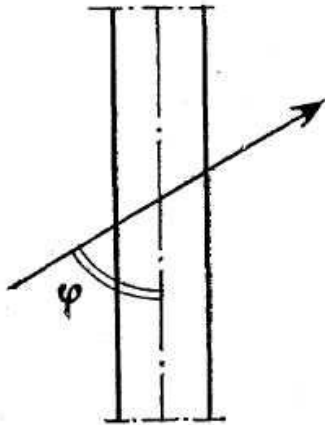


Рисунок 1.1

По формулах (1.24) — (1.26) знаходять значення коефіцієнтів тепловіддачі для третього і подальших рядів труб в пучку. При достатньо великому числі рядів ці значення приблизно можна вважати середніми для всього пучка.

Для газів формули спрощуються, оскільки $Pr_p/Pr_{ст} = 1$, а Pr залежить тільки від атомності газу. Для повітря при $Re > 1000$ і шаховому розташуванні труб:

$$Nu = 0,356\varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} \quad (1.33)$$

б) Апарати з багатохресним рухом рідини. Приклад - міжтрубний простір кожухотрубчатих теплообмінників з поперечними перегородками (рис. 1.2); перебіг рідини по В—В.

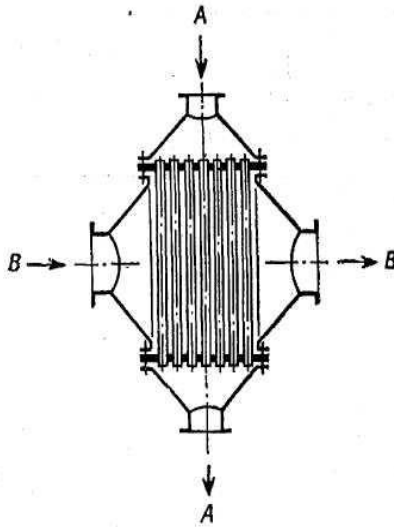


Рисунок 1.2 - Схема апарата з одоразовим рухом рідини

Стосовно кожухотрубчатих теплообмінників з поперечними перегородками у формулах (1.24) - (1.26) приймають коефіцієнт $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$, враховуючи, що теплоносій в міжтрубному просторі лише частина шляху рухається уперек труб і при вуглі атаки, меншому 90° ; крім того, він може протікати через щілини між перегородками і кожухом або трубами.

При дотриманні цієї умови для стрілки сегменту $b = 0,25D_{\text{вн}}$ відстань між перегородками l буде дорівнювати

$$l = \frac{b}{1,415\Psi}, \quad (1.34)$$

де Ψ — коефіцієнт, залежний тільки від зовнішнього діаметру d і кроку t труб:

$$\psi = \frac{1 - \left(\frac{d}{t}\right)}{1 - 0,9\left(\frac{d}{t}\right)^2}. \quad (1.35)$$

При інших співвідношеннях b і $D_{\text{вн}}$ розрахунок можна виконувати приблизно по цих же формулах.

Розрахункова швидкість потоку:

$$w = V/S_{\text{с.ж.}}, \quad (1.36)$$

де V – витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$;

$S_{\text{с.ж.}}$ – площа прохідного перетину у вирізі перегородки, м^2 .

Для стандартних теплообмінників в ГОСТах приводяться площі прохідних перетинів.

Тепловіддача при обтіканні пучка труб з поперечними ребрами.

Розрахункова формула має вигляд:

$$Nu = C \left(\frac{d}{t}\right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t}\right)^{-0,14} \text{Re}^n \text{Pr}^{0,4} \quad (1.37)$$

де d – зовнішній діаметр несучої труби, м ;

t – крок ребер, м ;

$h = (D - d)/2$ - висота ребра, м .

Для коридорних пучків: $C = 0,116$, $n = 0,72$; для шахових пучків: $C = 0,25$, $n = 0,65$.

Визначальна температура — середня температура рідини, що визначає розмір - крок ребер t .

Формула (1. 31) застосовна при значеннях $\text{Re}=3\ 000 \div 25\ 000$ і $3 < (d/t) < 4,8$.

1.1 Тепловий розрахунок теплообмінників

А. Рівняння теплового балансу теплообмінника виражає рівність теплоти, відданої гріючим теплоносієм, і теплоти, сприйнятим середовищем, що нагрівається, з урахуванням теплових втрат в навколишнє середовище коефіцієнтом η .

Для теплообмінників без зміни агрегатного стану теплоносіїв

$$Q = m_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (1.38)$$

де Q - тепловий потік, Вт;

m - масова витрата теплоносія, кг/с;

c - питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);

t' і t'' - температури теплоносія відповідно на вході і виході з теплообмінника.

При зміні агрегатного стану одного з теплоносіїв

$$Q = m_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \eta = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (1.39)$$

де h' і h'' — ентальпії теплоносія на вході і виході з теплообмінника, Дж/кг.

Для випарників, де гріюча насичена пара перетворюється при охолодженні в конденсат, а рідина, що нагрівається, входить з температурою t_2' і доводиться до стану сухої насиченої пари (без урахування втрат тепла з продувкою)

$$Q = m_1 \cdot (h_n - h_k) \cdot \eta = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2s} - t_2') + m_2 \cdot r, \quad (1.40)$$

де h' і h'' - ентальпія гріючої пари і його конденсату;

t_{2s} і r — температура насичення і теплота паротворення рідини, що нагрівається.

Для конденсаторів, де перегріта пара, охолоджуючись, переходить в стан насичення з подальшим охолодженням конденсату до температури t_2'' на виході, а рідина (наприклад, вода), що охолоджує, не міняє свого агрегатного стану

$$Q = m_1 \cdot c_{1n} \cdot (t_{1n} - t_s) + m_1 \cdot r + m_1 \cdot c_{1ж} \cdot (t_s - t_1'') = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad (1.41)$$

де C_{1n} і $C_{1ж}$ —удільні теплоємності перегрітої пари і його конденсату;
 t_{1n} і t_s — температури перегрітої пари і насичення при даному тиску;
 c_2 — питома теплоємність охолоджуючої рідини, що нагрівається в конденсаторі від t_2' до t_2'' .

Б. Рівняння теплопередачі: через плоску стінку з площею поверхні теплообміну F

$$Q = k \cdot \Delta \bar{t} \cdot F, \quad (1.42)$$

через циліндрову стінку довжиною l

$$Q = \pi \cdot k_l \cdot \Delta \bar{t} \cdot l, \quad (1.43)$$

через кульову стінку

$$Q = \pi \cdot k_{ш} \cdot \Delta \bar{t}. \quad (1.44)$$

Середній температурний напір $\Delta \bar{t}$ між двома теплоносіями по поверхні теплообміну визначається наступними способами.

Середньологарифмічний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} \quad (1.45)$$

де Δt_{δ} , Δt_M - більша і менша різниці температур двох теплоносіїв на кінцях теплообмінника;

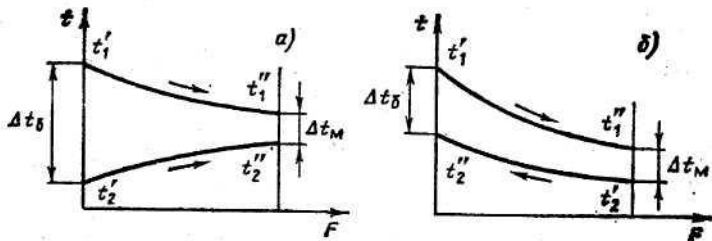


Рисунок 1.3 – Температурні графіки при прямотечії і протіччя

Середньоарифметичний напір — при малій зміні різниці температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну (при $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 2$)

$$\Delta \bar{t} = 0,5 \cdot (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}). \quad (1.46)$$

Для перехресного струму і складного руху теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \Delta \bar{t}_{np} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (1.47)$$

де $\Delta \bar{t}_{np}$ - середньологарифмічний температурний напір, визначений для протитечії;

$\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ - коефіцієнт, визначуваний з додатку залежно від параметрів P і R і схеми руху теплоносіїв; при цьому

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2}, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2} \quad (1.48)$$

В. Рівняння масової витрати теплоносія

$$m = w \rho f \quad (1.49)$$

де w - швидкість руху теплоносія, м/с;

ρ - щільність теплоносія, кг/м³;

f - площа живого перетину потоку, м².

Площа живого перетину потоку при русі теплоносія в трубах

$$f = \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2 \cdot n \quad (1.50)$$

де $d_{\text{вн}}$ і n — внутрішній діаметр труб і їх загальна кількість в теплообміннику;

z — число ходів теплоносія в теплообміннику.

При поперечному обтіканні трубних решіток

$$f=(s_i-d_n)l \quad (1.51)$$

де S_i — поперечний крок труб, в середньому можна приймати $S_1=(1,5-2,5)$;

d_{il} - зовнішній діаметр і довжина труби.

Г. Повірочний розрахунок теплообмінників здійснюється таким чином: при малій зміні різниці температур уздовж поверхні теплообміну (при $\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m} \leq 2$) в наближенні лінійного розподілу температур по довжині і при відомих величинах F , W_u , W_2 , t'_1 , t'_2 використовується формула

$$Q = \left(\frac{t'_1 - t'_2}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}} \right), \quad (1.52)$$

де W_1 і W_2 - повні масові витратні теплоємності теплоносіїв (водяні еквіваленти), Вт/К

$$W = mc_p.$$

При експоненціальній зміні температурного натиску за довжиною теплообмінника різниця температур визначається з урахуванням схеми руху теплоносіїв.

При прямооточній схемі:

для гарячого теплоносія

$$\delta t_1 = t'_1 - t''_1 = (t'_1 - t'_2) \cdot \Pi,$$

для холодного теплоносія

$$\delta t_2 = t''_2 - t'_2 = (t'_1 - t'_2) \cdot \Pi \cdot \frac{W_1}{W_2}, \quad (1.53)$$

де $\Pi = f(kF/W_1; W_1/W_2)$ визначається за графіком [1].

Кількість теплоти, що передається
при прямотечії

$$Q_{\Pi} = W_1 \cdot \delta t_1 = W_1 \cdot (t_1' - t_2') \cdot \Pi . \quad (1.54)$$

при протитечії

$$\delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2') \cdot Z ,$$

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2') \cdot Z \cdot \frac{W_1}{W_2} , \quad (1.55)$$

де $Z = \varphi(kF/W_1; W_1/W_2)$ визначається за графіком [1].

$$Q_Z = W_1 \cdot \delta t_1 = W_1 \cdot (t_1' - t_2') \cdot Z . \quad (1.56)$$

1.2 Гідромеханічний розрахунок теплообмінників

Метою розрахунку є визначення перепаду (втрати) тиску теплоносія $\Delta p = p_1 - p_2$ на ділянці між входом і виходом, який необхідний для подолання: опору тертя при русі теплоносія; місцевих опорів на шляху потоку; сил тяжіння в гравітаційному полі; інерційних сил при прискоренні по довжині каналу із-за зміни об'єму при нагріванні теплоносія.

Втрата тиску Δp шахового пучка труб при поперечному обтіканні визначається таким чином. Позначимо геометричний параметр пучка

$$A = \frac{\left(1 - \frac{d}{s_2}\right)}{\left(\frac{s_1}{d} - 1\right)} , \quad (1.57)$$

де d - зовнішній діаметр труб, м;
 s_1, s_2 - поперечний і діагональний кроки труб, м.
 Якщо $A \leq 0,53$, то втрата тиску

$$\Delta p = 1,4 \cdot (z + 1) \cdot \text{Re}_{\text{мcd}}^{-0,25} \cdot \rho \cdot \omega^2. \quad (1.58)$$

Якщо $A > 0,53$, то втрата тиску

$$\Delta p = 1,93 \cdot (z + 1) \cdot \text{Re}_{\text{мcd}}^{-0,25} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sqrt{A}, \quad (1.53)$$

де z - кількість рядів труб по потоку.

Опір коридорного пучка труб при поперечному обтіканні визначається таким чином. Позначимо геометричний параметр пучка:

$$B = \frac{s_2 - 0,8 \cdot d}{s_1 - d}, \quad (1.59)$$

де s_2 - подовжній крок труб.

Якщо $B \leq 1$, то втрата тиску

$$\Delta p = 0,265 \cdot z \cdot \text{Re}_{\text{мcd}}^m \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot B^{2,5}. \quad (1.60)$$

Якщо $B > 1$, то втрата тиску

$$\Delta p = 0,265 \cdot z \cdot \text{Re}_{\text{мcd}}^m \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot B^2. \quad (1.61)$$

Показник ступеня при Re визначається за формулою:

при $\frac{s_2}{d} \geq 1,24$

$$m = 0,88 \cdot \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0,1 \right)^{0,138},$$

При $\frac{s_2}{d} < 1,24$

$$m = 0,88 \cdot \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0,1 \right)^{0,138} \cdot \left(\frac{s_2}{1,24 \cdot d} \right) - 1. \quad (1.62)$$

У формулах (1.57), (1.58), (1.59), (1.60) ω — швидкість потоку у вузькому перетині пучка.

Потужність N , кВт, споживана двигуном насоса або вентилятора

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_n \cdot \eta_n \cdot \eta_d} = \frac{m \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_n \cdot \eta_n \cdot \eta_d \cdot \rho}, \quad (1.63)$$

де V - об'ємна, м³/с, і масова, кг/с, витрати теплоносія;

Δp - повний гідравлічний опір руху теплоносія, кПа;

ρ - щільність теплоносія, кг/м³;

η_n, η_n, η_d - ККД відповідно насоса (вентилятора).

Повний опір при русі теплоносія через теплообмінник визначається по формулі

$$\Delta p = \sum \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_{м} + \sum \Delta p_{ус}, \quad (1.64)$$

де $\Delta p_{тер}$ - втрати тиску на тертя;

$\Delta p_{м}$ - втрати тиску на місцеві опори;

$\Delta p_{пр}$ - втрати тиску при прискоренні потоку.

Втрати тиску на тертя при русі теплоносія

$$\Delta p_{тр} = \xi \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \quad (1.65)$$

де ξ - коефіцієнт опору тертя;

l - довжина каналу;

$D = 4F/\Pi$ - еквівалентний (гідравлічний) діаметр (F - площа поперечного перетину каналу, Π - периметр каналу);

ρ, w - щільність і середня швидкість теплоносія.

Коефіцієнт опору тертя ξ визначається таким чином

- при ламінарному стабілізованому режимі течії в ізотермічних умовах для гладких прямих каналів

-

$$\xi = \frac{A_0}{\text{Re}_{\text{жс}}}, \quad (1.66)$$

де для труби $A_0=64$, для каналів квадратного поперечного перетину $A_0=57$, кільцевого перетину $A_0=96$;

- при ламінарному неізотермічному режимі течії

$$\xi = \frac{A_0}{\text{Re}_{\text{жс}}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_c}{\text{Pr}_{\text{жс}}} \right)^{0,33} \cdot \left[1 + 0,22 \cdot \left(\frac{\text{Gr} \cdot \text{Pr}}{\text{Re}} \right)_{\text{жс}}^{0,15} \right], \quad (1.67)$$

- при турбулентному ізотермічному режимі течії

$$\xi_{\text{из}} = (1,82 \cdot \lg \text{Re}_{\text{жс}} - 1,64)^{-2}, \quad (1.68)$$

- при турбулентному неізотермічному режимі течії

$$\xi = \xi_{\text{из}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_c}{\text{Pr}_{\text{жс}}} \right)^{0,33}, \quad (1.69)$$

- при турбулентному режимі перебігу з урахуванням шорсткості стінок труб

$$\xi = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_g} + \frac{68}{\text{Re}_{\text{жс}}} \right)^{0,25}, \quad (1.70)$$

де d_g - внутрішній діаметр труби;

Δ - еквівалентна абсолютна шорсткість стінок труб, значення якої можна приймати: для безшовних сталевих нових труб 0,014 мм;

для зварних сталевих нових труб 0,05 мм; помірно заіржавілих труб 0,5 мм; старих іржавіючих труб 1 мм; для чавунних труб, вживаних 1 мм; для дуже старих труб $\Delta \leq 3$ мм.

Втрати тиску на місцевих гідравлічних опорах

$$\Delta p = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (1.71)$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору.

Для деяких випадків його можна визначити таким чином:

- при повороті потоку в коліні на кут α

$$\xi = \sin^2(0,5\alpha) + 2\sin^4(0,5\alpha), \quad (1.72)$$

- при раптовому розширенні потоку

$$\xi = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2, \quad (1.73)$$

де F_1 і F_2 — площі перетину каналу до і після розширення.

Коефіцієнти місцевих опорів наведені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 - Коефіцієнти місцевих опорів

| | | | | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|-----|
| F_1/F_2 | 0,01 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| ξ | 0,5 | 0,47 | 0,42 | 0,38 | 0,34 | 0,3 | 0,25 | 0,20 | 0,15 | 0,05 | 0 |

Втрати тиску від прискорення потоку газу при неізотермічній течії в каналі постійного перетину

$$\Delta p_{yc} = \rho_2 \cdot \omega_2^2 - \rho_1 \cdot \omega_1^2, \quad (1.74)$$

де індекси 1 і 2 позначають величини, визначені для вхідного і вихідного перетинів каналу.

Змійовики з круглих труб:

при $Re'_{кр} \leq Re_{ж} \leq Re''_{кр}$ коефіцієнт опору тертя

$$\text{Re}'_{кр} = 11,6 \cdot \sqrt{\frac{D}{d_{вн}}},$$

$$\text{Re}''_{кр} = 185000 \cdot \left(\frac{D}{d_{вн}} \right),$$

$$\xi_D = 21,5 \cdot \xi \cdot \text{Re}_{жс} \cdot \sqrt{\frac{d}{D}} \cdot \left(1,56 + \lg \text{Re}_{жс} \cdot \sqrt{\frac{d}{D}} \right)^{-5,73}, \quad (1.75)$$

при $\text{Re}_ж > \text{Re}''_{кр}$ коефіцієнт опору тертя

$$\xi_D = \xi \cdot \left[1 + 0,075 \cdot \text{Re}_{жс}^{0,25} \cdot \left(\sqrt{\frac{d}{D}} \right)^{0,5} \right], \quad (1.76)$$

де ξ - коефіцієнт опору тертя при турбулентному русі для прямої труби при тому ж значенні $\text{Re}_ж$.

2 ЗАДАЧІ ДЛЯ РОЗВ'ЯЗАННЯ

1. Теплоносієм з температурою на вході $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ і на виході $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ нагрівається нафта від $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $175\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити середні арифметичний і логарифмічний температурні натиски між теплоносієм і нафтою в теплообміннику для прямої, протитечної і перехресної течії.

2. Суха насичена пара з тиском $6,18 \cdot 10^5\text{ Па}$ конденсується в теплообміннику на трубах, усередині яких рухається вода, що нагрівається від $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити середньоарифметичний і середньологарифмічний температурні напори.

3. У теплообміннику гарячим мазутом нагрівається сира нафта від $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $160\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цьому мазут остиває від $280\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $190\text{ }^{\circ}\text{C}$. Знайти середні температурні натиски - арифметичний і логарифмічний $\Delta \bar{t}_d$ в теплообміннику для прямої і протитечної. У скільки разів при протитечії поверхня нагріву буде менша в порівнянні з прямою, якщо в обох випадках прийняти однаковими коефіцієнти теплопередачі до і теплові потоки Q ? На скільки відсотків зменшиться поверхня теплообміну при однакових k і Q , якщо при протитечії використовувати $\Delta \bar{t}_a$ замість $\Delta \bar{t}_d$?

4. Потрібно охолодити рідину від $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, для чого використовується вода з температурою $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Кінцева температура води $24\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити необхідну поверхню охолодження при прямої і протитечної, якщо коефіцієнт теплопередачі $1000\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і переданий тепловий потік 14 кВт .

5. Визначити поверхню нагріву рекуперативного теплообмінника при прямої і протитечної русі теплоносіїв. Теплоносієм є газ з початковою температурою $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ і кінцевою $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Необхідно нагрівати $40\,000\text{ м}^3/\text{год}$ повітря (об'єм за нормальних фізичних умов) від $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Прийняти коефіцієнт теплопередачі $20\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, теплоємність повітря постійна.

6. У прямої теплообміннику вода охолоджує рідину. Витрата води і її початкова температура $0,25\text{ кг/с}$ і $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ті ж величини для рідини відповідно $0,07\text{ кг/с}$ і $140\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коефіцієнт теплопередачі $35\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, і поверхня теплообміну 8 м^2 . Теплоємність рідини $3\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Знайти кінцеві температури води і рідини і переданий тепловий потік, якщо прийняти лінійну зміну температур теплоносіїв

по довжині теплообмінника. Визначити ефективність (ККД) охолоджувача.

7. По умові завдання 6 визначити кінцеві температури рідини і води і переданий тепловий потік, якщо прийняти експоненціальну зміну температурного натиску по довжині теплообмінника.

8. У протиточному теплообміннику охолоджується $0,5 \text{ м}^3/\text{год}$ трансформаторного масла від $95 \text{ }^\circ\text{C}$ до $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Охолоджуюча вода нагрівається від $12 \text{ }^\circ\text{C}$ до $50 \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі: з боку масла 200, з боку води $800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Товщина сталеві стінки 3 мм. Стінка покрита шарами іржі і вапна завтовшки по 0,5 мм. Визначити витрату охолоджуючої води і необхідну поверхню теплообміну.

9. Трубчастий теплообмінник має поверхню теплообміну 48 м^2 . В ньому нагрівається $85,5 \text{ т}/\text{год}$ води від $77 \text{ }^\circ\text{C}$ до $95 \text{ }^\circ\text{C}$. Гріючим середовищем є насичена водяна пара при надмірному тиску $0,43 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Знайти коефіцієнт теплопередачі.

10. У міжтрубний простір апарату А (мал.1.2) поступає газ з $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$. На виході з апарату газ має $t_2 = 430 \text{ }^\circ\text{C}$, проходить через нагрівач Н і повертається в труби апарату при $t_3 = 560 \text{ }^\circ\text{C}$. Знайти коефіцієнт теплопередачі в апараті, якщо його поверхня нагріву 360 м^2 , витрата газу $10 \text{ т}/\text{год}$, середня теплоємність газу $1,05 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, а втрати в навколишнє середовище складають 10 % теплоти, отриманої газом при нагріві в апараті. Чи можна в даних умовах здійснити в апараті прямооточну схему руху газу?

11. По сталевому змійовику з діаметром витка 0,4 м і діаметром труби $57 \times 3,5 \text{ мм}$ протікає $2 \text{ м}^3/\text{год}$ трансформаторного масла, яке охолоджується від $90 \text{ }^\circ\text{C}$ до $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Охолодження здійснюється водою, що має на вході $15 \text{ }^\circ\text{C}$ і на виході $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі для води $580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Термічний опір стінки і її забруднень прийняти рівним $0,0007 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Визначити: а) схему руху теплоносіїв; б) необхідну довжину змійовика; в) витрати охолоджуючої води.

12. Паровий калорифер виготовлений з 150 горизонтальних сталевих труб діаметром $38 \times 3 \text{ мм}$. По трубах проходить $5200 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря (об'єм за нормальних фізичних умов), яке нагрівається від 2 до $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Зовні труби обігріваються водяною парою з тиском $1,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$ і вологістю 6 %. Знайти необхідну довжину труб і витрату гріючої пари. Прийняти середню температуру стінки труб $90 \text{ }^\circ\text{C}$, пару вважати нерухомою, переохолодження конденсату не враховувати.

13. Потрібно випарувати 1600 кг/год рідини, що поступає у випарник при температурі кипіння $127\text{ }^{\circ}\text{C}$. Теплота паротворення рідини 377 кДж/кг . Нагрів відбувається водяною парою при тиску $4,76 \cdot 10^5\text{ Па}$. Визначити витрату гріючої пари, якщо він: а) сухий насичений; б) перегрітий до $250\text{ }^{\circ}\text{C}$; в) вологий насичений із ступенем сухості $x=0,8$. Водяна пара конденсується повністю, конденсат відводиться при температурі насичення, теплоємність перегрітої пари прийняти $2,14\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Для випадку а) визначити необхідну поверхню теплообміну, якщо середній коефіцієнт теплопередачі $809\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

14. Обчислити поверхню нагріву протиточного теплообмінника для передачі 8 МДж теплоти в секунду, якщо на вході газ має температуру $380\text{ }^{\circ}\text{C}$, на виході $210\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура повітря на вході $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Витрати і теплоємності газу і повітря однакові, коефіцієнт теплопередачі $90\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$. Чи можна здійснити даний нагрів повітря, якщо теплообмінник буде включений по прототочній схемі?

15. Пучок труб в теплообміннику омивається поперечним потоком трансформаторного масла і має середню температуру $\bar{t}_{ж}$. Зовнішній діаметр труб d , поперечний і подовжній кроки труб S_1 і S_2 . Перед пучком швидкість масла ω_0 . Кількість рядів труб в пучку z , кількість труб в одному ряду n . Середня температура поверхні труб \bar{t}_c . Визначити: а) якої довжини повинні бути труби, якщо тепловий потік рівний Q ? б) як зміниться середній коефіцієнт тепловіддачі пучка, якщо замість нагріву масла здійснюватиметься його охолодження? в) які будуть середній коефіцієнт тепловіддачі пучка і довжина труб, якщо в пучку почне нагріватися вода замість трансформаторного масла? Дані для вирішення узяти з таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Вихідні дані до завдання 15

| Тип пучка | Варіант | w_0 , м/с | S_1 , мм | S_2 , мм | d , мм | z | Варіант | n | $t_{ж}$ °C | t_c °C | Q , МВт |
|-------------------------------------|---------|-------------|------------|------------|----------|-----|---------|-----|------------|----------|-----------|
| Шахове розташування труб в пучку | 1 | 0,9 | 154 | 70 | 40 | 11 | а | 5 | 50 | 95 | 1,5 |
| | 2 | 1,1 | 144 | 80 | 55 | 10 | б | 9 | 55 | 95 | 1,7 |
| | 3 | 1,2 | 104 | 65 | 45 | 9 | в | 12 | 45 | 90 | 2,0 |
| | 4 | 1,0 | 156 | 65 | 40 | 8 | г | 10 | 60 | 95 | 1,6 |
| | 5 | 0,8 | 98 | 70 | 30 | 15 | д | 6 | 40 | 100 | 1,9 |
| Коридорне розташування труб в пучку | 6 | 0,7 | 80 | 70 | 50 | 9 | е | 7 | 40 | 90 | 1,8 |
| | 7 | 1,0 | 95 | 80 | 35 | 6 | ж | 10 | 60 | 100 | 1,9 |
| | 8 | 1,2 | 80 | 85 | 45 | 8 | з | 12 | 45 | 85 | 1,7 |
| | 9 | 1,1 | 100 | 72 | 48 | 10 | і | 8 | 55 | 90 | 1,6 |
| | 10 | 0,9 | 90 | 90 | 40 | 12 | к | 5 | 50 | 90 | 1,8 |

16. Трубчастий шестирядний повітрянагрівач з коридорним розташуванням труб омивається повітрям в поперечному напрямі під кутом 60° до осі труб з швидкістю перед пучком $4,87$ м/с. Діаметр труб 44×2 мм, поперечний і подовжній кроки труб 74 і 54 мм відповідно. Середня температура повітря 200 °C. Знайти середній коефіцієнт тепловіддачі для пучка. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо труби в пучку розташувати в шаховому порядку?

17. Водоповітряний нагрівач виконаний з труб діаметром 38×3 мм. Гріюче середовище - повітря з температурою на вході t'_1 і на виході t''_1 . Вода, що нагрівається, має витрату t , початкову температуру t'_2 і кінцеву t''_2 . Коефіцієнти тепловіддачі від повітря до труб α_1 від труб до води α_2 . Знайти площу поверхні нагріву апарату, якщо він виконаний по прямооточній і протиточній схемах. Врахувати забруднення поверхні труб з одного боку накипом завтовшки $0,5$ мм і з іншої — шаром масла завтовшки $0,1$ мм. Кривизною стінки труби можна нехтувати. Нагрівач втрачає в навколишнє середовище 5% теплоти, отриманою водою. Дані для вирішення узяти з таблиці.

Таблиця 2.2 - Вихідні дані до завдання 17

| Варіант | Матеріал труб | t_1' | t_1'' | t_2' | t_2'' | Варіант | τ | α_1 | α_2 |
|---------|-------------------|--------|---------|--------|---------|---------|--------|------------|------------|
| 1 | Алюміній | 350 | 250 | 30 | 200 | а | 2,0 | 30 | 2,0 |
| 2 | Титан | 380 | 200 | 40 | 150 | б | 4,0 | 40 | 3,0 |
| 3 | Латунь | 400 | 300 | 50 | 120 | в | 6,0 | 50 | 4,0 |
| 4 | Мідь | 420 | 280 | 55 | 180 | г | 8,0 | 60 | 5,0 |
| 5 | Сталь | 450 | 260 | 60 | 190 | д | 2,5 | 65 | 6,0 |
| 6 | Неіржавіюча сталь | 270 | 200 | 65 | 140 | е | 5,0 | 35 | 3,5 |
| 7 | Латунь | 360 | 220 | 70 | 170 | ж | 3,5 | 45 | 2,5 |
| 8 | Титан | 500 | 350 | 80 | 215 | з | 3,0 | 55 | 4,5 |

18. Трубчастий теплообмінник змонтований з 187 труб діаметром 18x2 мм. Кожух виконаний з труби діаметром 424x12 мм. По міжтрубному простору уздовж труб проходить 3000 м³/ч азоту під тиском 0,15 МПа при середній температурі 10 °С. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі з боку азоту.

19. Шаховий (або коридорний) пучок труб омивається поперечним потоком повітря з середньою температурою 100°С. Зовнішній діаметр труби 50 мм. Кількість рядів в пучку більше 18. Побудувати залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі від швидкості руху повітря у вузькому перетині, узявши інтервал від 5 до 20 м/с. На цьому ж графіку побудувати залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості при зовнішньому діаметрі труб, рівному 25 мм.

20. Шаховий (або коридорний) пучок із труб діаметром 80x4 мм омивається під кутом 70° до осі труб потоком димових газів наступного складу; $p_{CO_2} = 0,13$, $p_{H_2O} = 0,11$, $p_{N_2} = 0,76$. Швидкість газів при підході до пучка 10 м/с, температура на вході 1100 °С і на виході 900 °С. Пучок складається з 8 рядів труб, в кожному ряду - 8 труб, кроки труб в пучку $S_1 = S_2 = 1,5d$. Визначити: 1) середній коефіцієнт тепловіддачі для пучка; 2) тепловий потік і довжину труб, або поверхню теплообміну 45,2 м², а середня температура стінки труб 400 °С; 3) як зміниться для пучка коефіцієнт тепловіддачі, якщо кількість рядів збільшити в 3 рази? 4) як

зміниться коефіцієнт тепловіддачі пучка, якщо діаметр труб зменшити в 2 рази?

21. У протиточний поверхневий конденсатор подається 60 кг/год водяної пари при температурі 120 °С і постійному тиску 31 кПа. Пара охолоджується і конденсується, віддаючи теплоту воді, що має на вході температуру 20 °С. Конденсат виходить з конденсатора при температурі насичення. Знайти витрату води, необхідної для конденсації пари, і температуру води на виході з конденсатора, прийняти, що в конденсаторі найменша різниця температур між насиченою парою і охолоджуючою водою складає 10 °С. Визначити середньологарифмічний температурний натиск між теплоносійми і тепловий потік від пари до води.

22. По спіральному маслonaгрівачу рухається масло МК із швидкістю 2,7 м/с. Нагрівач має 15 витків діаметром 400 мм з трубки діаметром 53x1,5 мм. Середня температура масла 90 °С, стінки 100 °С. Знайти втрату тиску на тертя в спіралях нагрівача. Шорсткість стінки не враховувати.

23. Двоходовий кожухотрубний теплообмінник має 120 труб діаметром 28x2 мм і завдовжки 3 м. По трубах рухається вода із швидкістю 1,2 м/с. Вхідний і вихідний патрубки виконані діаметром 180 мм. Середня температура води 110°С, стінок труб 140 °С. Коефіцієнти місцевих опорів: при вході в патрубок і виході з нього $\xi=1,5$; при вході в труби і виході з них $\xi=1$; при повороті потоку на 180° з одного ходу в інший в камері А, де швидкість води прийняти рівній швидкості в трубках, $\xi=2,8$. Визначити опір тертя, місцеві опори і повний гідравлічний опір теплообмінника.

24. Шаховий пучок омивається поперечним потоком димового газу із швидкістю 25 м/с у вузькому перетині при середній температурі газу 700 °С. Характеристика пучка: діаметр труб 32x2 мм, поперечний крок 1,2d, подовжній крок d, кількість рядів по ходу газу 30. Визначити гідравлічний опір пучка.

25. Повітряний потік набігає на коридорний пучок під кутом 90° до осі труб із швидкістю 18 м/с у вузькому перетині. На вході повітря нагріте до 350 °С, а на виході його температура 120 °С. Пучок виготовлений з труб діаметром 26x1,5 мм з кроками $S_1=S_2=1,3d$. Знайти гідравлічний опір пучка, якщо він має 22 ряди труб. Визначити потужність установки вентилятора ККД, рівним 0,75, якщо витрата повітря 2500 кг/год.

26. Масло марки МС поступає в маслоохолоджувач з температурою $t'_{ж_1} = 70^\circ\text{C}$ і охолоджується до температури $t''_{ж_1} = 30^\circ\text{C}$.

Температура охолоджуючої води, на вході $t'_{ж_2} = 20^\circ\text{C}$.

Визначити температуру води на виході з маслоохолоджувача, якщо витрати масла і води рівні відповідно $G_1 = 1 \cdot 10^4$ кг/год і $G_2 = 2,04 \cdot 10^4$ кг/год. Втратами теплоти в навколишнє середовище нехтувати.

27. До якої температури нагріватиметься вода в маслоохолоджувачі, якщо витрати масла і води будуть однаковими: $G_1 = G_2$, а температури, такими ж, як в завданні 26?

28. Визначити значення середніх логарифмічних температурних натисків між теплоносіями в умовах завдань 26 і 27, якщо теплоносії рухаються по схемі протитечії.

29. У воздухоподогревателі повітря нагрівається від температури $t'_{ж_2} = 20^\circ\text{C}$ до $t''_{ж_2} = 210^\circ\text{C}$, а гарячі гази охолоджуються від температури $t'_{ж_1} = 410^\circ\text{C}$ до $t''_{ж_1} = 250^\circ\text{C}$.

Визначити середній логарифмічний температурний натиск між повітрям і газом для випадків руху їх по прямооточній і протиточній схемах.

30. Визначити середньологарифмічний температурний натиск для умов завдання 29, якщо повітря і газ рухаються по схемі «перехресний струм» і потік кожного теплоносія добре перемішується.

31. У трубчастому пароводяному теплообміннику суха насичена водяна пара з тиском $p = 3,5 \cdot 10^5$ Па конденсується на зовнішній поверхні труб. Вода, рухома по трубах, нагрівається від $t'_{ж_1} = 20^\circ\text{C}$ до $t''_{ж_1} = 90^\circ\text{C}$.

Визначити середньологарифмічний температурний натиск в цьому теплообміннику.

32. Визначити витрату пари в пароводяному теплообміннику, розглянутому в завданні 31, якщо витрата води складає $G_1 = 8$ т/год. Вважати, що переохолодження конденсату відсутнє.

33. Як зміняться середньологарифмічний температурний натиск і витрата пари для умов завдань 31 і 32, якщо тиск пари підвищити до $p=7 \cdot 10^5$ Па?

34. Визначити площу поверхні нагріву водяного економайзера, в якому теплоносії рухаються по протиточній схемі, якщо відомі наступні величини: температура газів на вході $t'_{ж_1}=420$ °С; витрата газів $G_1=220$ т/год; теплоємність газів $c_{p1}=1,045$ кДж/(кг·°С); температура води на вході $t'_{ж_2}=105$ °С, витрата води $G_2=120$ т/год; кількість переданої теплоти $Q=13,5$ Мвт; коефіцієнт теплопередачі від газів до води $k=79$ Вт/(м²·°С).

35. Визначити площу поверхні нагріву водяного економайзера, розглянутого в завданні 34, якщо теплоносії рухаються по прямоточній схемі.

36. У протиточний водо-водяний теплообмінник, що має площу поверхні нагріву $F=2$ м², гріюча вода поступає з температурою $t'_{ж_1}=85$ °С; її витрата $G_1=2000$ кг/год. Витрата води, що нагрівається, $G_2=1500$ кг/годі її температура на вході в теплообмінник $t'_{ж_2}=25$ °С.

Визначити кількість передаваної теплоти і кінцеві температури теплоносіїв, якщо відомо, що коефіцієнт теплопередачі від нагрітої води до холодної $k=1400$ Вт/(м²·°С).

37. Визначити площу поверхні нагріву і число секцій водо-водяного теплообмінника типу «труба в трубі». Гріюча вода рухається по внутрішній сталевій трубі [$\lambda=45$ Вт/(м·°С)] діаметром $d_2/d_1=35/32$ мм і має температуру на вході $t'_{ж_1}=95$ °С. Витрата гріючої води $G_1=2130$ кг/год. Вода, що нагрівається, рухається протитечею по кільцевому каналу між трубами і нагрівається від $t'_{ж_2}=15$ °С до $t''_{ж_2}=45$ °С. Внутрішній діаметр зовнішньої труби $D=48$ мм. Витрата води, що нагрівається $G_2=3200$ кг/год. Довжина однієї секції теплообмінника $l=1,9$ м. Втратами теплоти через зовнішню поверхню теплообмінника нехтувати.

38. У трубчастому двухходовом воздухоподогревателе парового котла повітря в кількості $G_2=21,5$ кг/с повинен нагріватися $t_{ж_2}'=30$ °С до $t_{ж_2}''=260$ °С.

Визначити необхідну площу поверхні нагріву, висоту труб в одному ході U і кількість труб, розташованих уперек і уздовж потоку повітря.

Димові гази (13% CO_2 , 11% H_2O) в кількості $G_2 = 19,6$ кг/с рухаються усередині сталевих труб ($\lambda = 46,5$ Вт/(м·°С) діаметром $d_2/d_1=53/50$ з середньою швидкістю $\omega_1 = 14$ м/с. Температура на вході у повітропідігрівач $= t_{ж_1}' = 380$ °С. Повітря рухається уперек трубного пучка з середньою швидкістю у вузькому перетині пучка м/с. Труби розташовані в шаховому порядку з кроком $S_1=S_2= 1,3d_2$.

39. Виконати тепловий розрахунок і визначити основні розміри вертикального чотириходового пароводяного трубчастого теплообмінника, призначеного для нагріву $G_1=30$ т/год води від $t_{ж_1}' = 20$ °С до $t_{ж_1}'' = 95$ °С.

Вода рухається усередині латунних трубок [$\lambda = 104,5$ Вт/(м·°С)] діаметром $d_2/d_1 = 14/12$ мм із швидкістю $w = 1,5$ м/с. Гріючим теплоносієм служить суха насичена водяна пара з тиском $p=127,5$ кПа, який конденсується на зовнішній поверхні трубок. При розрахунку теплові втрати в навколишнє середовище прийняти рівними 2% кількості підведеної теплоти.

3 ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задача №1

Повітря підігрівається у трубному просторі двоходового кожухотрубного теплообмінника з t_2' до t_2'' при середньому тиску (абсолютному) p_2 . Об'ємна витрата повітря при нормальних умовах (0°C и 760 мм рт. ст.) складає ν_0 . Загальна кількість труб — n , на один ход трубного простору — $n/2$. Діаметр труб рівен $d_3 \times \delta$. В міжтрубний простір подається насичена водяна пара під тиском (абсолютним) p_1 .

Визначити необхідну поверхню обміну і довжину трубчатки. Прийняти коефіцієнт теплопередачі рівним коефіцієнту тепловіддачі повітря.

Таблиця 3.1 - Вихідні дані до задачі №1

| Перша цифра шифра | | | | Друга цифра шифра | | | | |
|-------------------|----------------|-----------------|----------------------------|-------------------|-----|----------------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| № | t_2' , °C | t_2'' , °C | p_2 , мм рт. ст | № | n | $d_3 \times \delta$,мм | p_1 , кгс/см ² | ν_0 , м ³ /год |
| 1 | 3 | 95 | 780 | 1 | 500 | 38 x 2 | 2,5 | 8000 |
| 2 | 5 | 96 | 790 | 2 | 300 | 36 x 2 | 3 | 7800 |
| 3 | 4 | 98 | 820 | 3 | 400 | 40 x 2 | 3,5 | 7960 |
| 4 | 2 | 97 | 830 | 4 | 450 | 38 x 2 | 2 | 8330 |
| 5 | 3 | 95 | 840 | 5 | 550 | 40 x 2 | 4 | 7600 |
| 6 | 5 | 85 | 850 | 6 | 350 | 36 x 2 | 4,5 | 5550 |
| 7 | 6 | 80 | 880 | 7 | 450 | 38 x 2 | 3 | 6920 |
| 8 | 9 | 99 | 830 | 8 | 550 | 40 x 2 | 2 | 7840 |
| 9 | 4 | 89 | 820 | 9 | 500 | 36 x 2 | 3,5 | 7660 |
| 0 | 2 | 90 | 810 | 0 | 450 | 38 x 2 | 2 | 8290 |

Задача №2

Визначити коефіцієнти тепловіддачі повітря для двох випадків:

а) одноразове поперечне омивання під кутом многорядного пучка шахово розташованих труб; швидкість повітря у найбільш узькому перетені V_a ;

б) рух повітря крізь межтрубний простір (з поперечними перегородками) кожухотрубного теплообмінника; розрахункова швидкість V_6 . В обох випадках зовнішній діаметр труб d , середня температура повітря t_{cep} , тиск атмосферний.

Таблиця 3.2 - Вихідні дані до задачі №2

| Перша цифра шифра | | | | Друга цифра шифра | | |
|-------------------|-------|----|-------------|-------------------|----------------|-------------|
| № | d, мм | φ | V_a , м/с | № | t_{cep} , °C | V_6 , м/с |
| 0 | 44,5 | 90 | 12 | 0 | 200 | 12 |
| 1 | 40 | 60 | 10 | 1 | 150 | 10 |
| 2 | 35 | 30 | 15 | 2 | 130 | 8 |
| 3 | 25 | 40 | 8 | 3 | 140 | 6 |
| 4 | 50 | 50 | 9 | 4 | 165 | 14 |
| 5 | 56 | 45 | 12 | 5 | 210 | 16 |
| 6 | 47 | 35 | 16 | 6 | 190 | 18 |
| 7 | 39 | 75 | 20 | 7 | 185 | 20 |
| 8 | 48 | 80 | 17 | 8 | 170 | 22 |
| 9 | 52 | 90 | 11 | 9 | 220 | 10 |

Задача №3

Метиловий спирт (100%) нагрівається у трубному просторі одноходового кожухотрубного теплообмінника від t_2' до t_2'' °C. Протитечією в межтрубном просторі тече вода, яка охолоджується від t_1' до t_1'' °C. Теплообмінник складається з n сталевих труб діаметром 25 x 2 мм. Швидкість метилового спирта у трубах W .

Визначити необхідну поверхню теплопередачі теплообмінника та довжину трубочки, якщо прийняти коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки α_1 , загальну теплову провідність обох забруднень стінки Σ_r та середню температуру забруднень поверхні стінки до сторони спирту $t_{сер}$.

Таблиця 3.3 - Вихідні дані до задачі №3

| Перша цифра шифра | | | | |
|-------------------|------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|
| № | $t_2', ^\circ\text{C}$ | $t_2'', ^\circ\text{C}$ | $t_1', ^\circ\text{C}$ | $t_1'', ^\circ\text{C}$ |
| 1 | 20 | 45 | 100 | 40 |
| 2 | 10 | 50 | 95 | 45 |
| 3 | 15 | 60 | 110 | 50 |
| 4 | 25 | 65 | 120 | 55 |
| 5 | 20 | 40 | 90 | 35 |
| 6 | 10 | 35 | 105 | 30 |
| 7 | 15 | 40 | 110 | 30 |
| 8 | 10 | 50 | 100 | 45 |
| 9 | 20 | 55 | 115 | 50 |
| 0 | 15 | 40 | 90 | 40 |

Таблиця 3.4 - Вихідні дані до задачі №3

| Друга цифра шифра | | | | | |
|-------------------|-----|--------------------------------------|--------------------------------------|----------|---------------------------|
| № | n | $\alpha_1,$ Вт/(м ² К) | $\Sigma_r,$ Вт/(м ² К) | $w,$ м/с | $t_{сер}, ^\circ\text{C}$ |
| 1 | 120 | 800 | 1800 | 0,7 | 36 |
| 2 | 100 | 900 | 1900 | 0,8 | 25 |
| 3 | 121 | 640 | 1650 | 0,65 | 40 |
| 4 | 105 | 770 | 1450 | 0,6 | 42 |
| 5 | 130 | 850 | 1660 | 0,5 | 36 |
| 6 | 140 | 960 | 1700 | 0,7 | 38 |
| 7 | 145 | 910 | 1800 | 0,85 | 40 |
| 8 | 125 | 830 | 1690 | 0,9 | 42 |
| 9 | 130 | 920 | 1400 | 0,75 | 55 |
| 0 | 111 | 840 | 1700 | 0,75 | 38 |

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Конспект лекцій з дисципліни «Теплообмінні апарати» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Назаренко І.А., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 68 с.
2. Іванченко В.В., Барвін О.І, Штонда Ю.М. Конструювання та розрахунок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів. Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. 208 с.
3. Константінов С.М. Теплообмін: Підручник. - Київ: ВПІ ВПК "Політехніка": Інрес, 2005. - 304 с.
http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2015/Konstantinov_2005_304.pdf
4. Кулінченко В.Р., Шевченко О.Ю. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу). Підручник. Київ: Фенікс, 2014.- 920 с.
5. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств / Навчальний посібник. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. – 200 с.
6. Лабай В .Й. Тепломасообмін. Львів : Тріада Плюс, 2004. 258 с.
7. Лабай В .Й. Приклади і задачі з курсу тепломасообміну. Навчальний посібник. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2017. 228 с.
8. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В. Вінниця : ВДТУ, 2001. 110 с.
9. Погорелов А.І. Тепломасообмін (Основи теорії і розрахунку) Навчальний посібник. 2-ге видання. Львів: "Новий світ-2000", 2004. 144 с.
10. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС: Монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 169 с.