

Хмельницький національний університет

Теоретичні основи теплотехніки

Тепловий розрахунок рекуперативних теплообмінників

*Методичні вказівки до розрахункової роботи
для студентів інженерно-технічних спеціальностей*

Хмельницький 2019

УДК 536.7:621.565.9(072)

ББК 22.317

Т33

*Рекомендовано до друку
кафедрою трибології, автомобілів та матеріалознавства
Хмельницького національного університету,
протокол № 3 від 06.11.2019*

Т33 **Теоретичні** основи теплотехніки. Тепловий розрахунок рекуперативних теплообмінників : метод. вказівки до розрахункової роботи для студентів інженерно-технічних спеціальностей / уклад.: В. С. Яремчук, В. П. Свідерський. – Хмельницький : ХНУ, 2019. – 142 с.

Наведена методика теплового повіреного і конструктивного розрахунків рекуперативних теплообмінників. Описано особливості конструкції і принципи роботи різних типів рекуператорів. Наведені приклади розрахунку окремих типів теплообмінних апаратів.

Видання призначене для студентів інженерних і технологічних спеціальностей технічних університетів, які вивчають дисципліни: «Теоретичні основи теплотехніки», «Основи термодинаміки та теплопередачі», «Основи теплотехніки та тепломасопереносу» тощо.

УДК 536.7:621.565.9(072)

ББК 22.317

© Яремчук В. С., Свідерський В. П., 2019

© ХНУ, оригінал-макет, 2019

ВСТУП

Теплообмінними апаратами називають пристрої, незалежно від того, що виступає їх цільовим призначенням – нагрівання або охолодження, випаровування чи конденсація. Ці процеси відбуваються в обладнанні, призначеному для здійснення теплообміну, за необхідності нагрівання чи охолодження технологічного середовища, з метою його обробки або утилізації теплоти.

Теплообмінна апаратура становить значну частину технологічного обладнання різних галузей промисловості, підприємств агропромислового комплексу та іншого виробництва. У деяких випадках питома вага цього обладнання сягає 50 % всього технологічного устаткування (наприклад, у нафтохімічних та нафтопереробних підприємствах).

Висока ефективність роботи подібних апаратів дозволяє скоротити витрати палива та електроенергії, що використовується у тому чи іншому технологічному процесі, і суттєво впливає на його техніко-економічні показники. Тому вивченню конструкції та принципів роботи цих апаратів необхідно приділяти особливу увагу.

На сьогодні розглядають як мінімум три типи задач, пов'язаних з розрахунком і проектуванням теплообмінного обладнання:

1) вибір типового теплообмінника за каталогом, із тих, що випускає промисловість;

2) конструювання нового теплообмінного апарата, не пов'язанного обмеженнями каталогів, або створення нової серії апаратів;

3) повірочних розрахунків теплообмінника з урахуванням змін параметрів технологічного процесу – іноді у процесі роботи змінюються такі параметри, які більше відносять до конструктивних, ніж до технологічних, наприклад, зміна товщини забруднень або відкладень.

Для виконання цих робіт необхідні знання про існуючі на сьогодні варіанти конструкцій теплообмінників і їх технічних характеристик; знання методів їх теплотехнічного розрахунку; уміння користуватися довідниковою та нормативною літературою; уміння на практиці виконувати різного роду розрахунки теплообмінника.

У виданні не ставилась задача охопити всю багатогранність теплообмінних апаратів, які зустрічаються на практиці. Розглядаються

лише основні конструкції їх переважної частини – рекуперативні та укрупнена методика їхнього теплового, конструктивного і повірочного розрахунків.

Мета методичного видання – надати студенту необхідні відомості про порядок та методику виконання укрупненого теплового розрахунку саме цих теплообмінних апаратів промислових підприємств. Наведений опис сучасної методики і послідовність виконання розрахунку різних рекуперативних теплообмінників; подано основні положення розрахунку теплообмінників – секційного типу «труба в трубі», кожухотрубного та пластинчастого.

У результаті виконання таких розрахунків студент повинен:

- 1) отримати уявлення щодо фізичної сутності процесів, які відбуваються у промислових теплообмінних апаратах;
- 2) вивчити сучасне конструктивне виконання теплообмінних апаратів;
- 3) оволодіти методикою теплового повірочного та конструктивного розрахунків теплообмінних апаратів, а також отримати загальні відомості про інші види розрахунків такого обладнання;
- 4) оволодіти інженерними методами інтенсифікації теплових процесів та методами зниження теплових втрат в цьому обладнанні.

Видання призначене для студентів інженерно-технічних спеціальностей (131 «Прикладна механіка», 132 «Матеріалознавство», 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія», 274 «Автомобільний транспорт»), які виконують самостійну розрахункову роботу з навчальної дисципліни «Теоретичні основи теплотехніки».

Самостійна розрахункова робота виконується з метою:

- систематизації та закріплення отриманих студентом теоретичних знань і умінь з цієї дисципліни;
- поглиблення та розширення набутих теоретичних знань;
- формування навиків використання нормативної і правової документації та спеціальної літератури;
- розвитку пізнавальних здібностей, активності, творчої ініціативи, самостійності, відповідальності та організованості;
- формування у студента самостійності міркувань, здатності до саморозвитку, самовдосконалення і самореалізації.

Видання може бути корисним і для студентів інших спеціальностей (наприклад, 015.20 «Професійна освіта. Транспорт» при вивченні дисципліни «Основи термодинаміки і теплопередачі»), для виконання теплового розрахунку теплообмінного обладнання. Крім того, розробка може використовуватись для курсового та дипломного проектування.

1. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ: ВИДИ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

Теплообмінним апаратом називають пристрій, призначений для перенесення енергії у формі теплоти від одного, більш нагрітого теплоносія – «гарячого», до іншого – менш нагрітого, – «холодного» теплоносія. Теплообмінники як самостійні агрегати або частини інших апаратів і пристроїв широко застосовують на енергетичних, нафтохімічних, машинобудівних заводах, підприємствах агропромислового комплексу та інших виробництвах, де виконання технологічних процесів супроводжується виділенням або поглинанням теплоти.

Області застосування теплообмінників різноманітні:

- важка індустрія і машинобудування – системи відведення теплоти від робочої зони або навпаки – її підігріву, системи рекуперації теплової енергії відпрацьованих газів тощо;

- хімічна, нафтохімічна та газова промисловість – при створенні необхідних температурних умов для здійснення хімічних реакцій, фазових переходів і більш складних фізико-хімічних процесів;

- харчова промисловість та складське господарство – при створенні температурних умов, необхідних як для виробництва продукції, так і для її зберігання;

- системи опалення, гарячого водопостачання і кондиціонування повітря або води, використання у побуті, комунальному господарстві, в техніці і на виробництві.

Для вирішення задачі перенесення теплоти у теплообмінниках використовують різні середовища – рідини, гази та тверді речовини, які мають назву «теплоносій». Теплоносії, які віддають теплову енергію в теплообмінному апараті, називають *теплоагентом*, ті, що поглинають, – *холодоагентом*. Цей поділ достатньо умовний, оскільки у різних процесах один і той самий теплоносій може виконувати різні ролі.

В якості нагрівальних елементів використовують водяну пару (насичену і перегріту), гарячу воду, топкові або димові гази, високотемпературні теплоносії (перегріта вода, органічні рідини та їх пари, мінеральні масла та ін.). Для охолодження до звичайних температур (10–30 °С) як холодоагент використовують воду (річкову, озерну, артезіанську, обо-

ротну) і повітря; для охолодження до низьких температур застосовують внесення льоду, спеціальні холодильні агенти (пари низькокиплячих рідин, зріджені гази, холодильні розсоли).

Тверді теплоносії використовують у високотемпературних процесах металургії для нагрівання газів, перегріву водяної пари, парів органічних рідин, до температури 1000–2000 °С. Вони випускаються у вигляді кульок діаметром 8–12 мм або менших фракцій, виготовлених із сталі, чавуну, кремнезему, каоліну, окисів алюмінію, магнію, циркону тощо. Тверді теплоносії отримали застосування у теплообмінниках з нерухомим, падаючим або псевдокиплячим шаром.

Властивості теплоносіїв багатогранні і відіграють суттєву роль при проектуванні та організації теплотехнічного процесу. Тому при виборі необхідно враховувати їхні основні теплофізичні властивості, до яких відносять густину, теплоємність, теплопровідність, теплоту пароутворення, температури кипіння та плавлення.

Самодовільний перехід теплоти можливий тільки за напрямом від гарячого потоку до холодного, як це впливає з другого закону термодинаміки. Рухомою силою цього процесу виступає різниця температури між більш нагрітим та менш нагрітим потоків. У ході процесу гарячий потік віддає енергію, а холодний – її отримує. При перенесенні теплоти можуть відбуватися наступні елементарні процеси (рис. 1.1):

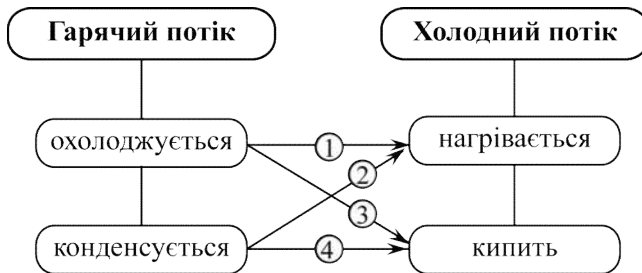


Рис. 1.1 – Можливі процеси при перенесенні теплоти

Розглянемо ці процеси більш детально, припускаючи при цьому, що всі вони є постійними, тобто параметри теплоносіїв у будь-якій точці потоку незмінні з часом.

1. Гарячий потік охолоджується, холодний нагрівається. Це може бути найбільш поширеним випадком – гарячий потік передає свою енергію холодному, який нагрівається за рахунок отриманої теплоти. У цьому процесі суттєво змінюється температура обох потоків.

2. Гарячий потік конденсується, холодний нагрівається. Такий процес пов'язаний зі зміною агрегатного стану гарячого теплоно-

сія. Конденсація – це перехід речовини з парової фази у рідинну, при якій відбувається відведення від пари прихованої теплоти фазового переходу – теплоти конденсації, яка чисельно відповідає теплоті пароутворення. Ми часто спостерігаємо кипіння рідини, але майже ніколи не бачимо процесу конденсації. Тим не менш, конденсація є невід’ємною частиною ректифікації – складного масообмінного процесу розділення гомогенних рідких сумішей, коли пара, що піднімається вгору, зріджується і стає напівфабрикатом або товарним продуктом.

Процес конденсації використовується і у паропідігрівачах. У цьому випадку гарячий потік – насичена водяна пара певного тиску, конденсується з виділенням великої кількості теплоти, а холодний потік – будь-яка рідина – при цьому нагрівається. У випадку, якщо водяна пара передає свою теплоту через стінку, що розділяє потоки, говорять про процес нагріву *глухою парю*, а якщо вона подається прямо в середовище, що нагрівається, то говорять про використання *гострої пари*, а утворений при цьому конденсат змішується з ним.

3. Гарячий потік охолоджується, холодний кипить. У ході такого процесу температура гарячого потоку знижується, а холодного, як правило, залишається постійною. Такі випадки зустрічаються рідко, прикладом може бути робота аміачного холодильника. У ньому речовина охолоджується до температури нижче температури навколишнього середовища, а рідкий аміак кипить за температури $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, відбираючи теплоту від потоку гарячої речовини. Хоча по факту вона гаряча досить умовно, оскільки її температура просто нижча температури навколишнього середовища, але оскільки вона віддає теплоту, то залишаємо за нею саме цю назву.

4. Гарячий потік конденсується, холодний кипить. До цієї групи технологічних процесів відносять кип’ятильники, що обігриваються водяною парю. Тут гарячим потоком є водяна пара підвищеного тиску, а холодним – будь-яка рідина, що кипить. Наприклад, необхідно випарувати толуол (холодний потік) за атмосферного тиску. Його температура кипіння $111\text{ }^{\circ}\text{C}$. У якості гарячого потоку використовуємо водяну пару з тиском $0,4\text{ МПа}$, який має температуру конденсації $143\text{ }^{\circ}\text{C}$. В процесі конденсації цієї водяної пари виділяється теплота, яка затрачається на випаровування толуолу.

Процеси теплообміну здійснюються в теплообмінних апаратах різних типів та конструкцій. Сурової і чіткої класифікації теплообмінників не існує. За принципом дії і способом перенесення теплоти всі теплообмінні апарати умовно розділяють на два класи – *поверхневі* та *змішувальні*. Окремим класом можуть бути апарати з внутрішніми джерелами теплоти. У вигляді загального переліку схему класифікації теплообмінників можна подати наступним чином.

1. За ознакою функціонального характеру. Ця класифікація передбачає п'ять напрямів розподілу.

1.1. Базовий принцип дії. Виступає досить зручною основою поділу. За принципом дії теплообмінники розділяють на:

– поверхневі рекуперативні, в яких теплонесучі середовища розділені деякою перегородкою – теплообмінною поверхнею, теплоносії омивають перегородку одночасно з різних боків;

– поверхневі регенеративні, в яких поверхні теплообміну омивається теплоносіями по чергово;

– контактні змішувальні, в яких теплообмін відбувається за безпосереднього контакту теплонесучих середовищ, а самі теплоносії при цьому змішуються, утворюючи розчини або суміші;

– контактні барботажні, в яких безпосередній контакт також має місце, але один теплоносії проходить через другий без змішування;

– апарати з внутрішніми джерелами теплоти (рис. 1.2).

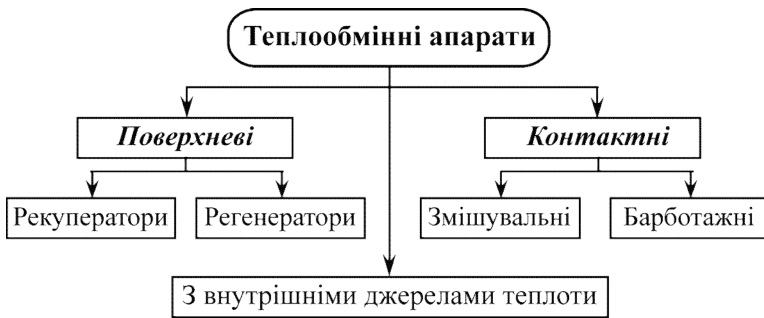


Рис. 1.2 – Схема класифікації теплообмінників за базовим принципом дії

Рекуперативні теплообмінники є найбільш поширеними. Типовими представниками є різні види кожухотрубних теплообмінників.

Рекуперативними називають такі апарати, в яких теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через суцільну стінку, яка їх розділяє. Теплообмін такого типу називають теплопередачею. У цьому випадку теплота від гарячого теплоносія до холодного передається за трьома стадіями: 1) конвективним теплообміном (а також можливим випромінюванням) від гарячого теплоносія до стінки; 2) теплопровідністю через саму стінку; 3) від стінки до холодного теплоносія конвективним теплообміном, а також якщо теплоносієм виступає нагрітий газ, то і за рахунок теплового випромінювання. Більшість цих теплообмінників працює у стаціонарному режимі. До них відносять парогенератори, підігрівники, охолодники, конденсатори тощо.

Регенеративними називають агрегати, в яких одна й та сама поверхня нагрівання по чергово, через певні проміжки часу, омивається гарячим або холодним теплоносієм. На першому етапі гарячий теплоносії нагріває поверхню теплообміну (вона носить назву – насадка), потім через неї пропускають холодний теплоносії, який відбирає акумульовану насадкою теплоту. Тривалість періодів нагрівання і охолодження насадки залежить від її конструкції та режиму роботи регенератора. Оскільки в результаті нагрівання та охолодження, температури насадки і теплоносіїв змінюються, то процес теплообміну в таких теплообмінниках є нестационарним. До регенеративних теплообмінників відносять повітропідігрівники доменних печей (каупери), а також обертові повітропідігрівники парогенераторів.

У **змішувальних** теплообмінних апаратах процес перенесення теплоти відбувається при безпосередньому контакті та частковому або повному змішуванні гарячого і холодного теплоносіїв, утворюючи при цьому розчини або суміші. У цьому випадку процес теплообміну здійснюється одночасно з процесом масообміну. Змішувальними теплообмінниками є градирні теплових електростанцій, скрубери, побутові змішувачі водомережі тощо. Ще одним підкласом таких теплообмінників є барботажні апарати. У них більш нагрітий теплоносії прокачується через масу менш нагрітого (або навпаки), не змішуючись з ним. Ці апарати характеризуються тим, що для їх виготовлення потрібно менше металу, крім того, вони забезпечують більш ефективний теплообмін.

У теплообмінних **апаратах з внутрішнім джерелом теплоти** теплова енергія генерується у самому теплообміннику із енергії іншого виду, після чого вона передається на нагрівання холодного теплоносія. У цю групу теплообмінників входять ядерні реактори, електричні водонагрівачі та інші пристрої.

1.2. Агрегатний стан теплоносіїв. За поєднанням агрегатних станів теплонесучих середовищ теплообмінники поділяють на агрегати наступних типів: «рідина–рідина», «пара–рідина», «пара–пара», «пара–газ», «газ–газ», «газ–рідина». Найбільш поширеними є теплообмінники типу «рідина–рідина» та «газ–рідина».

1.3. Динаміка зміни агрегатного стану теплоносіїв. За цією ознакою теплообмінники розділяють на апарати:

- без фазових переходів (підігрівники, охолодники);
- зі зміною агрегатного стану одного із теплоносіїв (конденсація пари або кипіння рідини – випарники, конденсатори);
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв (агрегати з підвищеною інтенсивністю теплообміну, у т.ч. виморожувачі, ректифікатори тощо).

Більш поширені теплообмінники без зміни, а також зі зміною фазового стану тільки одного теплоносія.

1.4. Організація переміщення теплоносіїв. За цією ознакою теплообмінники розділяють на апарати:

- з циркуляцією природного характеру (випарники, водогрійні та парові котли). Теплоносій рухається завдяки різниці густини;
- з вимушеною (штучною) циркуляцією (всі види рекуператорів неперервної дії, підігрівники, охолодники тощо);
- з використанням гравітаційного ефекту (конденсатори, зрощувальні теплообмінники).

Апарати з вимушеною циркуляцією є найбільш поширені.

1.5. Характер теплового режиму. Такі апарати розділяють на теплообмінники:

- зі стаціонарним (усталеним) протіканням внутрішніх теплових процесів (більшість рекуперативних апаратів неперервної дії);
- з нестаціонарними (змінними) процесами (регенератори періодичної дії та апарати, які працюють з проміжним теплоносієм).

2. За ознаками конструктивного змісту розрізняють:

2.1. Конфігурація теплообмінної поверхні. За конфігурацією форми теплообмінної поверхні апарати розділяють на дві групи – рекуператори та регенератори з різними формами поверхні. За видами поверхні теплообміну розрізняють теплообмінники з прямими трубками; з ребристими трубками; секційні типу «труба в трубі»; зі змійовиками; спіральні; пластинчасті; пластинчасто-ребристі; ламельні. У рекуперативних теплообмінниках виділяють, зокрема: кожухотрубні з лінійними трубами; з U-подібними трубами; з турбулізаторами тощо.

У регенеративних теплообмінниках ця класифікація залежить від вигляду та форми насадки, яка може представляти собою як єдину поверхню, так і сукупність окремих поверхонь. За цією ознакою виділяють апарати з гофрованою металевою стрічкою; з металевою сіткою; з перфорованих пластин; з кульок і гранул, кілець Рашінга; з брусків та блоків із матеріалів, що характеризуються підвищеною жаростійкістю, у т.ч. з мінералів тощо.

2.2. Спосіб компенсації температурних напружень (можливі деформації – видовження, зміщення тощо, які враховують, в основному, у конструкціях рекуперативних апаратів). Теплообмінники, класифіковані за цією ознакою, розділяють на три підгрупи:

1) з **компенсацією деформацій** (апарати нежорсткого типу, з ліновими компенсаторами, з плаваючою головкою, з U-подібними трубами, з сальниковим ущільненням);

2) без **компенсації** (теплообмінники жорсткого типу, пластинчасті, спіральні, «труба в трубі»);

3) з **самокомпенсацією** (працездатність забезпечується гнучкістю і піддатливістю самих елементів конструкції апарата).

2.3. Тип кожуха. Кожух обмежує теплопередавальну поверхню. За цією ознакою виділяють апарати: а) з коробчастим кожухом; б) кожухотрубні; в) кожухотрубні з компенсатором. Ці апарати, як правило, рекуперативні. Також випускають апарати, які не мають обмежувального кожуха (зрошувальні теплообмінники).

2.4. Просторова орієнтація. За цією ознакою розрізняють апарати, в яких теплообмінні поверхні вертикальні, горизонтальні, а також розміщені під деяким кутом до горизонту (похилі).

2.5. Спосіб монтажу. Передбачається розподіл на автономні, навісні та вбудовані теплообмінники.

2.6. Зовнішня обв'язка. За цією ознакою виділяють апарати: а) які не мають обладнання та обв'язки; б) покриті ізоляцією; в) обладнанні контрольно-вимірювальною апаратурою і приладами автоматики.

2.7. Кількість ходів теплоносія. Розрізняють теплообмінники дво-, три- та багатходові. Шлях, який проходить теплоносій в апараті без зміни напрямку руху, називається *ходом*. Теплообмінники, в яких будь-який теплоносій змінює свій напрям 1, 2, 3, ..., n разів, називають відповідно, дво-, три-, ..., $(n + 1)$ -ходовими апаратами, стосовно до прийнятого теплоносія або середовища.

3. За схемою течії теплоносіїв. Виділяють дві окремі класифікаційні групи:

3.1) з конкретною динамікою їх температурного режиму (передбачено такі підгрупи: а) з постійною температурою обох теплоносіїв – конденсатори-випарники; б) з постійною температурою одного теплоносія; в) зі змінною температурою обох теплоносіїв;

3.2) за напрямом їх взаємного руху (існує чотири основні схеми – прямотечія, протитечія, перехресна течія та складна схема течії).

На рис. 1.3 наведені основні схеми руху теплоносіїв.

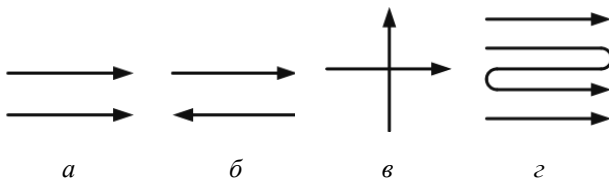


Рис. 1.3 – Основні схеми руху теплоносіїв

Якщо обидва теплоносії рухаються паралельно один до одного, в одному напрямі відносно поверхні теплообміну, то таку схему називають *прямотечією* (рис. 1.3, а), а якщо у протилежних – *протитечією* (рис. 1.3, б). Схема руху теплоносіїв є *перехреснотечійною*,

якщо вони рухаються у перпендикулярних напрямках відносно поверхні теплообміну (рис. 1.3, в). Схема руху теплоносіїв є *складною*, якщо на різних ділянках теплообміну теплоносії рухаються відносно поверхні теплообміну за різними схемами (рис. 1.3, з). За цією схемою один з теплоносіїв робить кілька ходів в апараті, омиваючи при цьому частину поверхні за схемою прямиотечії, а другу частину – відповідно до схеми протитечії або перехресної течії.

4. Залежно від конструкційного матеріалу теплообмінні апарати можуть виготовлятися:

- з *вуглецевої сталі* – для хімічно пасивних (неагресивних) середовищ, таких як нафтопродукти або забруднених середовищ, що потребують постійного обслуговування, з метою здешевлення обладнання;

- з *нержавіючої сталі* – для хімічно активних середовищ, харчової промисловості, фармацевтичної та інших, де потребується робота у широкому діапазоні робочих температур та тисків. Високолеговані нержавіючі сталі можуть працювати навіть в середовищах з концентрованими кислотами;

- з *алюмінієвих сплавів* – за необхідності досягнення конструкційної легкості;

- *спеціальних жароміцних* або холодостійких сплавів – для застосування у високотемпературній або криогенній техніці;

- з *титану* – для застосування в обладнанні з хімічно агресивними середовищами сольового складу (наприклад, морська вода);

- з *графіту* – для застосування з хімічно агресивними середовищами кислотного складу (промислове виробництво кислот).

До апаратів з поверхнею теплообміну із неметалічних матеріалів також відносять теплообмінники з емальованою поверхнею, скляні, з фторопласту і графітопласту. Ці агрегати використовують, коли теплоносієм є корозійно-активні середовища.

Незалежно від принципу дії чи іншої ознаки, теплообмінні апарати, що застосовуються у різних областях техніки, можуть мати свої специфічні назви, які визначаються технологічним призначенням і конструктивними особливостями. Але з теплотехнічної точки зору всі вони мають одне призначення – перенесення теплоти від одного теплоносія до іншого або між поверхнею твердого тіла і рухомим середовищем. Саме це і визначає ті загальні положення, що покладені в основу класифікації та розрахунку теплообмінних апаратів.

2. ОСНОВНІ ВИДИ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ

Розглянемо основні види рекуперативних теплообмінників, що отримали найбільше поширення у різних галузях промисловості.

2.1. Кожухотрубні теплообмінники

Принципова схема кожухотрубного теплообмінного апарата представлена на рис. 2.1.

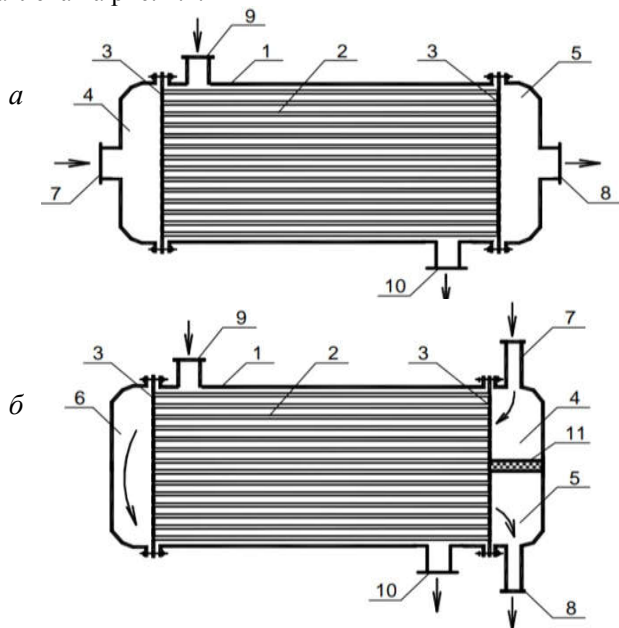


Рис. 2.1 – Принципова схема кожухотрубного теплообмінника:
а) одноходового ($Z = 1$); *б*) двоходового ($Z = 2$);
1 – кожух; 2 – трубки; 3 – трубна решітка; 4 – вхідна розподільна камера;
5 – вихідна камера; 6 – поворотна камера;
7–10 – патрубки для входу та виходу теплоносій; 11 – перегородка

Кожухотрубний теплообмінник являє собою апарат, виконаний з пучків труб 2, зібраних за допомогою трубних решіток (дощок) 3, та обмежених кожухом 1. Один теплоносій, що надходить через патрубки 7 та 8, протікає через трубки, інший теплоносій, що входить і виходить через патрубки 9 та 10, протікає в міжтрубному просторі пучка труб.

Трубки в трубних решітках розташовують або по шестикутниках (рис. 2.2, а), або по концентричних колах (рис. 2.2, б). Кожухотрубні апарати можуть встановлюватись вертикально або горизонтально.

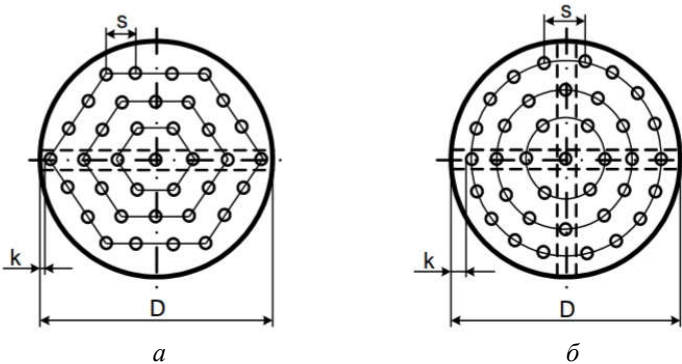


Рис. 2.2 – Розташування трубок у трубних решітках кожухотрубного теплообмінного апарата: а) шестикутне; б) у концентричних колах

Залежно від організації руху теплоносія в трубках кожухотрубні теплообмінні апарати поділяють на одноходові (див. рис. 2.1, а) та багатоходові (див. рис. 2.1, б). Багатоходові теплообмінні апарати застосовують для збільшення швидкості руху теплоносія усередині трубок. Якщо швидкість руху теплоносія в трубках менша гранично допустимого значення ($w_{pid}^{don} = 0,5 \text{ м/с}$ та $w_{gaz}^{don} = 5 \text{ м/с}$), то в цьому випадку встановлюють перегородки 11, що розділяють трубний простір на Z ходів. Швидкість руху теплоносія в трубках збільшується за рахунок зменшення площі поперечного перерізу, яким він проходить. До прикладу, на рис. 2.1, б показана схема двоходового теплообмінника ($Z = 2$). Теплоносій, розділений перегородкою 11, спочатку проходить по верхній половині трубок вліво, а потім по нижній половині – вправо.

На рис. 2.2 штриховою лінією показане розташування перегородок для двоходового $Z = 2$ (рис. 2.2, а) і чотириходового $Z = 4$ (рис. 2.2, б) кожухотрубного теплообмінного апарата. З рисунка видно, що трубки, закриті перегородками, з розрахунку необхідно виключити.

Площу поперечного перерізу для проходження теплоносія розраховують за формулами:

– у трубках

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1; \quad (2.1)$$

– у міжтрубному просторі

$$f = \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{зов}}^2}{4}, \quad (2.2)$$

де $n_1 = n/Z$ – число трубок в одному ході; n – загальна кількість трубок; Z – число ходів.

Внутрішній діаметр корпусу D визначають за формулою:

$$D = s(n_0 - 1) + d_{\text{зов}} + 2k, \quad (2.3)$$

де n_0 – число трубок по діагоналі; s – крок трубок, м; k – кільцевий зазор між крайніми трубками та корпусом, м.

Крок трубок вибирають зі співвідношення $s = (1, 3 \dots 1, 5) d_{\text{зов}}$. Кільцевий зазор між крайніми трубками та корпусом повинен бути не меншим 6 мм ($k \geq 6$ мм). Число трубок по діагоналі визначають конструкторивно. Для цього з таблиці 2.1 знаходять найближче більше значення n і на діагоналі визначають число трубок n_0 .

Таблиця 2.1 – Визначення числа трубок кожухотрубного теплообмінника

Число шестикутників або кіл	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число трубок у діагоналі	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
Розбивка за шестикутником											
Число трубок без обліку сегментів	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397
Число трубок у сегменті	–	–	–	–	–	–	3	4	5	6	7
Число трубок у всіх сегментах	–	–	–	–	–	–	18	24	30	36	42
Загалом трубок	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439
Розбивка за концентричними колами											
Число трубок на зовнішньому колі	6	12	18	25	31	37	43	50	56	60	62
Загалом трубок	7	19	37	62	93	130	173	223	279	341	410

Схему розташування трубок і перегородок креслять у масштабі на масштабнo-координатному папері. При цьому для багатоходового теплообмінника із загального числа трубок n необхідно відняти трубки, що перекриваються перегородками.

Площу поверхні теплообміну кожухотрубного теплообмінного апарата розраховують за формулою:

$$F_{\text{факт}} = \pi \cdot d^* \cdot l \cdot n. \quad (2.4)$$

Якщо коефіцієнти тепловіддачі відрізняються на порядок, то як розрахунковий діаметр d^* приймають діаметр трубки з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі α_1 та α_2 , в іншому випадку – $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{зов}})$.

Кожухотрубні теплообмінники виготовляють з площею теплообміну від 1 м² до 5000 м², з діаметром кожуха від 159 мм до 3000 мм, з довжиною трубок від 1000 мм до 9000 мм і діаметром теплообмінних трубок 20×2 мм або 25×2 мм.

Основними перевагами кожухотрубних апаратів є універсальність за призначенням (холодильники, підігрівачі рідини або газу, а також конденсатори та кип'ятильники), простота конструкції; надійність; широкий діапазон тисків і температури робочих середовищ.

Недоліком кожухотрубних теплообмінників виступає їх низький коефіцієнт уніфікації (відношення кількості вузлів і деталей, однакових для всього розмірного ряду, до загального числа вузлів і деталей в апараті), який рідко буває більшим 0,13. Тому ці теплообмінники малотехнологічні в умовах виробництва широкого ряду типорозмірів. Також, у цих апаратах наявні температурні деформації, які можуть привести до втрати міцнісних параметрів попередньо зібраної конструкції. Крім цього, у них відносно низький коефіцієнт теплопередачі.

2.2. Секційні теплообмінники типу «труба в трубі»

Принципова схема секційного теплообмінного апарата типу «труба в трубі» показана на рис. 2.3, з якого видно, що він представляє собою дві співвісні труби. Апарати цього типу збирають із окремих секцій, які з'єднані між собою послідовно та паралельно. Кожна секція складається із труби великого діаметра 1, усередині якої перебувають одна або кілька труб меншого діаметра 2.

Поєднання кількох секцій-елементів з невеликим числом труб відповідає принципу багатоходового кожухотрубного апарата, який працює за найбільш вигідною схемою – протитечійною. Секційні теплообмінники ефективні у випадку, коли теплоносії рухаються із співвісними швидкостями, без зміни агрегатного стану. Їх також до-

цільно застосовувати за високого тиску робочих середовищ. Відсутність перегородок зменшує гідравлічний опір та знижує ступінь забруднення міжтрубного простору. Але порівняно з багатоходовим кожухотрубним теплообмінником секційний апарат менш компактний і більш вартісний через збільшення кількості дорого вартісних елементів – трубних решіток, фланцевих з'єднань, компенсаторів тощо. Поверхня теплообміну однієї секції таких апаратів становить 0,75–30 м², а число трубок – від 4 до 140.

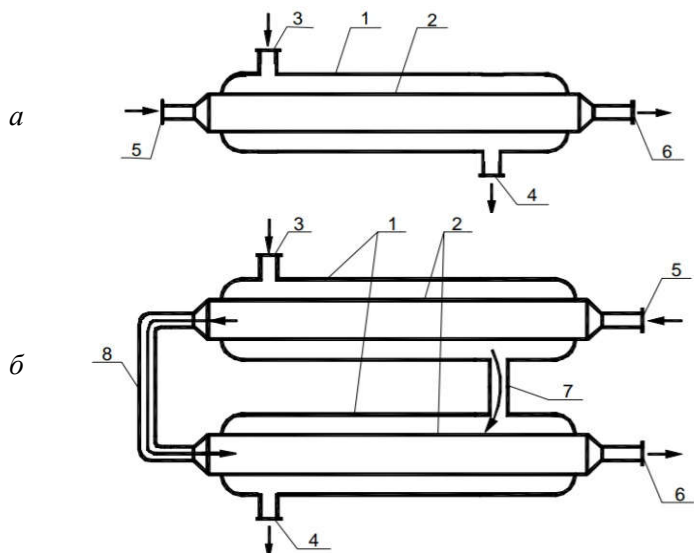


Рис. 2.3 – Схема секційного теплообмінника типу «труба в трубі»:
а) односекційний; б) двосекційний;
1 – труба кожуха, 2 – менша труба; 3–6 – патрубки для входу та виходу теплоносіїв; 7, 8 – пропускні трубопроводи

Для зручності чистки і заміни, внутрішні труби з'єднують між собою «калачами» або колінами. Двотрубні теплообмінники, що мають значну поверхню нагріву, складаються з декількох секцій, паралельно з'єднаних колекторами. Якщо одним із теплоносіїв є насичена водяна пара, то її, як правило, направляють у міжтрубний (кільцевий) простір. Такі теплообмінники часто можуть бути як рідинні, так і газорідинні. Підбором діаметрів внутрішніх та зовнішніх труб можна забезпечити обом робочим середовищам, які беруть участь у теплообміні, необхідну швидкість для досягнення високої інтенсивності теплообміну.

Один теплоносій проходить у кільцевому зазорі між великою й малою трубами, а інший – протікає по внутрішніх трубах. При цьому

теплообмін між теплоносіями відбувається теплопередачею через поверхню внутрішніх труб. Теплообмінники «труба в трубі» застосовують за невеликих витрат теплоносіїв. Поверхні теплопередачі апаратів, як правило, не більші 20 м². Прохідні перерізи теплообмінників забезпечують високі швидкості течії теплоносіїв і, як наслідок, високі коефіцієнти теплопередачі.

Теплообмінники «труба в трубі» можуть бути розбірні і нерозбірні. Нерозбірні теплообмінники – це конструкція жорсткого типу і за різниці температури теплоносіїв більше 70 °С їх не використовують.

Стандартні діаметри теплообмінної труби та труби кожуха змінюються в межах $d = 25\text{--}157$ мм і $D = 38\text{--}220$ мм, відповідно.

Секції теплообмінника «труба в трубі» зазвичай з'єднують одна з одною в єдину конструкцію. Просторова компоновка такої конструкції може бути будь-якою, іноді їх розміщують під стіною приміщення. Ці теплообмінники використовують в основному для охолодження або нагрівання робочих середовищ у системі «рідина–рідина», за відносно невеликих витрат теплоносіїв і при відсутності зміни агрегатного стану. Апарати можна застосовувати за високого тиску для рідинних та газоподібних середовищ, наприклад, у якості конденсаторів при виробництві метанолу, аміаку тощо. Порівняно з кожухотрубними теплообмінниками, апарати «труба в трубі» мають менший гідравлічний опір, і як наслідок, допускають більш високі швидкості руху теплоносіїв. Разом з тим, вони менш компактні та більш металоємні.

Залежно від схеми руху теплоносіїв, теплообмінники є прямотечієві та протитечієві. На рис. 2.3, *а* показаний напрям руху теплоносіїв за прямою течією, а на рис. 2.3, *б* – за протитечією. Площу поперечного перерізу для проходження теплоносія знаходять за формулами:

– у трубках

$$f = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1; \quad (2.5)$$

– у міжтрубному просторі

$$f = \left[\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{зов}}^2}{4} \right] n_1, \quad (2.6)$$

де n – кількість трубок усередині великої труби; n_1 – число паралельно з'єднаних секцій.

Алгоритм визначення числа паралельно та послідовно з'єднаних секцій секційного теплообмінника типу «труба в трубі» докладно описано у наступних розділах.

2.3. Пластинчасті теплообмінники

Принципова схема пластинчастого теплообмінного апарата наведена на рис. 2.4.

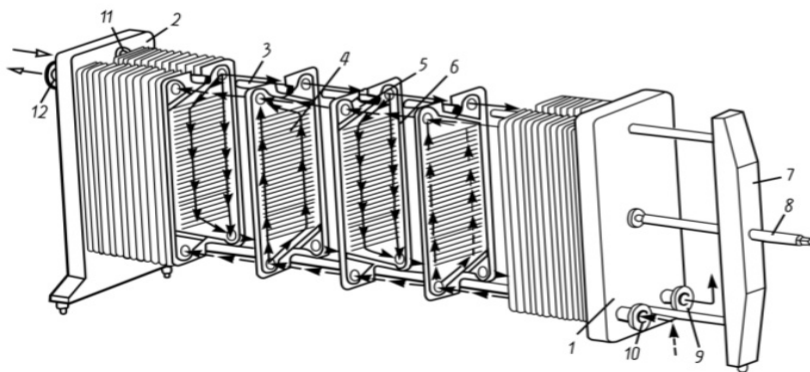


Рис. 2.4 – Принципова схема пластинчастого теплообмінника:
1 – натискна плита; 2 – нерухома плита; 3 – горизонтальна штанга;
4 – теплообмінні пластини; 5, 6 – гумові прокладки; 7 – стійка;
8 – гвинт; 9–12 – патрубки для входу і виходу теплоносія

У пластинчастого теплообмінного апарата теплообмінна поверхня утворена набором тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею. Пластинчасті теплообмінники класифікують за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення й огляду на розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварені). Найбільше поширення одержали розбірні пластинчасті теплообмінники, у яких пластини відділені одна від одної прокладками. Монтаж і демонтаж цих апаратів здійснюють досить швидко, очищення теплообмінних поверхонь не вимагає значних затрат праці. Такі теплообмінники використовують в якості як холодильників, так і конденсаторів.

Розбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 2.4) складається з ряду пластин 4, розміщених на верхній і нижній горизонтальних штангах 3. Кінці штанг закріплені в нерухомій плиті 2 і на стійці 7. Натискною плитою 1 і гвинтом 8 пластини стискуються, утворюючи теплообмінну секцію. Теплообмінні пластини мають чотири прохідних отвори, які утворюють дві ізольовані одна від одної системи каналів.

Для ущільнення пластин і каналів застосовують гумові прокладки 5 та 6. Для введення і транспортування теплоносія в апарат призначені патрубки 9–12, розташовані на нерухомій і рухомій плитах. Для зручності обслуговування всі патрубки, як правило, установлюють на нерухомій панелі.

Виготовляють пластинчасті апарати з поверхнею теплообміну до 800 м². Допустимі температури теплоносіїв від –30 °С до 180 °С, тиск – до 1,6 МПа. Робочий діапазон більш вужчий ніж у кожухотрубних теплообмінників, що пов'язано з обмеженнями із-за властивостей прокладкових матеріалів, які використовують для ущільнення пластин.

Кількість каналів для проходження гарячого теплоносія n_1 знаходять із рівняння нерозривності потоку:

$$n_1 = \frac{G_1}{w_1 \cdot f \cdot \rho_1}, \quad (2.7)$$

де w_1 – середня швидкість руху теплоносія, м/с; f – площа поперечного перерізу каналів для його проходу, м²; ρ_1 – густина теплоносія, кг/м³.

Кількість каналів для проходження холодного теплоносія приймають рівною $n_2 = n_1 - 1$.

Площа поперечного перерізу каналів теплообмінника із гладкими пластинами:

$$f = s \cdot b, \quad (2.8)$$

де s – відстань між пластинами, м; b – ширина пластини, м.

Площа поперечного перерізу каналів для проходження гарячого теплоносія: $f_1 = n_1 \cdot f$, а холодного – $f_2 = n_2 \cdot f$.

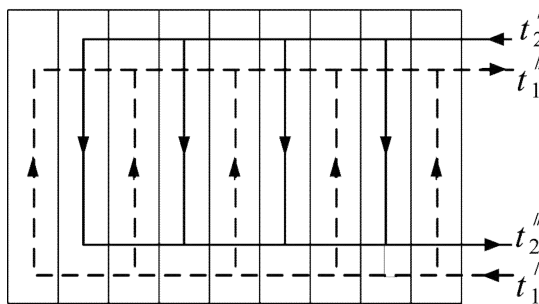


Рис. 2.5 – Компоновка пластинчатого теплообмінного апарата

Приклад компоновання пластинчатого теплообмінника показаний на рис. 2.5. За такого компоновання площа поверхні теплообміну визначається формулою:

$$F = (2n_1 - 2) \cdot b \cdot l, \quad (2.9)$$

де b – ширина пластини, м; l – висота пластини, м.

3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

В інженерних розрахунках розглядають два основних розділи теплового розрахунку теплообмінних апаратів: тепловий конструкторський та тепловий повірочний розрахунки.

Тепловий конструкторський розрахунок виконують при проектуванні нових апаратів, з метою визначення площі поверхні теплообміну, кількості переданої теплоти та матеріального балансу.

Тепловий повірочний розрахунок виконують, якщо відома конструкція теплообмінного апарата і, відповідно, площа поверхні теплообміну, а необхідно визначити кінцеві температури теплоносіїв, кількість переданої теплоти та встановити режим роботи апарата.

В обох випадках розрахунок ґрунтується на сумісному розв'язанні рівнянь *масової витрати, теплового балансу* та *теплопередачі*.

3.1. Рівняння теплового балансу

У загальному випадку рівняння теплового балансу теплообмінного апарата має вигляд:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (3.1)$$

де Q_1 – кількість теплоти, яку віддає гарячий теплоносіє, Вт;
 Q_2 – кількість теплоти, що сприймається холодним теплоносієм, Вт;
 ΔQ – теплові втрати у навколишнє середовище, Вт.

Всі ці величини приймають для певної заданої одиниці часу.

Теплові втрати ΔQ залежать від режиму роботи теплообмінного апарата, його конструкції і якості теплової ізоляції. Величину теплових втрат розраховують індивідуально для кожного теплообмінника.

У випадку нехтування тепловими втратами, рівняння (3.1) набере вигляду:

$$Q_1 = Q_2 = Q, \quad (3.2)$$

де Q – теплова потужність теплообмінного апарата, Вт.

Теплову потужність теплообмінного апарата розраховують за формулою:

$$Q = G \cdot \delta h, \quad (3.3)$$

де G – витрата теплоносія, кг/с; δh – зміна питомої ентальпії, Дж/кг. Зміна питомої ентальпії дорівнює:

– для однофазних теплоносіїв

$$\delta h = c_p \cdot \delta t; \quad (3.4)$$

– за наявності фазових переходів (кипіння або конденсація)

$$\delta h = r, \quad (3.5)$$

де c_p – питома ізобарна теплоємність, Дж/(кг·град); δt – зміна температури однофазного теплоносія; r – прихована теплота фазового переходу.

Питому теплоємність c_p знаходимо з довідникової літератури при середній температурі теплоносія $t = 0,5(t' + t'')$, а теплоту фазового переходу r – за температури насичення t_n .

Залежно від фазового стану холодного та гарячого теплоносіїв можливі наступні варіанти запису рівняння теплового балансу:

– для однофазних теплоносіїв

$$Q = G_1 \cdot c_{p1}(t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot c_{p2}(t''_2 - t'_2); \quad (3.6)$$

– за зміни агрегатного стану гарячого теплоносія (конденсація)

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot c_{p2}(t''_2 - t'_2); \quad (3.7)$$

– за зміни агрегатного стану холодного теплоносія (кипіння)

$$Q = G_1 \cdot c_{p1}(t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot r_2; \quad (3.8)$$

– за зміни агрегатного стану обох теплоносіїв

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot r_2. \quad (3.9)$$

Формули (3.6)–(3.9) наведені для сухої насиченої водяної пари. У теплообмінник водяна пара може надходити як у перегрітому, так і у вологому насиченому стані. Відмінність реального стану пари від параметрів сухої насиченої враховують при розрахунку теплового потоку фазового переходу:

– для вологої насиченої водяної пари

$$Q = G \cdot r \cdot x; \quad (3.10)$$

– для перегрітої пари

$$Q = G(r + q_{пер}), \quad (3.11)$$

де x – ступінь сухості пари; $q_{пер} = h_{пер.п.} - h_{сух.нас.п.}$ – питома теплота перегріву, Дж/кг; $h_{пер.п.}$ та $h_{сух.нас.п.}$ – відповідно, питомі ентальпії перегрітої пари та сухої насиченої водяної пари, Дж/кг.

Витрату теплоносіїв розраховують за рівнянням нерозривності потоку:

$$G = \rho \cdot \bar{w} \cdot f. \quad (3.12)$$

Густина теплоносія ρ знаходять за довідниками для середньої температури теплоносія $t = 0,5(t' + t'')$.

Площу поперечного перерізу каналу визначають за формулами:

– кругла одиночна труба з внутрішнім діаметром $d_{вн}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}; \quad (3.13)$$

– певна кількість (n) круглих труб з внутрішнім діаметром $d_{вн}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot n; \quad (3.14)$$

– кільцевий канал теплообмінника типу «труба в трубі»

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{зов}^2}{4}, \quad (3.15)$$

де D – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м; $d_{зов}$ – зовнішній діаметр внутрішньої труби, м;

– зовнішній канал при проходженні теплоносія у міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника, з числом трубок n

$$f = \frac{\pi \cdot D_{кож}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{зов}^2}{4} \cdot n, \quad (3.16)$$

де $D_{кож}$ – внутрішній діаметр кожуха, м; $d_{зов}$ – зовнішній діаметр внутрішніх трубок, м;

– канал для проходження теплоносіїв пластинчастого теплообмінника

$$f = b \cdot s, \quad (3.17)$$

де b – ширина пластини, м; s – відстань між пластинами, м.

3.2. Рівняння теплопередачі

Рівняння теплопередачі для рекуперативного теплообмінного апарата має вигляд:

$$Q = k \cdot \overline{\Delta t} \cdot F, \quad (3.18)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника, Вт; k – середній коефіцієнт теплопередачі через стінку, що розділяє теплоносії, Вт/(м² град); $\overline{\Delta t}$ – середня різниця температури (середній температурний напір), °С; F – площа поверхні теплообміну, м².

Теплову потужність теплообмінного апарата розраховують за рівнянням теплового балансу. При тепловому повірочному розрахунку площа теплообміну відома, а при конструктивному – цю площу знаходять з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (3.19)$$

З виразу видно, що для розрахунку площі поверхні теплообміну необхідно розрахувати коефіцієнт теплопередачі та середній температурний напір.

3.3. Розрахунок середнього температурного напору

Середній температурний напір (середня різниця температури) для проточної та протитечійної схем руху теплоносіїв розраховують за формулами:

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_a = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}, \quad \text{якщо } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 2; \quad (3.20)$$

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_n = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \quad \text{якщо } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} > 2, \quad (3.21)$$

де Δt_{\max} та Δt_{\min} – максимальна та мінімальна різниці температури теплоносіїв, °С; Δt_a – середньоарифметична різниця температури, °С; Δt_n – середня логарифмічна різниця температури, °С.

Температурні графіки зміни температури теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну для різних їх схем руху наведені на рис. 3.1.

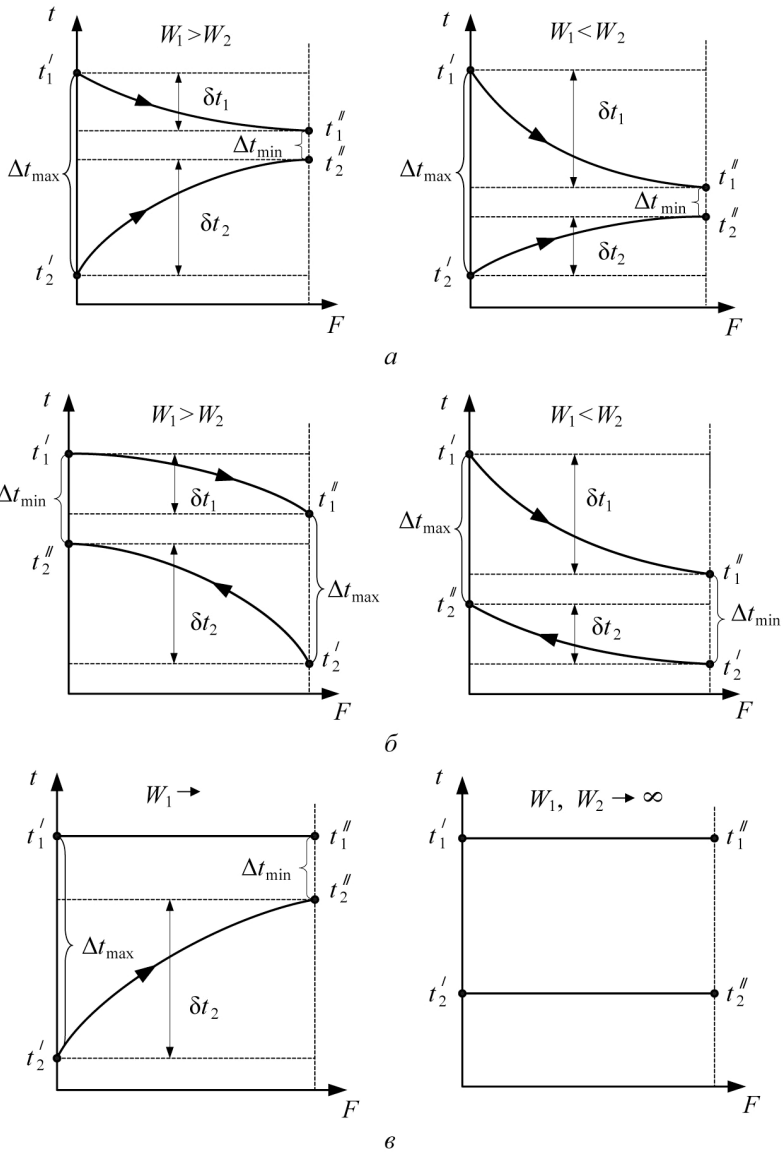


Рис. 3.1 – Зміна температури гарячого та холодного теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну:
a) прямиотечія; б) протитечія; в) при зміні агрегатного стану теплоносіїв

Для прямої течії опуклість температурних кривих спрямована завжди усередину графіка – назустріч один одному (див. рис. 3.1, а). Для протитечійної схеми руху опуклість кривих зміни температури теплоносіїв спрямована вбік більшого водяного еквівалента, тобто до сторони теплоносія з меншою зміною температури (див. рис. 3.1, б).

Для визначення середньої різниці температур при складному русі теплоносіїв будують температурний графік $t = f(F)$ для протитечії, а величину Δt , розраховану за формулами (3.20) або (3.21), множать на коефіцієнт ε_{Δ} , що враховує особливості теплообміну складного руху теплоносіїв. При цьому самостійно приймають одну зі схем перехресного або складного руху теплоносіїв, наведених у довідниках і за відповідними рисунками, визначають $\varepsilon_{\Delta} = f(P, R)$, де комплекси P та R дорівнюють, відповідно:

$$P = \frac{\delta t_2}{t'_1 - t'_2}; R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}, \quad (3.22)$$

де δt_1 та δt_2 – зміна температури гарячого і холодного теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну, °С.

Рівняння теплового балансу (3.6) для однофазних теплоносіїв можна записати у вигляді:

$$W_1 \cdot \delta t_1 = W_2 \cdot \delta t_2 \quad \text{або} \quad \frac{\delta t_2}{\delta t_1} = \frac{W_1}{W_2}, \quad (3.23)$$

де $W_1 = G_1 \cdot c_{p1}$ та $W_2 = G_2 \cdot c_{p2}$ – витратні теплоємності (водяні еквіваленти) гарячого та холодного теплоносіїв, Вт/град.

Зміна температури однофазних теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну має форму експонентного закону. При цьому, зі співвідношень (3.23) має місце обернена пропорційна залежність між водяними еквівалентами і зміною температури уздовж поверхні теплообміну:

$$\text{якщо } W_1 > W_2, \text{ то } \delta t_1 < \delta t_2; \quad (3.24)$$

$$\text{якщо } W_1 < W_2, \text{ то } \delta t_1 > \delta t_2. \quad (3.25)$$

Теплоносію з більшим водяним еквівалентом відповідає менша зміна температури уздовж поверхні теплообміну і навпаки, теплоносію з меншим водяним еквівалентом відповідає більша зміна температури уздовж поверхні теплообміну. Якщо теплоносієм є волога чи суха насичена водяна пара, то в процесі теплопередачі його температура не змінюється і відповідає температурі насичення для прийнятого тиску:

$$t'_1 = t''_1 = t_n; t'_2 = t''_2 = t_n. \quad (3.26)$$

3.4. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі через стінку круглої труби:

$$k = \frac{1}{d_{cep} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \cdot \ln \frac{d_{зов}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{зов}} \right) + R_{забр}}, \quad (3.27)$$

де d_{cep} , $d_{вн}$ та $d_{зов}$ – середній, внутрішній і зовнішній діаметри трубки, м; λ_w – теплопровідність матеріалу трубок, Вт/(м·град); $R_{забр}$ – термічний опір забруднень з двох сторін стінки (накип, сажа), м²·град/Вт.

При визначенні d_{cep} необхідно враховувати таке правило:

$$\begin{aligned} \text{якщо } \alpha_1 > \alpha_2, \text{ тоді } d_{cep} &= d_{зов}; \\ \text{якщо } \alpha_1 \approx \alpha_2, \text{ тоді } d_{cep} &= 0,5(d_{вн} + d_{зов}); \\ \text{якщо } \alpha_1 < \alpha_2, \text{ тоді } d_{cep} &= d_{вн}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт теплопередачі **тонкостінних труб**, для яких виконується умова $d_{зов}/d_{вн} < 2$, можна розраховувати за формулами теплопередачі через плоску стінку. У цьому випадку похибка розрахунку не перевищує 4 %.

Коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку розраховують за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{забр}}, \quad (3.28)$$

де δ – товщина плоскої стінки або $\delta = 0,5(d_{зов} - d_{вн})$ – товщина стінки трубки, м.

Величину термічного опору $R_{забр}$ приймають за експериментальними даними або розраховують за формулами:

– для рівняння (3.27)

$$R_{забр} \approx \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{d_{зов}}{d_{вн}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \quad (3.29)$$

– для рівняння (3.28)

$$R_{забр} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad (3.30)$$

де δ_1 та δ_2 – товщина відкладень на внутрішній та зовнішній поверхнях стінки, м; λ_1 та λ_2 – теплопровідність відкладень на внутрішній та зовнішній поверхнях стінки, Вт/(м·град).

3.5. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує швидкість перенесення теплоти теплоносієм і залежить від багатьох факторів: режиму руху, фізичних властивостей теплоносія, стану поверхні стінок теплообмінника тощо. Він є функцією багатьох змінних і отримати аналітичну залежність для його визначення досить складно. Тому, коефіцієнт тепловіддачі знаходять за емпіричними критеріальними формулами, залежно від виду теплообміну (вільна або вимушена конвекція, кипіння, конденсація), характеру течії (течія у трубах і каналах, поздовжне або поперечне обтікання трубних пучків тощо), режиму течії (ламінарна, перехідна, турбулентна), розташування поверхні нагрівання.

Алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі за допомогою критеріальних формул для однофазних теплоносіїв має наступну послідовність:

1. Визначають вид теплообміну (вільна або вимушена конвекція), об'єкт, де вона відбувається, і за літературою вибирають критеріальне рівняння, що відповідає цьому виду конвективного теплообміну.

2. Відповідно до вимог, викладених у коментарях до критеріальних рівнянь, знаходять параметри:

– визначальний розмір;

– визначальну температуру, за якою з довідкових таблиць вибирають фізичні властивості рухомого середовища (ν , λ , ρ тощо);

– для вимушеного руху – швидкість течії теплоносія. Якщо вона невідома, то її розраховують з рівняння нерозривності потоку (3.12).

3. Визначають режим течії рухомого середовища при руху:

– вимушеному – за критерієм Рейнольдса (Re);

– вільному – за критерієм Релея (Ra).

Уточнюють вид та структуру критеріальної формули, залежно від режиму руху рухомого середовища.

4. За критеріальним рівнянням знаходять число Нуссельта (Nu) – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі.

5. Використовуючи визначення критерію Нуссельта, з отриманого значення розраховують коефіцієнт конвективної тепловіддачі α :

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{R_0}, \quad (3.31)$$

де R_0 – визначальний розмір.

До критеріальних рівнянь входять величини, що залежать від температури зовнішньої і внутрішньої стінок t_{w1} та t_{w2} , які заздалегідь невідомі, тому їх розраховують методом послідовних наближень.

Алгоритм першого уточнення температури стінок t_{w1} та t_{w2}

1. Задають невідомі температури стінок t_{w1} та t_{w2} у першому наближенні:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{\overline{\Delta t}}{2} \text{ або } t_1 - 0,5\overline{\Delta t}, \quad (3.32)$$

$$t_{w2} = t_{w1} - (1 \dots 3). \quad (3.33)$$

2. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок λ_w знаходять за довідниками при середній температурі стінки $0,5(t_{w1} + t_{w2})$.

3. За критеріальними рівняннями визначають коефіцієнти тепловіддачі від гарячого та холодного теплоносіїв α_1 та α_2 , відповідно.

4. Розраховують коефіцієнт теплопередачі k через стінку теплообмінника.

5. Уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} . Для цього розраховують густину теплового потоку через стінку між середніми значеннями температури t_1 та t_2 теплоносіїв:

$$q = k(t_1 - t_2). \quad (1.34)$$

Тоді температури стінок будуть дорівнювати:

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{w1}) \Rightarrow t_{w1} = t_1 - q / \alpha_1, \quad (1.35)$$

$$q = \alpha_2(t_{w2} - t_2) \Rightarrow t_{w2} = t_2 + q / \alpha_2. \quad (1.36)$$

Якщо розходження між отриманими та заданими величинами температури стінок більше 5 %, то розрахунок повторюють з п. 2 цього алгоритму, для нових значень температури стінок t_{w1} та t_{w2} .

Алгоритм другого уточнення температури стінок t_{w1} та t_{w2}

1. У першому наближенні приймають коефіцієнт тепловіддачі α_1 та α_2 , Вт/(м²·град), використовуючи наступні рекомендації:

– нагрівання та охолодження газів	4–50;
– нагрівання та охолодження води	500–10000;
– нагрівання та охолодження мастила	50–1000;
– кипіння води	1000–45000;
– плівкова конденсація водяної пари	4000–15000.

2. Знаходять теплопровідність матеріалу стінки λ_w за довідниками при температурі стінки, яку у першому наближенні приймають рівною $0,5(t_1 + t_2)$, де t_1 та t_2 – середні температури теплоносіїв.

3. Знаходять температури стінок t_{w1} та t_{w2} із системи рівнянь:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3; \quad (3.37)$$

$$\frac{\Delta t_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta t_2}{R_{t,2}} = \frac{\Delta t_3}{R_{t,3}}, \quad (3.38)$$

де $\Delta t = t_1 - t_2$ – перепад температури між гарячим та холодним теплоносіями, °С; $\Delta t_1 = t_1 - t_{w1}$ – перепад температури між гарячим теплоносієм і стінкою, °С; $\Delta t_2 = t_{w1} - t_{w2}$ – перепад температури у стінці, °С; $\Delta t_3 = t_{w2} - t_2$ – перепад температури між стінкою і холодним теплоносієм, °С; $R_{t,1} = 1/\alpha_1$ – термічний опір тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки, (м²·град)/Вт; $R_{t,2} = \delta/\lambda_w$ – термічний опір теплопровідності стінки, (м²·град)/Вт; $R_{t,3} = 1/\alpha_2$ – термічний опір тепловіддачі від стінки до холодного теплоносія, (м²·град)/Вт; δ – товщина плоскої стінки, або $\delta = 0,5(d_{зов} - d_{вн})$ – товщина стінки труби, м.

У результаті спільного розв’язання рівнянь (3.37) та (3.38) одержують:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \cdot R_{t,1}; \quad (3.39)$$

$$t_{w2} = t_{w1} - (t_1 - t_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}}. \quad (3.40)$$

4. За критеріальними рівняннями визначають коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого α_1 і з боку холодного α_2 , теплоносіїв. Якщо розходження між отриманим і заданим значеннями коефіцієнтів тепловіддачі більше 5 %, то розрахунок повторюють, починаючи з п. 2, для нових значень α_1 та α_2 .

При виконанні конструктивного розрахунку швидкість руху теплоносіїв приймають в інтервалі 0,5–3 м/с для рідини і 5–20 м/с – для газів. Якщо необхідно одержати компактний теплообмінник, то вибирають більш високі швидкості. Якщо розміри теплообмінника не лімітовані, а експлуатаційні затрати на переміщення теплоносіїв необхідно звести до мінімуму, то вибирають швидкості на лівій межі рекомендованого інтервалу. Оптимальне значення швидкості руху теплоносіїв може бути отримане при виконанні техніко-економічного розрахунку.

При виконанні повіреночного розрахунку швидкість руху теплоносіїв знаходять з рівняння нерозривності потоку (3.12).

Наведемо критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в випадках теплообміну, що найбільш часто зустрічаються.

1. Коефіцієнт тепловіддачі для руху теплоносія в *прямих трубах* круглого перетину або в каналах некруглого перетину, без зміни агрегатного стану (щілинний канал пластинчастого теплообмінника, міжтрубний простір кожухотрубного теплообмінника без перегородок і теплообмінника типу «труба в трубі»):

– для розвинутого турбулентного руху ($Re \geq 10^4$)

$$\overline{Nu} = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (3.41)$$

де Pr та Pr_w – критерії Прандтля для визначальної температури t_0 і для температури стінки t_w .

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, у рівнянні (3.41) відповідає середній температурі теплоносія $t_0 = t = 0,5(t' + t'')$, а визначальним розміром є внутрішній діаметр трубки $R_0 = d_{en}$.

При русі теплоносія в каналах *складної форми* як визначальний розмір приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{екв}$, який дорівнює:

– для щілинного каналу пластинчастого теплообмінника

$$d_{екв} = \frac{2s \cdot b}{s + b}, \quad (3.42)$$

де b – ширина пластини, м; s – відстань між пластинами, м;

– для кільцевого каналу теплообмінника типу «труба в трубі»

$$d_{екв} = D - d_{зов}, \quad (3.43)$$

де D – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м; $d_{зов}$ – зовнішній діаметр внутрішньої труби, м;

– для зовнішнього каналу проходження теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника, з числом трубок n

$$d_{екв} = \frac{D^2 - d_{зов}^2 \cdot n}{D + d_{зов} \cdot n}, \quad (3.44)$$

де D – внутрішній діаметр кожуха, м; $d_{зов}$ – зовнішній діаметр внутрішніх трубок, м.

2. При русі теплоносія у *вигнутих трубах* (калачах, колінах, змійовиках) відбувається його додаткова турбулізація і, як наслідок, збільшення коефіцієнта тепловіддачі. Для розрахунку тепловіддачі необхідно число Нуссельта, розраховане за формулою (3.41), помножити на поправочний коефіцієнт:

$$\varepsilon_z = 1 + 1,8d_{\text{вн}} / R_z, \quad (3.45)$$

де R_z – радіус згину (вигину), м.

3. Для ламінарного руху течії ($Re \leq 2300$) можливі два випадки:

3.1) для значень числа Релея $Ra < 8 \cdot 10^5$ вплив вільної конвекції можна не враховувати і коефіцієнт тепловіддачі теплоносія, що рухається в трубах круглого перерізу, визначають з рівняння:

$$\overline{Nu} = 1,55 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_{\text{вн}}}{\ell} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (3.46)$$

де μ та μ_w – динамічний коефіцієнт в'язкості рухомого середовища при середній температурі теплоносія та при температурі стінки t_w , відповідно, Па·с.

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, у рівнянні (3.46) дорівнює середній температурі теплоносія $t_0 = 0,5(t_w + t)$, де $t = 0,5(t' + t'')$.

Визначальний розмір дорівнює внутрішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{\text{вн}}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{\text{екв}}$,

3.2) для значень числа Релея $Ra \geq 8 \cdot 10^5$ настає в'язкісно-гравітаційний режим, при якому необхідно врахувати вплив на тепловіддачу як вимушеного руху, так і вільної конвекції. Коефіцієнт тепловіддачі при в'язкісно-гравітаційному режиму течії знаходять з рівняння:

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (3.47)$$

Визначальна температура, при якій знаходять фізичні властивості середовища, у рівнянні (3.47) відповідає середній температурі теплоносія $t_0 = 0,5(t' + t'')$. Визначальний розмір дорівнює внутрішньому діаметру круглої труби $R_0 = d_{\text{вн}}$ або еквівалентному діаметру каналу $R_0 = d_{\text{екв}}$. При цьому визначальна температура для розрахунку критерію Релея дорівнює середній температурі теплоносія і стінки $t_0 = 0,5(t_w + t)$, де $t = 0,5(t' + t'')$.

4. Для перехідного режиму руху теплоносіїв ($2300 < Re < 10^4$) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою:

$$\overline{Nu} = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (3.48)$$

де комплекс K_0 вибирають з таблиці 3.1 залежно від числа Рейнольдса.

Таблиця 3.1 – Залежність комплексу K_0 від числа Рейнольдса

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

5. При *плівковій конденсації насиченої пари* і ламінарному стіканні конденсованої плівки під дією сили тяжіння, коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою:

$$\bar{\alpha} = a \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{nl}^2 \cdot \lambda_{nl}^3}{\mu_{nl} \cdot (t_n - t_w) \cdot b}}, \quad (3.49)$$

де коефіцієнти $a = 0,728$, $b = d_{зоб}$ – для горизонтальної трубки; $a = 0,943$, $b = H$ – для вертикальної поверхні (тут H – висота вертикальної поверхні або довжина вертикальної труби, м).

Для горизонтальної труби ламінарний режим течії плівки може бути, якщо виконується умова:

$$d_{зоб} < 20 \left(\frac{\sigma_{nl}}{g \cdot \rho_{nl}} \right)^{0,5}, \quad (3.50)$$

де σ_{nl} – коефіцієнт поверхневого натягу плівки конденсату, Н/м. Фізичні властивості конденсату знаходять за температури насичення t_n .

Формули для розрахунку локальних коефіцієнтів тепловіддачі, тепловіддачі за *хвильової* та *турбулентної течії* плівки, а також товщини конденсатної плівки наведені в довідниковій літературі.

6. При *бульбашковому кипінні у великому об'ємі*, в умовах природної конвекції (на зовнішній поверхні пучків труб) коефіцієнт тепловіддачі визначають за формулами:

$$\alpha = 38,7 \Delta t^{2,33} \cdot p_n^{0,5}, \quad (3.51)$$

$$\alpha = 3,0 q^{0,7} \cdot p_n^{0,15}, \quad (3.52)$$

де p_n – тиск насичення, бар; q – густина теплового потоку, Вт/м²; $\Delta t = t_w - t_n$ – перегрів рідини у приграничному шарі.

7. При *бульбашковому кипінні в трубах і каналах*, в умовах вільного або вимушеного руху, розрахунок коефіцієнта тепловіддачі виконують за наступним алгоритмом:

1) знаходять коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі ($\alpha_{кин}$) за формулами (3.51) або (3.52);

2) розраховують коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній турбулентній течії в трубах і каналах α_w за критеріальним рівнянням (3.41). При цьому за визначальну температуру необхідно прийняти температуру насичення t_n для заданого тиску;

3) розраховують відношення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні та вимушеному русі $\alpha_{кин}/\alpha_w$, і якщо:

$$- \alpha_{кин}/\alpha_w > 2, \text{ тоді } \alpha = \alpha_{кин};$$

$$- \alpha_{кин}/\alpha_w < 0,5, \text{ тоді } \alpha = \alpha_w;$$

$$- 0,5 < \alpha_{кин}/\alpha_w < 2, \text{ тоді } \alpha = \alpha_w \varepsilon_{кин};$$

$$\text{де } \varepsilon_{кин} = \frac{4\alpha_w + \alpha_{кин}}{5\alpha_w - \alpha_{кин}} - \text{поправочний коефіцієнт на тепловіддачу при кипінні.}$$

8. Якщо теплоносієм є *випромінюючий газ*, то в цьому випадку теплообмін між газом і стінкою відбувається шляхом конвективного та променистого теплообміну. Тоді коефіцієнт тепловіддачі знаходять за виразом:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{випр.}, \quad (3.53)$$

де α_k – коефіцієнт конвективної тепловіддачі, Вт/(м²·град); $\alpha_{випр.}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·град).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховують за виразом:

$$\alpha_{випр.} = \frac{q_{випр.}}{t_g - t_w}, \quad (3.54)$$

де $q_{випр.}$ – густина теплового потоку, що передається випромінюванням, Вт/м²; t_g – температура газу, °С.

Густину променевого теплового потоку знаходять за формулою Нуссельта:

$$q_{випр.} = \varepsilon_{пр} \cdot \sigma_0 (T_g^4 - T_w^4) \cdot f, \quad (3.55)$$

де $\varepsilon_{пр}$ – приведений ступінь чорноти; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постійна Стефана–Больцмана; T_g та T_w – температури газу і стінки, К.

Приведений ступінь чорноти розраховують за формулою:

$$\epsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1}, \quad (3.56)$$

де ϵ_2 та ϵ_w – ступінь чорноти газу і поверхні, відповідно.

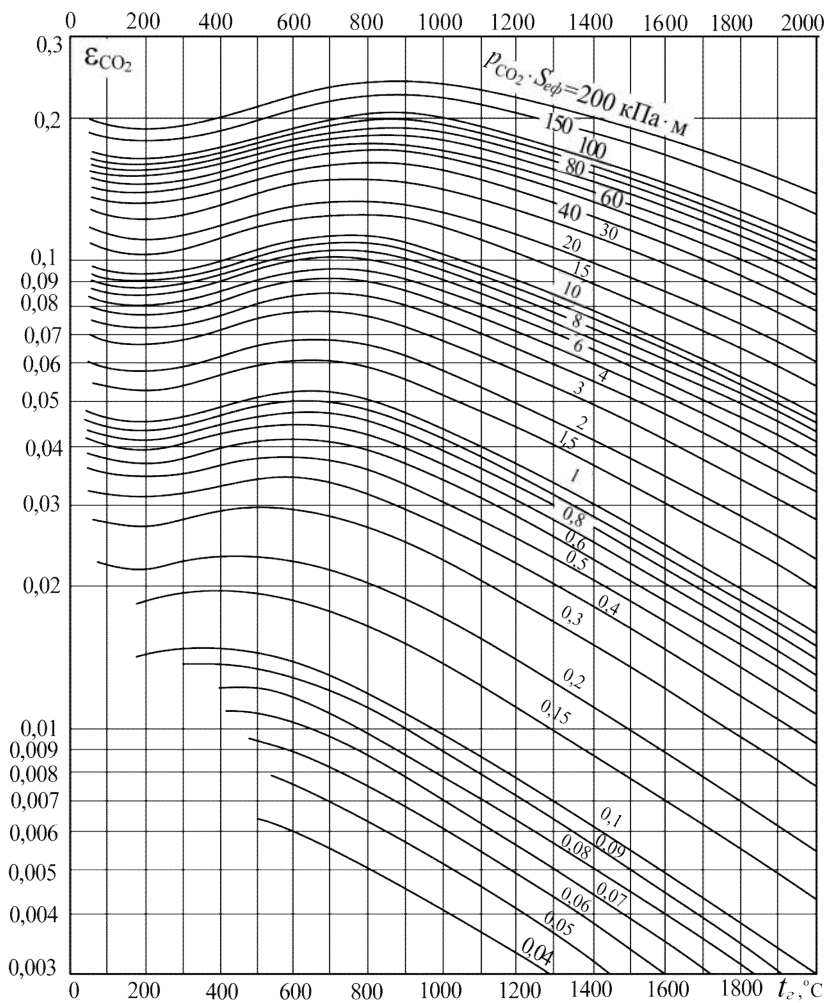


Рис. 3.2 – Ступінь чорноти двоокису вуглецю $\epsilon_{CO_2} = f_1(p_{CO_2} \cdot S_{ef}; t_2)$

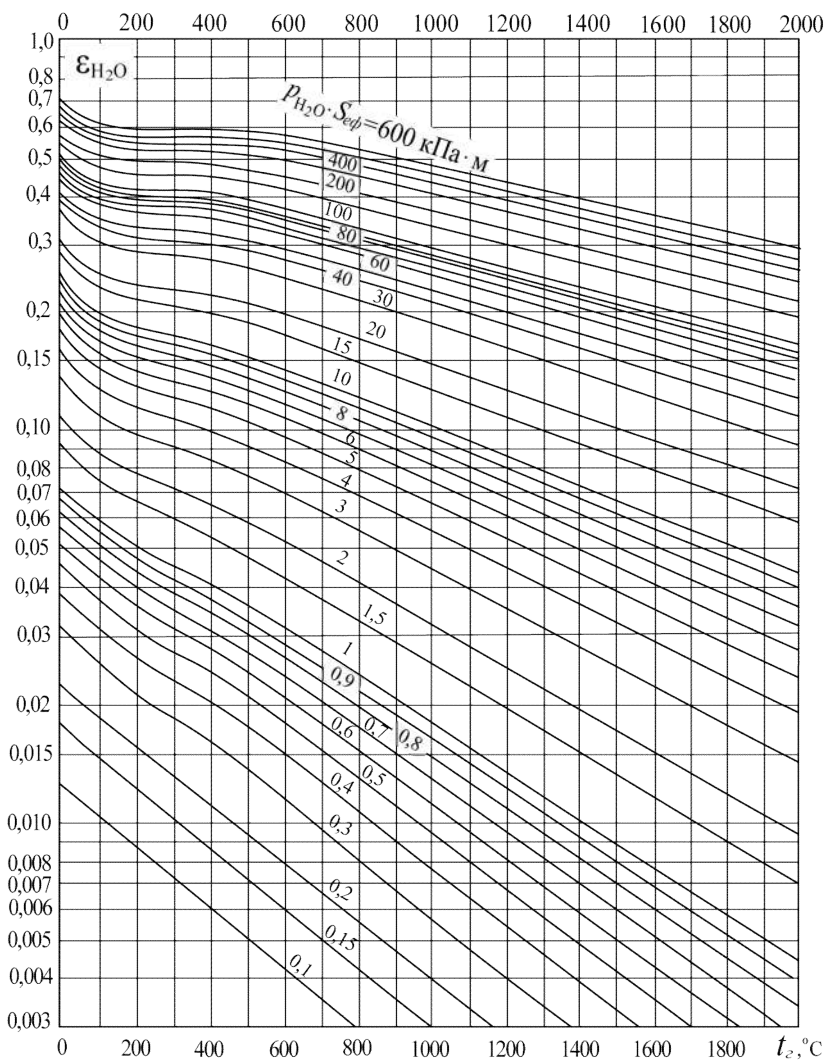


Рис. 3.3 – Ступінь чорноти водяної пари $\epsilon_{H_2O} = f_2(p_{H_2O} \cdot S_{эф}; t_2)$

Ступінь чорноти газу залежить від його складу, температури та об'єму, що він займає. Для продуктів згоряння енергетичного палива ступінь чорноти газу розраховують за формулою:

$$\epsilon_z = \epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}, \quad (3.57)$$

де $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ – ступінь чорноти вуглекислого газу; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}^*$ – ступінь чорноти водяної пари; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}^*$ – умовний ступінь чорноти водяної пари; β – поправочний коефіцієнт, що враховує особливості випромінювання водяної пари.

Ступінь чорноти цих газів визначають за номограмами (див. рис. 3.2–3.3), на яких графічно зображена залежність:

$$\varepsilon_{e,i} = f(p_i \cdot S_{ef}; t_e),$$

де p_i – парціальний тиск i -го газу, кПа; t_e – температура газу, °С; S_{ef} – ефективна довжина шляху променя, м

Для об'єму газу довільної форми ефективну довжину шляху променя розраховують за формулою:

$$S_{ef} = 3,6 \frac{V_e}{F_e}, \quad (3.58)$$

де V_e – об'єм, який займає газ, м³; F_e – площа обмежувальної оболонки, у якій знаходиться газ, м².

Поправочний коефіцієнт як функцію $\beta = f(p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S_{ef}; p_{\text{H}_2\text{O}})$ знаходять за номограмою (рис. 3.4).

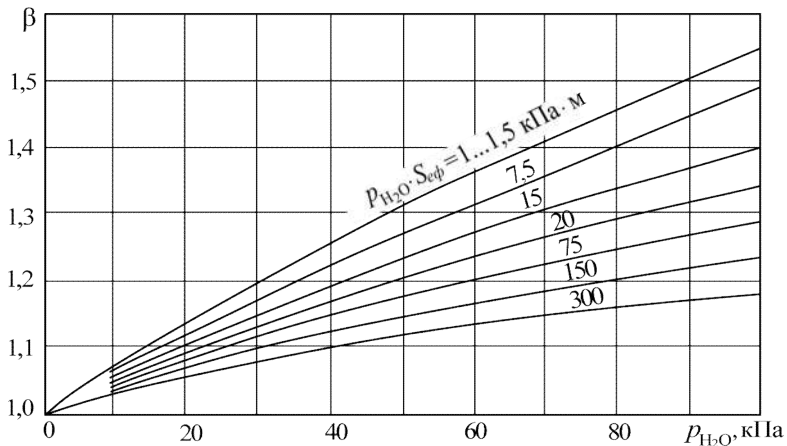


Рис. 3.4 – Поправочний коефіцієнт впливу парціального тиску для водяної пари

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від значної кількості змінних величин – густини, в'язкості, теплоємності, теплопровідності, швид-

кості руху потоку, його геометрії та режиму руху. Це утруднює аналітичне визначення його числового значення. Тому використовують критеріальні рівняння, в яких множина цих параметрів замінена безрозмірними комплексам (критеріями), складеними з цих параметрів, що дозволяє суттєво зменшити кількість змінних. В нашому випадку множина всіх цих змінних замінена всього п'ятьма критеріями.

Перший з них – це критерій Рейнольдса (Re), чисельне значення якого визначає гідродинамічну обстановку в потоці теплоносія:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}$$

Другий критерій враховує вплив теплофізичних властивостей теплоносіїв на тепловіддачу і називається критерієм Прандтля (Pr):

$$\text{Pr} = \frac{c \cdot \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a_T}$$

Третій критерій включає в себе коефіцієнт тепловіддачі, який, власне, ми і розраховуємо – критерій Нуссельта (Nu), що є безрозмірним коефіцієнтом тепловіддачі:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\text{екв}}}{\lambda}$$

Четвертий критерій – Грасгофа (Gr) – характеризує теплообмін при вільній конвекції у полі тяжіння і є мірою співвідношення між архімедовою (виштовхувальною) силою і силами в'язкості:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot d_{\text{екв}}^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t$$

Останній, п'ятий критерій – Релея (Ra) – складний критерій, який відповідає добутку критеріїв Грасгофа та Прандтля і визначає поведінку рідинного теплоносія під впливом градієнта температури:

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{g \cdot d_{\text{екв}}^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a_T}$$

У цих формулах: w – середня швидкість теплоносія, м/с; $d_{\text{екв}}$ – визначальний розмір, м; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с; a_T – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·град; λ – коефіцієнт теплопровідності; $g = 9,81$ м²/с – прискорення вільного падіння; Δt – середній температурний напір – різниця між температурами теплоносія та стінки, град⁻¹.

4. ВИДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Розрізняють два основних види теплового розрахунку теплообмінних апаратів: 1) тепловий повірочний; 2) тепловий конструктивний.

Метою *теплого повірочного розрахунку* є визначення теплової потужності апарата (теплого потоку, переданого в теплообміннику) і температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата. Тип теплообмінного апарата й схема руху теплоносіїв відомі. Також задані фізичні властивості теплоносіїв, їхні витрати, температури на вході, площа поверхні теплообміну. Повірочний розрахунок, як правило, проводять для перевірки відповідності фактичних характеристик теплообмінника нормативним.

Основне завдання *теплого конструктивного розрахунку* полягає у визначенні площі поверхні теплообміну, необхідної для забезпечення встановлених параметрів теплоносіїв. При цьому тип теплообмінного апарата та схема руху теплоносіїв можуть бути задані або прийняті виконавцем проекту. У розрахунку можуть бути задані фізичні властивості теплоносіїв, їхні витрати, початкові температури, а також температура одного з теплоносіїв на виході з теплообмінника або теплової потужності апарата. У ході розрахунку визначають площу поверхні теплообміну, невідому температуру на виході та теплову потужність теплообмінника. Тепловий конструктивний розрахунок проводять одночасно з компоновальним, гідравлічним, механічним та техніко-економічними розрахунками.

У ході *компоувального розрахунку* визначають основні співвідношення між площею поверхні теплообміну та геометричними розмірами апарата.

При виконанні *гідравлічного розрахунку* знаходять гідравлічний опір при транспортуванні теплоносія у теплообмінному апараті і вибирають відповідне устаткування для його перекачування.

Механічний розрахунок проводять для оцінки міцності, жорсткості елементів теплообмінника, надійності їх з'єднань при дії статичних (від тиску) та динамічних (від вібрацій) навантажень на всіх передбачуваних режимах роботи.

За *техніко-економічним розрахунком* визначають затрати на виготовлення та експлуатацію теплообмінного апарата. Важливим етапом цього розрахунку є оптимізація конструктивних і режимних характеристик теплообмінника за заданим критерієм оптимальності.

Всі перераховані види розрахунків поєднує в собі загальний *проектний розрахунок*.

Завдання для самостійної роботи потребує виконання теплового повірочного або теплового конструктивного розрахунків.

4.1. Тепловий повірочний розрахунок

Тепловий повірочний розрахунок виконують для конкретного теплообмінника, конструктивні розміри якого, а отже, і площа поверхні теплообміну відома ($F_{факт}$). Також задані витрати теплоносіїв (G_1, G_2). Потрібно визначити температури теплоносіїв на виході з теплообмінника (t_1'', t_2'') і теплову потужність апарата (Q).

Алгоритм виконання теплового повірочного розрахунку передбачає наступні етапи:

1. Задають невідому за умовою температуру на виході з теплообмінника (t_1'' або t_2'') в інтервалі $t_2'' \dots t_1''$.

2. З рівняння теплового балансу знаходять теплову потужність апарата та невідому температуру теплоносія на виході з теплообмінника.

3. Будують графік зміни температури теплоносіїв уздовж поверхні нагрівання $t = f(F)$ і розраховують середню різницю температури теплоносіїв Δt .

4. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

5. Знаходять площу поверхні теплообміну $F_{розрах.}$ з рівняння теплопередачі.

6. Порівнюють між собою $F_{факт.}$ та $F_{розрах.}$.

Якщо $\Delta = \frac{|F_{розрах.} - F_{факт.}|}{F_{факт.}} < 5\%$, розрахунок закінчують, в іншому

випадку обчислення повторюють, починаючи з п. 1, прийнявши нове значення, заданої в п. 1 температури на виході, для одного з теплоносіїв.

Розглянутий алгоритм може бути реалізований шляхом виконання досить великої кількості послідовних наближень. Число ітерацій при розрахунку температур теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата можна скоротити, використовуючи поняття *ефективності теплообмінного апарата*.

Під **ефективністю** теплообмінного апарата розуміють відношення кількості теплоти, переданої ним, до кількості теплоти, відданої в апараті з нескінченно великою поверхнею теплообміну, який працює за протитечійною схемою, з тими самими параметрами на вході.

Без врахування теплових втрат у теплообміннику ($Q_1 = Q_2$) ефективність дорівнює:

$$E = \frac{Q_1}{Q_{\max}} = \frac{Q_2}{Q_{\max}}, \quad (4.1)$$

де $Q_1 = G_1 \cdot c_{p,1}(t_1'' - t_1')$ – теплота (тепловий потік), що віддається гарячим теплоносієм; $Q_2 = G_2 \cdot c_{p,2}(t_2'' - t_2')$ – теплота, що одержує холодний теплоносій; $Q_{\max} = W_{\min} \cdot \delta t_{\max} = W_{\min} (t_1' - t_2')$ – максимальна кількість теплоти, яку можна передати в протитечійному теплообміннику з нескінченно великою поверхнею теплообміну; W_{\min} – мінімальна витратна теплоємність (водяний еквівалент), Вт/град.

У такому ідеальному теплообмінному апараті за умови, що $W_1 > W_2$ (рис. 4.1, а) температура холодного теплоносія на виході стає рівною температурі гарячого теплоносія на вході, або при $W_2 > W_1$ (рис. 4.1, б) температура гарячого теплоносія на виході набуває значення температури холодного теплоносія на вході. Тому максимальна різниця температури дорівнює $\delta t_{\max} = t_1' - t_2'$.

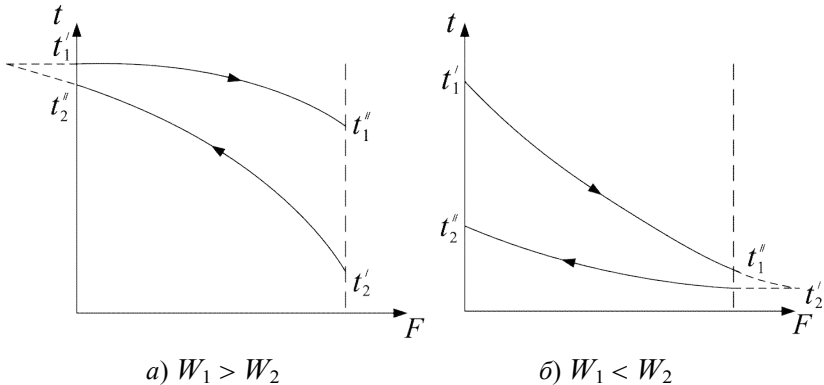


Рис. 4.1 – Розрахунок максимальної різниці температури ідеального протитечійного теплообмінника

З урахуванням виразів для розрахунку Q_1 , Q_2 та Q_{\max} , формула (4.1) набуде вигляду:

– для гарячого теплоносія

$$E = \frac{G_1 \cdot c_{p,1}(t_1' - t_1'')}{W_{\min}(t_1' - t_2')}; \quad (4.2)$$

– для холодного теплоносія

$$E = \frac{G_2 \cdot c_{p,2}(t_2'' - t_2')}{W_{\min}(t_1' - t_2')}. \quad (4.3)$$

Використовуючи формули (4.2) і (4.3) можна розрахувати температури обох теплоносіїв на виході з теплообмінника, попередньо визначивши його ефективність.

Ефективність теплообмінного апарата при проточній і протитечійній схемах руху теплоносіїв розраховують за формулами:

$$E_{\text{прям}} = \frac{1 - e^{-N \cdot \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}}; \quad (4.4)$$

$$E_{\text{прот}} = \frac{1 - e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}, \quad (4.5)$$

де $N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}$ – безрозмірний коефіцієнт теплопередачі, що

характеризує теплообмінну (теплопередаючу) здатність теплообмінника.

У зарубіжній літературі, безрозмірний коефіцієнт теплопередачі називають «Number of Heat Transfer Units» (NTU) – число одиниць переносу теплоти. Крім цього, безрозмірний коефіцієнт теплопередачі іноді позначають грецькою буквою «капша» – $\chi \equiv N \equiv NTU$.

Залежність $E = f(N)$ має асимптотичний характер і для різних значень відношення водяних еквівалентів $\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$ наведена на рис. 4.2. З аналізу графіків, зображених на ньому, можна зробити висновок про те, що ефективність є максимальною при відношенні водяних еквівалентів, яке дорівнює нулю, тобто за умови, коли один із них є набагато більшим іншого.

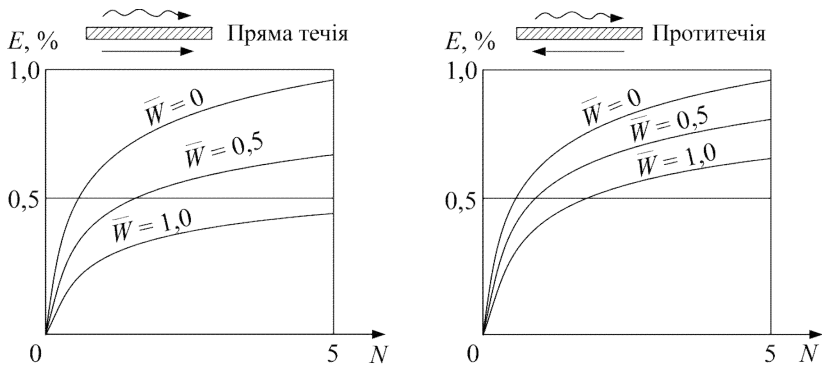


Рис. 4.2 – Залежність ефективності теплообмінника від безрозмірного коефіцієнта теплопередачі і відношення водяних еквівалентів $\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$

Знаючи ефективність теплообмінного апарата, температури теплоносіїв на виході з нього, розраховують за формулами

– для умови $W_1 = W_{\min}$:

$$t_1'' = t_1' - E \cdot (t_1' - t_2'); \quad (4.6)$$

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} E \cdot (t_1' - t_2'); \quad (4.7)$$

– для умови $W_2 = W_{\min}$:

$$t_1'' = t_1' - \frac{W_2}{W_1} E (t_1' - t_2'); \quad (4.8)$$

$$t_2'' = t_2' + E (t_1' - t_2'). \quad (4.9)$$

При зміні агрегатного стану одного з теплоносіїв температуру іншого, на виході з теплообмінника розраховують за формулами

– для конденсації ($W_1 \rightarrow \infty$):

$$t_1' = t_1'' = t_1; \quad (4.10)$$

$$t_2'' = t_1 - (t_1 - t_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}; \quad (4.11)$$

– для режиму кипіння ($W_2 \rightarrow \infty$):

$$t_2' = t_2'' = t_2; \quad (4.12)$$

$$t_1'' = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_1}}. \quad (4.13)$$

Алгоритм повітряного розрахунку з використанням поняття ефективності теплообмінного апарата буде наступним.

1. У першому наближенні приймають $t_1 = t'_1$ та $t_2 = t'_2$.

2. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 і коефіцієнт теплопередачі k (див. розд. 3.4 та 3.5).

При цьому, залежно від вихідних даних, з рівняння нерозривності визначають швидкості руху або масові витрати теплоносіїв.

Якщо теплоносієм є газ, то його густину знаходять з урахуванням тиску, використовуючи рівняння Менделєєва–Клапейрона:

$$\rho = \frac{p \cdot \mu}{R_\mu \cdot T},$$

де $R_\mu = 8314$ Дж/(кг·град) – універсальна газова постійна; μ – молярна маса газу, кг/кмоль; p – тиск газу, Па; T – температура газу, К.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості для газу $\nu = \mu_{am} / \rho$, де μ_{am} – динамічний коефіцієнт в'язкості при атмосферному тиску, Па·с.

Формули розрахунку площі поперечного перерізу при проходженні теплоносіїв для різних типів теплообмінників наведені у розділі 2.

3. Знаходять температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата t''_1 та t''_2 за формулами (4.6)–(4.13).

4. Якщо розходження між прийнятою та отриманою температурами більше 5 %, то розрахунок повторюють, починаючи з п. 2.

5. Визначають теплову потужність апарата Q з рівняння теплового балансу.

При використанні цього алгоритму, ітераційний процес закінчується на 1–2 наближеннях. Величину $F_{розрах}$ тут визначати не потрібно, тому що у формулах (4.6)–(4.13) відразу підставляють фактичне значення поверхні теплообмінника.

4.2. Тепловий конструктивний розрахунок

При виконанні теплового конструктивного розрахунку визначають поверхню теплообміну, необхідну для виконання заданої цільової функції – нагріти холодний теплоносіє або охолодити гарячий до заданої температури.

Послідовність теплового конструктивного розрахунку така.

1. З рівняння теплового балансу знаходять теплову потужність апарата та невідому температуру теплоносія на виході з нього. При цьому необхідно врахувати, що питома теплоємність є функцією не-

відомої температури і тому розрахунок ведуть методом послідовних наближень. Наприклад, необхідно визначити температуру гарячого теплоносія на виході з теплообмінника t_1'' . Для цього знаходять питому теплоємність c_{p1} за довідниками при температурі на вході t_1' . Потім з рівняння теплового балансу визначають температуру гарячого теплоносія на виході застосувавши формулу:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}}. \quad (4.14)$$

Знаючи t_1'' , розраховуємо середню температуру гарячого теплоносія $t_1 = 0,5(t_1' + t_1'')$ та уточнюємо значення теплоємності c_{p1} і температури t_1'' за формулою (4.14). Якщо відмінність знов визначеної температури менша 5 %, то на цьому розрахунок закінчують, в іншому випадку ще раз уточнюють температуру t_1'' і знову знаходять з довідкових таблиць значення c_{p1} .

2. Будують графік зміни температури теплоносіїв уздовж поверхні нагрівання $t = f(F)$ і розраховують середню різницю температури теплоносіїв $\overline{\Delta t}$ (див. підрозд. 3.3).

3. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 і коефіцієнт теплопередачі k (див. підрозд. 3.4).

4. Знаходять площу поверхні теплообміну F з рівняння теплопередачі за формулою (3.19).

5. Виконують розрахунок конструктивних параметрів теплообмінного апарата.

4.3. Компонувальний розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»

Компонувальний розрахунок виконують одночасно з тепловим конструктивним і гідравлічним розрахунками. Метою компонентуального розрахунку секційного теплообмінника є визначення числа паралельно (n_1) і послідовно (n_2) з'єднаних секцій апарата. Число паралельно з'єднаних секцій знаходять з умови рекомендованого значення швидкості теплоносіїв, яку потрібно вибрати з гідравлічного розрахунку теплообмінника. Діапазон рекомендованих значень швидкостей:

- $w_z = 5 \dots 25$ м/с – для газоподібних теплоносіїв;
- $w_p = 0,5 \dots 3$ м/с – для рідинних (краплинних) теплоносіїв.

Алгоритм розрахунку кількості секцій n_1 наступний:

1. З рівняння нерозривності знаходять швидкості руху теплоносіїв без розпаралелювання потоків теплоносіїв, тобто при $n_1 = 1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1}; \quad (4.15)$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2}, \quad (4.16)$$

де $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ – швидкості гарячого та холодного теплоносіїв при $n_1 = 1$, відповідно.

2. Порівнюють значення швидкостей $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ з рекомендованим інтервалом зміни швидкостей:

$$w_{\min} \leq w_1^{n_1=1} \leq w_{\max} \quad \text{та} \quad w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}, \quad (4.17)$$

де $w_{\min} = 0,5$ м/с та $w_{\max} = 3$ м/с – для рідинних і, відповідно, $w_{\min} = 5$ м/с та $w_{\max} = 25$ м/с – для газоподібних теплоносіїв.

3. Вибирають значення n_1 так, щоб швидкості w_1 та w_2 були в рекомендованому інтервалі величин швидкостей $w_{\min} \leq w_1, w_2 \leq w_{\max}$:

$$w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \quad \text{та} \quad w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1}. \quad (4.18)$$

При виборі кількості паралельних секцій n_1 можливі наступні варіанти:

3.1) в одного з теплоносіїв швидкість знаходиться у заданому інтервалі швидкостей, а в іншого теплоносія перевищує w_{\max} і тому необхідне розпаралелювання цього потоку.

Припустимо, що $w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}$, а $w_1^{n_1=1} \gg w_{\max}$, тоді $n_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{зад}}$, де $w_1^{зад}$ – швидкість потоку із заданого інтервалу. У цьому

випадку гарячий теплоносій надходить в n_1 паралельно з'єднаних секцій, а холодний теплоносій послідовно проходить через всі секції. Наприклад, для $n_1 = 3$ та $n_2 = 2$ за протитечійної схеми руху теплоносіїв та русі гарячого теплоносія в центральних трубках, а холодного – в кільцевому зазорі, одержимо наступну компоувальну схему секційного теплообмінника (рис. 4.3);

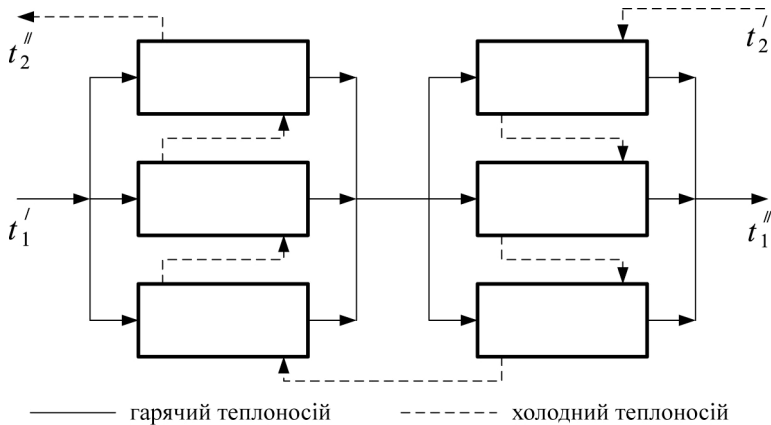


Рис. 4.3 – Компонування теплообмінника «труба в трубі» за $n_1 = 3$ та $n_2 = 2$ для протигтечійної схеми руху теплоносіїв

3.2) швидкості течії обох теплоносіїв перевищують задані з гідравлічного розрахунку максимально допустимі значення швидкості $w_1^{n_1=1}$, а $w_2^{n_1=1} \gg w_{\max}$. У цьому випадку необхідно підібрати n_1 так, щоб для обох теплоносіїв одночасно виконувалася умова:

$$w_{\min} \leq w_1 = \frac{W_1^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max} \quad (4.19)$$

$$w_{\min} \leq w_2 = \frac{W_2^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max} \quad (4.20)$$

Наприклад, для $n_1 = 2$ та $n_2 = 3$, для прямиотечії теплоносіїв і течії холодного теплоносія у центральних трубках, а гарячого – у кільцевому каналі, маємо компоувальну схему теплообмінника (рис. 4.4).

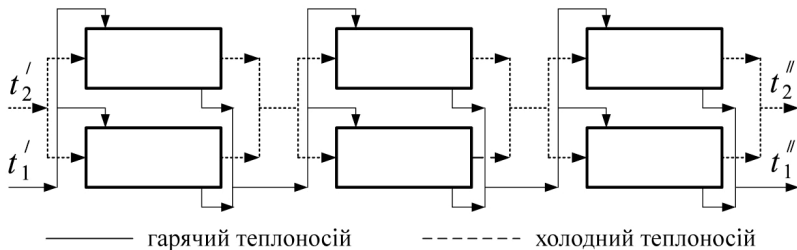


Рис. 4.4 – Компонування теплообмінника «труба в трубі» за $n_1 = 2$ та $n_2 = 3$ для прямиотечійної схеми руху теплоносіїв

При розрахунку секційного теплообмінника вибір числа паралельно з'єднаних секцій n_1 виконують на етапі визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі. Розрахунок числа послідовно з'єднаних секцій n_2 проводять після виконання теплового розрахунку, у результаті якого знаходять площу поверхні теплообміну F , необхідну для нагрівання або охолодження теплоносіїв, за формулою:

$$n_2 = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot l \cdot n_1}, \quad (4.21)$$

де F – площа поверхні теплообміну; d^* – розрахунковий діаметр малої трубки; l – довжина трубок; n_1 – число паралельно з'єднаних секцій.

Якщо коефіцієнти тепловіддачі розрізняються на порядок, у якості d^* беруть діаметр труби з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі α_1 або α_2 , в іншому випадку – $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{зов}})$.

Число послідовно з'єднаних секцій n_2 округляють у більшу сторону та уточнюють довжину трубок:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot n_1 \cdot n_2}. \quad (4.22)$$

4.4. Розрахунок теплової ізоляції

Теплоізоляція трубопроводів, теплообмінників та технологічного обладнання необхідна для зменшення втрат теплоти від гарячих поверхонь і появи конденсату на холодних поверхнях. Також теплова ізоляція передбачається вимогами техніки безпеки при експлуатації технологічного обладнання з підвищеною температурою.

Ізоляція накладається на поверхню обладнання одним або двома шарами з різних теплоізоляційних матеріалів, з коефіцієнтом теплопровідності не більше 0,25 Вт/(м·град). Оскільки досить часто теплоізоляція має пухку, неміцну структуру, яка нездатна чинити опір зовнішнім механічним впливам, то її зверху покривають гнучким покриттям (склопластик, рулонні матеріали типу ізол, руберойд) або обмашують азбозуритовою мастикою чи цементно-піщаним розчином.

Вибір теплоізоляційного матеріалу залежить від його ізоляційних властивостей, максимальної температури стінки, вологості навколишнього середовища, вартості матеріалу тощо. У загальному випадку вибір матеріалу і визначення його товщини є оптимізаційною задачею.

Промисловість виготовляє достатню кількість теплоізоляційних матеріалів, характеристики найбільш часто використовуваних, наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Теплофізичні характеристики теплоізоляційних матеріалів

Найменування матеріалів та виробів	ρ , кг/м ³	t_{\max} , °C	λ , Вт/(м·град)
Азбест хризотилевий	300	500	$0,074 + 0,00014t_{cm}$
Азбозоноліт	520	700	$0,143 + 0,00019t_{cm}$
Азбозуріт	700	300	$0,162 + 0,000169t_{cm}$
Азбослюда	600	600	$0,120 + 0,000148t_{cm}$
Азботерміт	560	550	$0,109 + 0,000145t_{cm}$
Азбоцементні сегменти	400	450	$0,0919 + 0,000128t_{cm}$
Альфоль	20–40	450	$0,053 + 0,00024t_{cm}$
Вермікуліт (зоноліт)	200	1100	$0,072 + 0,000262t_{cm}$
Діатоміт мелений	450	800	$0,091 + 0,00028t_{cm}$
Діатомітова крихта	500	900	$0,0095 + 0,00015t_{cm}$
Картон азбестовий	1000–1300	600	$0,135 + 0,00012t_{cm}$
Мати мінераловатні, прошивні на склотканині	130	450	$0,045 + 0,0002t_{cm}$
Те саме, на металевій сітці	200	600	$0,0535 + 0,000185t_{cm}$
Те саме, з неперервного скловолокна	200	450	$0,04 + 0,00026t_{cm}$
Те саме, на синтетичному в'язучому	115	400	$0,043 + 0,00022t_{cm}$
Новоазбозуріт	600	250	$0,144 + 0,00014t_{cm}$
Ньювель мастичний	370	350	$0,077 + 0,000105t_{cm}$
Пінобетонні блоки	500	300	0,122 при 50 °C
Пінопласт ФРП-1	40–60	130	$0,033 + 0,00021t_{cm}$
Плити вермікулітові	400	600	$0,081 + 0,00015t_{cm}$
Плити скловатні	50	180	$0,042 + 0,00035t_{cm}$
Повсть будівельна	200	100	$0,044 + 0,00012t_{cm}$
Повсть мінеральна	250	–	0,058 при 50 °C
Совеліт	500	450	$0,090 + 0,00087t_{cm}$
Торфоплити, сегменти	275	100	$0,064 + 0,00015t_{cm}$
Шлакова вата	200	750	$0,06 + 0,000145t_{cm}$
Цегла:			
– діатомітова	550	850	$0,113 + 0,00023t_{cm}$
– дінасова	1500	1700	$0,9 + 0,0007t_{cm}$
– керамічна (червона)	1800	–	0,77 при 0 °C
– магнезитова	2700	1700	$4,65 - 0,0017t_{cm}$
– хромітова	3050	1700	$1,3 + 0,00041t_{cm}$

Розроблено та використовують декілька типів розрахунків теплової ізоляції, мета застосування яких розрізняється:

1) за **нормами густини теплового потоку** – для забезпечення мінімальних втрат теплоти. Цей метод досить універсальний і може використовуватися при розрахунку товщини ізоляції для об'єктів, які встановлюються як на відкритому повітрі, так і в опалювальних приміщеннях. Він прийнятний для розрахунків ізоляції на трубопроводах, повітро- і газоходах, теплообмінниках, посудинах тощо;

2) за **заданою температурою поверхні** – для розрахунку товщини ізоляції з метою забезпечення безпеки персоналу;

3) для **попередження конденсації** на поверхні – призначений для запобігання появі плівки конденсату на поверхні ізолюваної конструкції в опалюваних та неопалювальних приміщеннях;

4) за **зміню температурою рухомого середовища** – забезпечує допустимий інтервал зміни температури речовини, яка переміщується;

5) для **трубопроводів у непрохідних каналах** – забезпечує мінімальні втрати теплоти у трубопроводі при підземному прокладанні у неопалювальному каналі;

6) для **попередження замерзання речовини** в трубі – попереджає її замерзання у випадку зупинки руху;

7) за заданим **діапазоном «нагрівання–охолодження»** – забезпечує задану зміну температури речовини при її зберіганні в ємностях.

Методика розрахунку теплової ізоляції. Спрощений підхід до розрахунку ізоляції полягає у визначенні товщини ізоляційного шару, який забезпечує задані виробничо-технічні вимоги. При цьому вид матеріалу ізоляції має бути заздалегідь обраним з урахуванням його властивостей та інших визначальних параметрів.

Критерієм оптимальності, при варіантних розрахунках теплової ізоляції, можуть бути приведені затрати (P):

$$P = S_e \cdot Q + \frac{S_{iz} \cdot G_{iz}}{\tau_n}, \text{ грн/рік}, \quad (4.23)$$

де S_e – вартість теплової енергії, грн/Гкал; Q – втрати теплоти через шар теплової ізоляції; S_{iz} – вартість одиниці кількості теплової ізоляції з урахуванням її монтажу, грн/кг; G_{iz} – вага ізоляції, кг; τ_n – термін використання ізоляції, який приймається в діапазоні 5–10 років (цей термін може визначатися міжремонтним періодом, а також може бути більшим у випадку застосування нових прогресивних способів нанесення ізоляції).

Із перерахованих методик у нашому випадку розглянемо найбільш широко застосовану, що дозволяє визначити товщину ізоляції.

За відомою температурою стінки t_{cm} (її наближено приймають рівною температурі теплоносія, що контактує з нею) і температурою навколишнього середовища t_0 втрата теплоти через шар ізоляції з площею поверхні F становить:

– для плоскої стінки

$$Q = \frac{A \cdot F (t_{cm} - t_0) \tau}{\sum_i^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}}, \text{ Гкал/год}; \quad (4.24)$$

– для циліндричної стінки довжиною 1 м

$$Q = \frac{A \cdot l (t_{cm} - t_0) \tau}{\sum_i^n \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left(\frac{D_i}{D_{i-1}} \right) + \frac{1}{\pi \cdot \alpha \cdot D_{i3}}}, \text{ Гкал/год}, \quad (4.25)$$

де $A = 0,86 \cdot 10^6$ Гкал/(Вт·год) – перевідний множник; $\tau = 6000$ – кількість годин роботи об'єкта на рік; n – число шарів ізоляції; δ_i – товщина i -го шару, м; λ_i – температуропровідність i -го шару, Вт/(м·град); α – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції з навколишнім середовищем, Вт/(м²·град); D_i – діаметр i -го шару ізоляції, м; D_{i3} – зовнішній діаметр ізоляції, м.

З похибкою не більше 5 % для циліндричних об'єктів діаметром не менше 2 м, можна використати формулу (4.24) для плоскої стінки, якщо товщина шару ізоляції при цьому не більша 150 мм.

Для звичайних умов роботи теплової ізоляції коефіцієнт α становить 4–45 Вт/(м²·град). У більшості випадків ця величина не має визначального характеру і може бути прийнята за таблицею 4.2. Але, якщо задана температура ізоляції t_{i3} , то для підвищення точності визначення її товщини, коефіцієнт тепловіддачі необхідно розраховувати з використанням формул, а не приймати його з цієї таблиці.

Зокрема, для апаратів, розміщених у закритих приміщеннях, можна використовувати формулу:

$$\alpha = 9,74 + 0,07(t_{i3} + t_0), \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (4.26)$$

яка враховує перенесення теплоти конвекцією та випромінюванням.

Також можна використовувати іншу формулу:

$$\alpha = 9,3 + 0,058t_{cm}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (4.27)$$

яка справедлива для температури зовнішньої стінки в інтервалі 50–350 °С.

Для ізоляції, яка розташована на відкритому повітрі, коефіцієнт тепловіддачі можна визначити за виразом:

$$\alpha = 8,4 + 0,06(t_{iz} - t_0), \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град.} \quad (4.28)$$

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнта тепловіддачі

Розміщення поверхні	Закрите приміщення		На відкритому повітрі та швидкості вітру, м/с		
	Покриття з низьким коефіцієнтом випромінювання	Покриття з високим коефіцієнтом випромінювання	5	10	15
Горизонтальне	6	10	20	25	35
Вертикальні трубопроводи, обладнання і плоскі стінки	7	11	25	35	50

Примітки:

1) за відсутності відомостей про швидкість вітру приймають значення α , що відповідає швидкості 10 м/с;

2) до покриттів з низьким коефіцієнтом випромінювання відносять кожухи з оцинкованої сталі, алюмінієві листи, а також окрашені алюмінієвими лаками; до покриттів з високим коефіцієнтом випромінювання – штукатурки, склопластики, різні фарби, крім алюмінієвої.

Коефіцієнт теплопровідності ізоляції залежить від температури, яка визначається як середньоарифметичне температури стінки t_{cm} і температури зовнішньої поверхні ізоляції t_{iz} . Остання може прийматися у межах 35–45 °С – для об'єктів, розміщених у закритих приміщеннях, і від «мінус» 10 до 0 °С – для об'єктів, розміщених на відкритому повітрі у зимовий період. Для території України цей діапазон дещо вузький – від «мінус» 8 до «мінус» 6 °С.

Як вихідні дані при спрощеному розрахунку часто задають величину питомих теплових втрат q (Вт/м²) через 1 м² – для плоскої стінки або q_l (Вт/м) на 1 м довжини – для циліндричної стінки.

Теплові втрати нормуються і залежать від температури теплоносія, навколишнього повітря, місцезнаходження об'єкта, параметрів руху навколишнього середовища, розмірів і форми об'єкта. Для іншої методики замість теплових втрат задають температуру поверхні ізоляції t_{iz} . Це роблять, коли вона необхідна як засіб, що захищає обслуговуючий персонал від опіків або для зменшення загальних теплових виділень у приміщеннях. Температура поверхні ізоляції, що викликає відчуття опіку, становить ~60 °С при оштукатуреному покривному шарі і

55 °С – при металевому. У закритих приміщеннях для зменшення тепло-
виділень, часто приймають максимально допустиму температуру ізо-
ляції – 45 °С. В окремих випадках можуть задаватися й інші її значення.

Термічний опір покривного ізоляційного шару незначний і, як
правило, в розрахунках його не враховують.

Для розрахунків товщини, до прикладу, одношарової тепло-
ізоляції при заданих q , q_l або t_{iz} використовують формули:

– для плоскої стінки

$$q = \frac{t_{iz} - t_0}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} = \alpha(t_{iz} - t_0), \quad (4.27)$$

– для циліндричної стінки

$$q_l = \frac{2\pi \cdot \lambda(t_{cm} - t_0)}{\ln \frac{D - 2\delta}{D}} = \pi \cdot \alpha(D - 2\delta) \cdot (t_{cm} - t_0), \quad (4.28)$$

де D – зовнішній діаметр циліндричної стінки, м.

Товщину теплової ізоляції трубопроводів (для теплообмінника
типу «труба в трубі») можна визначити (з похибкою 3–5 %) за наступ-
ною залежністю:

$$\delta_{iz} = 2,8D_{зов}^{1,2} \cdot \lambda_{iz}^{1,35} \cdot \frac{t_{cm}^{1,3}}{q_l^{1,5}}, \quad (4.29)$$

де δ_{iz} – товщина шару ізоляції, мм; $D_{зов}$ – зовнішній діаметр
неізольованого трубопроводу, мм; λ_{iz} – коефіцієнт теплопровідності
ізоляційного матеріалу, Вт/(м·град); t_{cm} – температура зовнішньої по-
верхні неізольованого трубопроводу, °С; q_l – теплові втрати з 1 м дов-
жини трубопроводу, що залежать від його діаметра і температури, і які
можна визначити з формули:

$$q_l = \alpha \cdot \pi \cdot D_{зов} \cdot (t_p - t_{cm}), \text{ Вт/м,}$$

де t_p – температура гарячого теплоносія.

Крім цього, норми теплових втрат можна вибрати із довідни-
кової літератури.

Порядок виконання розрахунку

1. Вибирають вид матеріалу теплоізоляції.
2. Визначають середню температуру t_{cp} і знаходять значення
коефіцієнта теплопровідності для прийнятої ізоляції за цієї температури.

3. З використанням залежності (4.29) визначають товщину теплоізоляції δ для заданих q_l або t_{i3} . Нормативні величини приймають з інтервалів: $q_l = 160\text{--}200$ Вт/м, $t_{i3} = 40\text{--}55$ °С.

4. Варіантними розрахунками або аналітично знаходять оптимальну товщину теплоізоляції δ_{opt} з використанням виразів (4.24), (4.25). При цьому, кількість годин роботи теплообмінника приймають 6000 годин на рік, а вагу ізоляції враховують через її густину та об'єм:

$$G_{i3} = \rho_{i3} \cdot V_{i3} = \pi \cdot \delta_{i3} \cdot \rho_{i3} \cdot l(D + \delta),$$

де l та D – довжина та діаметр кожуха теплообмінника.

5. Вартість теплової енергії можна взяти із тарифів її виробництва, а вартість ізоляції, з урахуванням її монтажу приймається орієнтовно із співвідношення 5 дол. за 1 кг.

Задають нормативний термін експлуатації ізоляції – 8 років і будують графічну залежність $\delta_{i3} = f(I)$ в області змін приведених затрат I , в яку входить величина $\delta_{i3(onn)}$.

4.5. Гідродинамічний розрахунок теплообмінника

Гідродинамічний розрахунок заснований на законах гідравліки – при переміщенні теплоносія в трубах виникають втрати тиску на подолання сил тертя по довжині трубопроводів і в місцевих опорах. Задачі гідродинамічного розрахунку теплообмінників передбачають:

– визначення гідродинамічного опору – втрати тиску теплоносіїв при їх проходженні через канали апарату, трубний і міжтрубний простір;

– вибір оптимальних швидкостей теплоносіїв за умовами теплообміну та енергетичних затрат на їх переміщення;

– вибір обладнання (насосів) для прокачування теплоносіїв.

Між теплопередачею і втратою тиску існують тісні фізичний та економічний зв'язки. Чим вища швидкість середовища, тим:

– більш інтенсивний теплообмін і більш компактний апарат, менші капітальні затрати;

– більший гідродинамічний опір, більші витрати енергії на прокачування та експлуатаційні витрати, оскільки це збільшує схильність до забивання перерізу трубок забрудненнями, зростанням турбулентності і зниження коефіцієнта теплопередачі.

З цього випливає висновок про необхідність пошуку оптимальних технологічних і економічних співвідношень між втратами тиску за різних витрат теплоносія.

Втрати тиску в теплообміннику (гідравлічний опір апарата) складаються з втрат тиску на подолання опору тертя $\Delta p_{тер}$, місцевих опорів $\Delta p_{мо}$, які зустрічаються на шляху потоку теплоносія (повороти, звуження, розширення тощо), на тепловий опір, який обумовлюється прискоренням потоку теплоносія, внаслідок зміни його об'єму за постійного перерізу каналу і втрати тиску на подолання самотяги. У більшості випадків для краплинних рідин двома останніми складовими нехтують і сумарні втрати визначають за формулою:

$$\Delta p = \Delta p_{тер} + \Delta p_{мо} = \lambda_{тер} \cdot \frac{l \cdot z_{мп}}{d_{вн}} + \sum \xi \cdot \frac{w_p^2 \cdot \rho}{2}, \quad (4.30)$$

де $\lambda_{тер}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l та $d_{вн}$ – загальна довжина та внутрішній діаметр трубки, м; $z_{мп}$ – число ходів по трубному простору; $\sum \xi$ – коефіцієнт місцевого опору, який приймають з таблиці 4.3; w_p – швидкість потоку теплоносія, що нагрівається, м/с; ρ – густина теплоносія, яка визначається за його середньою температурою.

Таблиця 4.3 – Коефіцієнт місцевих опорів елементів теплообмінника

Вид місцевого опору	Коефіцієнт ξ
Вхідна або вихідна камера (удар і поворот)	1,5
Поворот потоку на 180°:	
– всередині камери при переході з одного пучка трубок в інший	2,5
– при переході з одної секції в другу, через коліно	2,0
– через перегородку у міжтрубному просторі	1,5
– в U-подібній трубці, при огинанні перегородок, які підтримують трубки	0,5
Вхід у міжтрубний простір під кутом 90° до потоку	1,5
Вхід у трубний простір і вихід з нього	1,0
Вентиль прохідний $d = 50$ мм повністю відкритий	4,6
–«– $d = 400$ мм	7,6
Кутник 90°	1,0–2,0
Вхід потоку в спіраль	1,25
Вплив кривизни спіралі	0,5

Гідравлічний опір міжтрубного простору залежить від конструкції апарата, компонування трубного пучка, параметрів і режиму роботи. Гідравлічний опір тертя $\lambda_{тер}$ всередині трубок залежить від шорсткості Δ їх стінок та режиму руху теплоносія, який визначається числом Рейнольдса Re . З достатньою точністю значення $\lambda_{тер}$ визначають за формулою:

$$\lambda_{тер} = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d_{вн}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.31)$$

де величину Δ – висоту виступів мікронерівностей – приймають для сталевих трубок 0,2 мм, для латунних – 0,1 мм.

Коефіцієнт гідравлічного опору тертя за ламінарного руху теплоносія визначають за формулою:

$$\lambda_{тер} = \frac{64\varphi}{Re}, \quad (4.32)$$

де φ – коефіцієнт геометричної форми каналу (кругла труба – $\varphi = 1$; плоский канал – $\varphi = 1,5$; інші форми – визначають з літератури).

Для турбулентного руху і гідравлічно-шорстких труб у зоні гладкого тертя ($Re < 10^5$) коефіцієнт $\lambda_{тер}$ визначають за формулою:

$$\lambda_{тер} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (4.33)$$

При турбулентному руху в доквадратичній області опору $\left(20 \frac{\Delta}{d_{вн}} < Re < 500 \frac{\Delta}{d_{вн}} \right)$ коефіцієнт $\lambda_{тер}$ залежить як від критерію Рейнольдса, так і від шорсткості труб і може визначатися за виразом:

$$\lambda_{тер} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4.34)$$

В області квадратичного опору ($Re > 500 \Delta / d_{вн}$) коефіцієнт тертя $\lambda_{тер}$ визначається за формулою:

$$\lambda_{тер} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.35)$$

Потужність насоса N , кВт, яким необхідно забезпечити роботу теплообмінника, визначають за формулою:

$$N = \frac{\Delta p \cdot V_i}{1000\eta}, \quad (4.36)$$

де Δp – сумарні втрати тиску в апараті, Па; V_i – об'ємна витрата i -го теплоносія, м³/с; η – загальний к.к.д. насосного агрегату, $\eta = 0,4-0,8$.

З таблиць за потужністю вибирають доцентровий насос та тип його двигуна.

5. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛООБМІННИКІВ

5.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника

Вихідні дані для розрахунку. Визначити кількість трубок n горизонтального кожухотрубного конденсатора, число ходів Z для води, що нагрівається, температуру води на виході з апарата t_2'' , якщо її швидкість руху в трубках $w_2 = 3$ м/с. Діаметр трубок: зовнішній $d_{зов} = 20$ мм, внутрішній $d_{вн} = 16$ мм. Довжина трубок $l = 1,8$ м, матеріал – вуглецева сталь 20. Внутрішній діаметр корпуса $D = 0,64$ м. Температура води на вході в теплообмінник $t_2' = 30$ °С. У міжтрубний простір подається суха насичена водяна пари при тиску $p = 1,43$ бар. Конденсат відводиться при температурі насичення.

Тип розрахунку – тепловий повірочний, з елементами конструктивного.

І. Визначення кількості трубок і числа ходів для води, що нагрівається

1. Опис конструкції, принцип дії та послідовність розрахунку теплообмінника (див. розділ 2).

Кожухотрубні теплообмінники відносять до поверхневих апаратів неперервної дії. За конструкцією вони представляють собою агрегати виконаних з пучків трубок, закріплених за допомогою трубних решіток (дошок) і обмежених зовні кожухом з кришками. На кожуху змонтовані патрубки для входу і виходу теплоносіїв. Теплообмінники цього типу призначені для теплообміну між різними рідинами; між рідиною і паром; між рідиною та газом.

Головний недолік – великий переріз трубного і міжтрубного простору, що обумовлює невисоку швидкість руху теплоносіїв і, як наслідок, – низьке значення коефіцієнта тепловіддачі. Для збільшення швидкості руху теплоносіїв, апарати виконують багатоходовими, за рахунок розміщення перегородок в трубному або міжтрубному просторі.

Перевага апаратів – значна питома поверхня теплообміну. Класична конструктивна схема теплообмінника наведена на рис. 5.1.

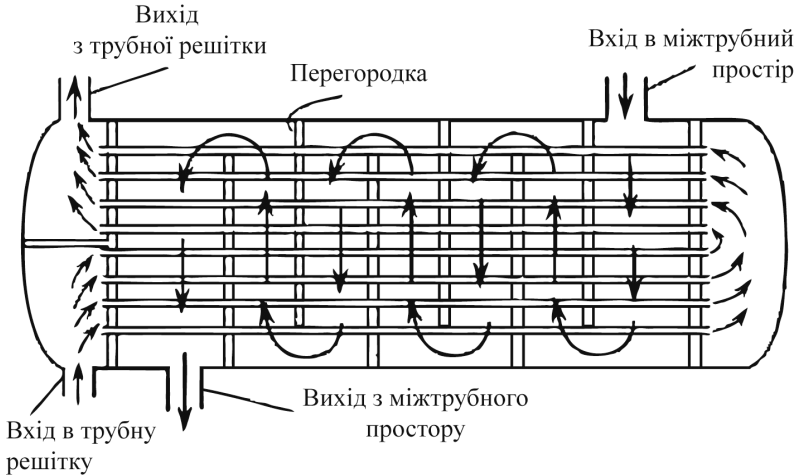


Рис. 5.1 – Конструктивна схема кожухотрубного теплообмінника

2. Загальну кількість трубок визначають за таблицею 2.1. Для цього з формули (2.3) знаходять кількість трубок на діагоналі n_d :

$$n_d = \frac{D - d_{зос} - 2k}{s} + 1.$$

Кільцевий зазор між крайніми трубками та корпусом теплообмінника приймають $k = 6$ мм, а крок трубок $s = 1,5d_{зос}$ і тоді кількість трубок на діагоналі:

$$n_d = \frac{D - d_{зос} - 2k}{s} + 1 = \frac{0,64 - 0,02 - 2 \cdot 0,006}{1,5 \cdot 0,02} + 1 = 21,3.$$

З таблиці 2.1 вибирають найближче менше значення $n_d = 21$. Приймають розбивку по колах, тоді загальна кількість трубок буде $n = 341$, число кіл – 10, число трубок на зовнішньому колі – 60.

Відмітимо, що якщо отримане значення n_d округлити в більшу сторону, то внутрішній діаметр корпуса необхідно буде перерахувати за формулою (2.3). Приймають число ходів по воді $Z = 1$, оскільки швидкість руху води в трубках відповідає рекомендованому інтервалу:

$$w_2 = w_{pid}^{don} = 3 \text{ м/с.}$$

II. Тепловий повірочний розрахунок

Повірочний розрахунок виконують для апарата, розміри якого задані, методом послідовних наближень за одним із алгоритмів (див. розділ 4). У нашому випадку використовують схему, засновану на понятті ефективності теплообмінника.

Перше наближення $t_2'' = 30$ °C

3. У першому наближенні приймають температуру холодного теплоносія на виході з теплообмінника $t_2'' = 30$ °C, тоді середня температура води дорівнює:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{30 + 30}{2} = 30 \text{ °C.}$$

Температура гарячого теплоносія на вході та виході дорівнює температурі його насичення для заданого тиску (відбувається конденсація водяної пари, а конденсат відводиться за температури насичення).

З таблиці А.2 параметрів водяної пари для $p = 1,43$ бар знаходять:

$$t_1' = t_1'' = t_1 = t_n = 110 \text{ °C.}$$

4. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Основна складність визначення цих коефіцієнтів полягає в тому, що до критеріальних рівнянь входять величини, залежні від температури зовнішньої t_{w1} та внутрішньої t_{w2} поверхонь стінок, тому розрахунок виконують методом послідовних наближень (ітерацій).

Приймають для розрахунку наступну схему, для чого:

4.1) задають коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 , використовуючи рекомендації для:

а) плівкової конденсації водяної пари $\alpha_1 = 10000$ Вт/(м²·град);

б) води, що нагрівається, $\alpha_2 = 1000$ Вт/(м²·град);

4.2) з таблиці А.5, для середньої температури гарячого та холодного теплоносіїв $0,5(t_1 + t_2) = (110 + 30) / 2 = 70$ °C у першому наближенні, приймають коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубок (вуглецева сталь 20) – $\lambda_w = 51,3$ Вт/(м·град);

4.3) товщину стінки трубки визначають з виразу:

$$\delta = 0,5(d_{зов} - d_{вн}) = 0,5(0,02 - 0,016) = 0,002 \text{ м;}$$

4.4) знаходять температури стінок t_{w1} та t_{w2} :

$$t_{w1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{R_{t1} + R_{t2} + R_{t3}} \cdot R_{t1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \cdot \frac{1}{\alpha_1} =$$

$$= 110 - \frac{110 - 30}{1/10000 + 0,002/51,34 + 1/1000} \cdot \frac{1}{10000} = 103 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{w2} = t_{w1} - (t_1 - t_{w1}) \cdot \frac{R_{t2}}{R_{t1}} = 103 - (110 - 103) \cdot \frac{0,002 \cdot 10000}{51,34} = 100,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

4.5) визначають коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого теплоносія, для чого:

а) із таблиці А.2, при $t_1 = t_n = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$, знаходять приховану теплоту пароутворення $r = 2230 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$;

б) з цієї ж таблиці А.3, при $t_1 = t_n = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$, визначають фізичні властивості півки конденсату:

$$\rho_{nl} = 951 \text{ кг/м}^3; \mu_{nl} = 259 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

$$\lambda_{nl} = 0,685 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}; \sigma_{nl} = 569 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м};$$

в) для горизонтальних трубок перевіряють виконання умови:

$$d_{зоб} \leq 20 \left(\frac{\sigma_{nl}}{g \cdot \rho_{nl}} \right)^{0,5} \leq 20 \left(\frac{569 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 951} \right)^{0,5} \leq 0,049 \text{ м}.$$

Так як, ця умова виконується ($d_{зоб} = 0,02 < 0,049 \text{ м}$), то приймають, що режим течії півки конденсату **ламінарний**;

г) коефіцієнт тепловіддачі для конденсації водяної пари на горизонтальній поверхні α_1 розраховують за формулою:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{nl}^2 \cdot \lambda_{nl}^3}{\mu_{nl} \cdot (t_n - t_{w1}) \cdot d_{зоб}}} =$$

$$= 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 2230 \cdot 10^3 \cdot 951^2 \cdot 0,685^3}{259 \cdot 10^{-6} \cdot (110 - 103) \cdot 0,02}} = 14898 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

4.6) визначають додаткові дані, щоб розрахувати коефіцієнт тепловіддачі α_2 для вимушеного руху води в прямих гладких трубах:

а) використовуючи таблицю А.3, для визначальної температури $t_0 = t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, знаходять фізичні властивості води:

$$\lambda = 0,618 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}; \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 5,42;$$

б) з цієї ж таблиці А.3, для визначальної температури стінки $t_{w2} = 100,2 \text{ }^\circ\text{C}$, знаходять критерій $\text{Pr}_w = 1,75$;

в) розраховують критерій Рейнольдса та визначають режим течії води:

$$\text{Re} = \frac{w_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,016}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 59627 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більший 10000, то приймають, що режим течії води **турбулентний**;

4.7) з критеріального рівняння для турбулентного режиму течії в трубах і каналах визначають безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 59627^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot \left(\frac{5,42}{1,75} \right)^{0,25} = 381; \end{aligned}$$

4.8) знаходять коефіцієнт тепловіддачі холодного теплоносія α_2 за формулою:

$$\alpha_2 = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{381 \cdot 0,618}{0,016} = 14716 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

4.9) відхилення між прийнятим та отриманим значенням коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\begin{aligned} \Delta_{\alpha_1} &= \frac{|10000 - 14885|}{14885} \cdot 100 \% = 32,8 \%, \\ \Delta_{\alpha_2} &= \frac{|1000 - 14716|}{14716} \cdot 100 \% = 93,2 \%. \end{aligned}$$

Оскільки ці відхилення більші 5 %, то розрахунок повторюють починаючи з п. 4, для нових значень коефіцієнтів α_1 та α_2 .

Отримані результати розрахунків у процесі ітерацій заносять до таблиці 5.1. Відмітимо, що у формулі для розрахунку коефіцієнта α_1

змінюється лише температура стінки t_{w1} , а у формулах для розрахунку коефіцієнта α_2 – критерій Прандтля Pr_w .

З таблиці А.5, для середньої температури стінки:

$$\bar{t}_w = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(103 + 100,2) = 101,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

знаходять теплопровідність вуглецевої сталі 20 – $\lambda_w = 51,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку параметрів теплообміну

Розрахунковий параметр	Номер ітерації			
	0	1	2	3
λ_w , Вт/(м·град)	–	51,34	51,1	51,34
t_{w1} , °C	–	102,976	79,160	73,538
t_{w2} , °C	–	100,24	61,193	58,932
Pr_w	–	1,75	2,91	2,96
α_1 , Вт/(м ² ·град)	10000	14885	10283	9861
α_2 , Вт/(м ² ·град)	1000	14716	12960	12904
Δ_1 , %	–	32,8	30,9	4,1
Δ_2 , %	–	93,2	11,9	0,42

У результаті виконання ітераційного процесу одержують:

$$\alpha_1 = 9861 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град)}; \alpha_2 = 12904 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град)}$$

5. При відношенні зовнішнього діаметра стінки труби до внутрішнього діаметра $d_{зов}/d_{вн} < 2$, коефіцієнт теплопередачі розраховують за формулою для плоскої стінки, нехтуючи термічним опором забруднень ($R_{забр} = 0$). Одержують:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{забр}} = \frac{1}{\frac{1}{9861} + \frac{0,002}{51,4} + \frac{1}{12904}} = 4591,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$$

6. Розрахунок водяного еквівалента холодного теплоносія:

6.1) з таблиці А.3, для середньої температури теплоносія $t_2 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$, знаходять густину води $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$ та її питому масову теплоємність $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$;

6.2) при течії води у трубках, площу поперечного перерізу визначають з формули:

$$f_2 = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \cdot \frac{n}{Z} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{341}{1} = 0,0685 \text{ м}^2;$$

6.3) витрату холодного теплоносія G_2 знаходять з рівняння нерозривності:

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot f_2 = 995,7 \cdot 3 \cdot 0,0685 = 204,62 \text{ кг/с};$$

6.4) площу поверхні теплообміну теплообмінника розраховують за формулою:

$$F_{\text{факт}} = \pi \cdot d^* \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 0,5 \cdot (0,02 + 0,016) \cdot 1,8 \cdot 341 = 34,69 \text{ м}^2.$$

Оскільки коефіцієнти α_1 та α_2 мають значення одного порядку величини, як розрахунковий діаметр приймають середній діаметр труби:

$$d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{зов}}) = 0,5(0,02 + 0,016) = 0,018 \text{ мм};$$

6.5) водяний еквівалент холодного теплоносія дорівнює:

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 204,62 \cdot 4174 = 854084 \text{ Вт/град.}$$

7. Температуру води на виході з теплообмінника t_2'' знаходять з формули:

$$t_2'' = t_1 - (t_1 - t_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} = 110 - (110 - 30) \cdot e^{-\frac{4591 \cdot 34,69}{854084}} = 43,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Відхилення між прийнятим і отриманим значенням температури:

$$\Delta_{t2} = \frac{|30 - 43,6|}{43,6} \cdot 100 \% = 31,2 \%$$

Відхилення більше 5 %, тому розрахунок повторюють з п. 3, для нових значень температури води на виході з теплообмінника t_2'' .

Друге наближення $t_2'' = 43,6 \text{ }^\circ\text{C}$

8. Визначають середню температуру води:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{30 + 43,6}{2} = 36,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

і для отриманого значення розраховують коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 та коефіцієнт теплопередачі k .

9. Задають нові значення коефіцієнтів тепловіддачі:

$$\alpha_1 = 9861 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

$$\alpha_2 = 12904 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

9.1) з таблиці А.5, для середньої температури стінки:

$$\bar{t}_w = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(73,5 + 58,9) = 66,2 \text{ }^\circ\text{C},$$

знаходять теплопровідність вуглецевої сталі $20 - \lambda_w = 51,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$;

9.2) визначають температури стінок t_{w1} та t_{w2} :

$$t_{w1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{R_{t1} + R_{t2} + R_{t3}} \cdot R_{t1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \cdot \frac{1}{\alpha_1} =$$

$$= 110 - \frac{110 - 30}{1/9861 + 0,002/51,4 + 1/12904} \cdot \frac{1}{9861} = 72,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_{w1} - (t_1 - t_{w1}) \frac{R_{t2}}{R_{t1}} = 72,754 - (110 - 72,754) \cdot \frac{0,002 \cdot 9861}{51,4} = 58,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

10. Розрахунок тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв:

10.1) коефіцієнт тепловіддачі за конденсації пари α_1 :

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{nl}^2 \cdot \lambda_{nl}^3}{\mu_{nl} \cdot (t_n - t_{w1}) \cdot d_{зог}}} =$$

$$= 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 2230 \cdot 10^3 \cdot 951^2 \cdot 0,685^3}{259 \cdot 10^{-6} \cdot (110 - 72,8) \cdot 0,02}} = 9809 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$$

10.2) коефіцієнт тепловіддачі для вимушеного руху рідини в прямих гладких трубках α_2 розраховують, прийнявши додаткові дані:

а) для визначальної температури $t_0 = t_2 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$, з таблиці А.3, знаходять фізичні властивості води:

$$\lambda = 0,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}; \nu = 0,703 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{ критерій } Pr = 4,64;$$

б) з цієї ж таблиці А.3, для температури стінки $t_{w2} = 58,46 \text{ }^\circ\text{C}$, приймають критерій Прандтля $Pr_w = 2,95$;

в) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$Re = \frac{w_2 \cdot d_{en}}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,016}{0,703 \cdot 10^{-6}} = 68278 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більший 10000, то приймають, що режим течії води **турбулентний**;

10.3) з критеріального рівняння для турбулентного режиму течії в трубах та каналах розраховують безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned}\overline{\text{Nu}} &= 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 68278^{0,8} \cdot 4,64^{0,43} \cdot \left(\frac{4,64}{2,95}\right)^{0,25} = 335;\end{aligned}$$

10.4) за отриманим значенням визначають коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{335 \cdot 0,63}{0,016} = 13202 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});$$

10.5) відхилення між прийнятими та отриманими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі становить:

$$\begin{aligned}\Delta_{\alpha 1} &= \frac{|9861 - 9809|}{9809} \cdot 100 \% = 0,5 \% ; \\ \Delta_{\alpha 2} &= \frac{|12904 - 13202|}{13202} \cdot 100 \% = 2,3 \% .\end{aligned}$$

Оскільки відхилення менші 5 %, то розрахунок закінчують.

11. Розраховують коефіцієнт теплопередачі k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9809} + \frac{0,002}{51,4} + \frac{1}{13202}} = 4617 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

12. Витрату холодного теплоносія G_2 знаходять з рівняння нерозривності потоку, в якому за середньої температури холодного теплоносія $t_2 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ з таблиці А.3 приймають густину води $\rho_2 = 993,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ та питому масову теплоємність $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ і тоді:

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot f_2 = 993,25 \cdot 3 \cdot 0,0685 = 204,11 \text{ кг}/\text{с}.$$

13. Водяний еквівалент для холодного теплоносія:

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 204,11 \cdot 4174 = 851967 \text{ Вт}/\text{град}.$$

14. Температуру води на виході з теплообмінника t_2'' розраховують за формулою:

$$t_2'' = t_1 - (t_1 - t_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} = 110 - (110 - 30) \cdot e^{-\frac{4617 \cdot 34,69}{851967}} = 43,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Відхилення між прийнятим та отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta = \frac{|43,6 - 43,7|}{43,7} \cdot 100 \% = 0,2 \ \%.$$

Це відхилення між температурами менше 5 %, тому ітераційний розрахунок закінчують та остаточно приймають $t_2'' = 43,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5.2. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»

Вихідні дані для розрахунку. У секційному теплообміннику типу «труба в трубі» охолоджується повітря з витратою $G_1 = 0,6 \text{ кг/с}$, від $t_1' = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $t_1'' = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$. Повітря рухається у міжтрубному просторі між великою та малими трубками під тиском $p_1 = 2,5 \text{ бар}$. Вода подається у внутрішні трубки з витратою $G_2 = 1,2 \text{ кг/с}$ і температурою на вході $t_2' = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$. Схема руху теплоносіїв – протитечійна. У кожній секції розташовано $n = 3$ трубки, діаметром $d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм}$, $d_{\text{зов}} = 38 \text{ мм}$. Матеріал трубок – вуглецева сталь У8. Внутрішній діаметр великої труби $D = 120 \text{ мм}$. Довжина секції $l \leq 1,8 \text{ м}$.

Визначити площу поверхні теплообміну, а також число паралельно (n_1) та послідовно (n_2) з'єднаних секцій. **Тип розрахунку** – тепловий конструктивний з елементами теплового повірочного.

1. При виконанні теплового конструкційного розрахунку визначають поверхню теплообміну, необхідну для нагрівання холодного теплоносія (або охолодження гарячого) до заданих температур. Опис конструкції і принцип дії теплообмінника – див. підрозділ 2.2, а послідовність його розрахунку – див. підрозділ 4.2.

Особливість теплообмінника «труба в трубі» полягає в тому, що він конструктивно складається з одної труби, яка розміщена концентрично в іншій трубі, більшого діаметра, з патрубками на їх кінцях для підведення теплоносіїв від одної секції до іншої.

Теплообмінники типу «труба в трубі» використовують для нагрівання та охолодження в системах «рідина–рідина», коли витрати

теплоносіїв невеликі, і вони не змінюють свого агрегатного стану. За рівних теплообмінних характеристик ці апарати мають менші гідравлічні опори, ніж кожухотрубні, але є менш компактні та більш металоемні.

Для виконання умов обмеження перепаду тиску для кожного потоку і застосування поняття середньої температури, секції теплообмінника «труба в трубі» можуть бути з'єднані послідовно або паралельно.

Теплообмінники використовують, в основному, у випадках, коли потрібна невелика площа поверхні теплообміну ($\leq 50 \text{ м}^2$). Поверхня теплообміну може бути збільшена за рахунок установки додаткових секцій. Також, для збільшення площі теплообміну, внутрішні трубки можуть мати повздожні ребра, приварені всередині або зовні.

Серед теплообмінників виділяють агрегати з прямими гладкими трубками, U-подібними трубками, спіральні, зі змійовиками, з трубками Фільда тощо.

Класична конструкція теплообмінника наведена на рис. 5.2.

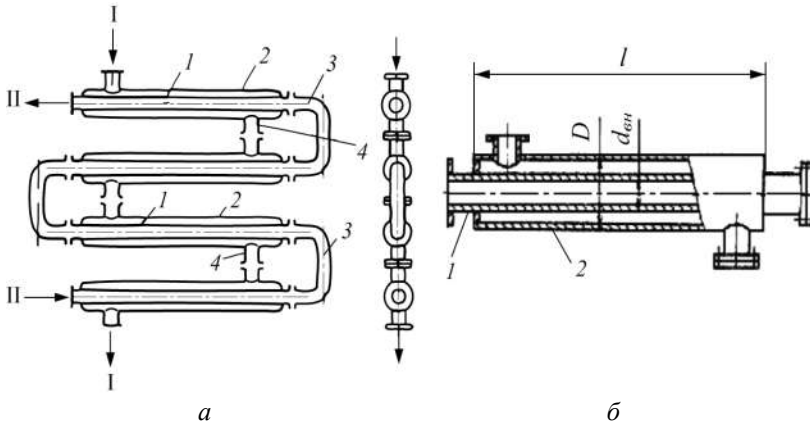


Рис. 5.2 – Теплообмінники – а) секційний; б) «труба в трубі»:
 1, 2 – внутрішні та зовнішні трубки; 3 – калачі; 4 – з'єднувальні патрубки;
 I, II – теплоносії

2.3 рівняння теплового балансу визначають теплову потужність Q і температуру (t_2'') холодного теплоносія на виході з апарата, для чого:

2.1) з таблиці А.1, для середньої температури гарячого теплоносія

$$\bar{t}_1 = 0,5(t_1' + t_1'') = 0,5(70 + 30) = 50 \text{ }^\circ\text{C},$$

знаходять питому теплоємність повітря $c_{p1} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$;

2.2) для однофазних теплоносіїв рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t'_2 - t''_2).$$

Оскільки температура гарячого теплоносія задана за умовою, то з лівої частини рівняння визначають теплову потужність апарата Q :

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = 0,6 \cdot 1005 \cdot (70 - 30) = 24120 \text{ Вт.}$$

3. Маючи теплову потужність Q , з правої частини рівняння теплового балансу знаходять температуру холодного теплоносія на виході:

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}}.$$

У цьому виразі питома теплоємність c_{p2} залежить від температури, яку необхідно визначити, тому розрахунок виконують методом послідовних наближень:

3.1) приймають у першому наближенні $t''_2 = t'_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ і з таблиці А.2, для середньої температури холодного теплоносія

$$\bar{t} = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(10 + 10) = 10 \text{ }^\circ\text{C},$$

знаходять його питому теплоємність $c_{p2} = 4,191 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$;

3.2) розраховують у другому наближенні температуру холодного теплоносія на виході:

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}} = 10 + \frac{24120}{1,2 \cdot 4191} = 14,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

3.3) відхилення між прийнятим та отриманим значенням температури t''_2 становить:

$$\Delta_t = \frac{|10 - 14,8|}{14,8} \cdot 100 \% = 32,4 \%.$$

Похибка ітераційного процесу при визначенні температури більша 5 %, тому розрахунок необхідно повторити.

4. Для нового значення температури $t''_2 = 14,8 \text{ }^\circ\text{C}$ визначають середню температуру холодного теплоносія:

$$\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(10 + 14,8) = 12,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

і з таблиці А.3 знаходять питому теплоємність води, яка має значення $c_{p2} = 4,189$ кДж/(кг·град).

5. Розраховують температуру холодного теплоносія на виході в третьому наближенні:

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}} = 10 + \frac{24120}{1,2 \cdot 4189} = 14,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Відхилення між прийнятим та отриманим значеннями температури t_2'' становить:

$$\Delta_t = \frac{|14,8 - 14,7|}{14,7} \cdot 100 \% = 0,68 \%$$

Відхилення між температурами другого і третього наближення менше 5 %, тому розрахунок закінчують і для подальших дій приймають температуру холодного теплоносія на виході $t_2'' = 14,7$ °С.

6. З рівняння нерозривності визначають швидкість руху гарячого та холодного теплоносіїв, попередньо прийнявши кількість паралельно з'єднаних секцій $n_1 = 1$ (тобто виконують розрахунок без розпаралелювання потоків теплоносіїв):

6.1) гарячий теплоносій (повітря) рухається у міжтрубному просторі, тому площа поперечного перерізу для його проходження дорівнює:

$$f_1^{n_1=1} = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{зоє}}^2}{4} \right) n_1 = \left(\frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} \right) \cdot 1 = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

6.2) холодний теплоносій (вода) рухається в трубках, тому площу поперечного перерізу для його проходження знаходять з виразу:

$$f_1^{n_1=1} = n \frac{\pi d_{\text{ен}}^2}{4} n_1 = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} \cdot 1 = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

6.3) гарячий теплоносій (повітря) перебуває під тиском, тому його густину визначають з рівняння Менделєєва–Клапейрона:

$$\rho_1 = \frac{p_1 \mu_{\text{ноє}}}{R_{\text{ц}} T_1} = \frac{2,5 \cdot 10^5 \cdot 28,96}{8314 \cdot (50 + 273)} = 2,696 \text{ кг/м}^3;$$

6.4) з таблиці А.3, для середньої температури холодного теплоносія $t_2 = 12,4$ °С, визначають густину води $\rho_2 = 999,34$ кг/м³;

6.5) з рівняння нерозривності знаходять швидкість руху теплоносіїв без розпаралелювання потоків теплоносіїв (при $n_1 = 1$):

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{0,6}{2,696 \cdot 7,9 \cdot 10^{-3}} = 28,2 \text{ м/с};$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{1,2}{999,34 \cdot 2,41 \cdot 10^{-3}} = 0,498 \text{ м/с};$$

6.6) порівнюють отримані значення швидкостей $w_1^{n_1=1}$ та $w_2^{n_1=1}$ з рекомендованим інтервалом зміни для повітря і води, відповідно:

$$5 \leq w_1^{n_1=1} \leq 25;$$

$$0,5 \leq w_2^{n_1=1} \leq 3.$$

Швидкість холодного теплоносія (вода) відповідає мінімально допустимій w_{\min} , а швидкість гарячого (повітря) – перевищує максимально допустиму швидкість w_{\max} , тому необхідно виконати розпаралелювання потоку для гарячого теплоносія.

7. Вибирають число паралельних секцій n_1 , так, щоб швидкість повітря w_1 знаходилася в рекомендованому інтервалі, для чого:

а) задають швидкість гарячого теплоносія, до прикладу, $w_1^{zad} = 10 \text{ м/с}$ і визначають число паралельних секцій для його руху:

$$n_1^{zap} = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{zad}} = \frac{28,2}{10} = 2,82 \approx 3;$$

б) уточнюють площу перерізу f_1 і швидкість w_1 при $n_1^{zap} = 3$:

$$f_1 = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{зоб}^2}{4} \right) n_1^{zap} = \left(\frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} \right) \cdot 3 = 0,0237 \text{ м}^2;$$

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{0,6}{2,696 \cdot 0,0237} = 9,39 \text{ м/с}.$$

8. Будують у масштабі графік зміни температури теплоносіїв уздовж поверхні нагріву $t = f(F)$ і розраховують середню різницю температур теплоносіїв $\overline{\Delta t}$ (правила побудови – див. підрозділ 3.3).

Прийнята протитечійна схема руху теплоносіїв. Оскільки $\delta t_2 < \delta t_1$ і, відповідно, $W_2 > W_1$, то випуклість кривих зміни температури теплоносіїв спрямована убік холодного теплоносія (донизу).

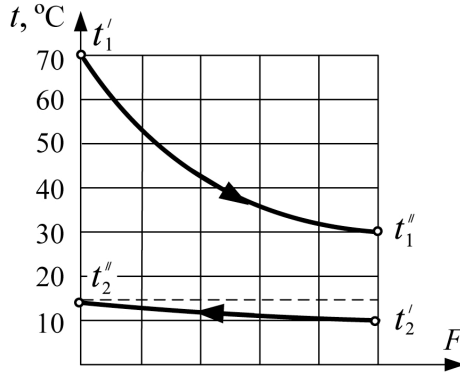


Рис. 5.3 – Зміна температури теплоносіїв вздовж поверхні нагріву

З графіка $t = f(F)$ визначають максимальну та мінімальну різниці температури теплоносіїв:

$$\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_2 = 70 - 14,7 = 55,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\min} = t''_1 - t'_2 = 30 - 10 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Відношення

$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} = \frac{55,3}{20} = 2,8 > 2,$$

тому середню різницю температур розраховують за формулою:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{55,3 - 20}{\ln \frac{55,3}{20}} = 34,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

9. Розраховують з критеріальних рівнянь коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 і коефіцієнт теплопередачі k .

Складність визначення цих коефіцієнтів полягає в тому, що в критеріальні рівняння входять величини, залежні від температур стінок – зовнішньої (t_{w1}) та внутрішньої (t_{w2}), тому розрахунок виконують методом послідовних наближень (ітерацій):

9.1) задають невідомі температури стінок t_{w1} та t_{w2} у першому наближенні:

$$t_{w1} = t_1 - \overline{\Delta t} / 2 = 50 - 34,71 / 2 = 32,65 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + 1 \text{ } ^\circ\text{C} = 32,65 + 1 = 33,65 \text{ } ^\circ\text{C};$$

9.2) з таблиці А.5, для середньої температури стінки:

$$\overline{t_w} = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(32,65 + 31,65) = 32,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

знаходять теплопровідність вуглецевої сталі У8 – $\lambda_w = 49,54 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$;

9.3) знаходять коефіцієнт тепловіддачі α_1 для вимушеного руху повітря у міжтрубному просторі, попередньо розрахувавши:

а) для руху теплоносія в каналах складної форми як визначальний розмір приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{екв}$, який для міжтрубного простору теплообмінника типу «труба в трубі» з числом трубок n , визначають за формулою:

$$d_{екв} = \frac{D^2 - d_{зov}^2 \cdot n}{D + d_{зov} \cdot n} = \frac{0,12^2 - 0,038^2 \cdot 3}{0,12 + 0,038 \cdot 3} = 0,043 \text{ м;}$$

б) з таблиці А.1, для визначальної температури

$$t_0 = t_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C,}$$

приймають фізичні властивості повітря:

$$\lambda_1 = 0,0283 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}; \text{ критерій } Pr_1 = 0,698; \mu_1 = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с.}$$

Для температури стінки $t_{w1} = 32,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ – критерій $Pr_{w1} = 0,701$;

в) кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря визначають з виразу:

$$\nu = \frac{\mu_{нов}}{\rho} = \frac{19,6 \cdot 10^{-6}}{2,696} = 7,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с;}$$

г) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{екв}}{\nu_1} = \frac{9,39 \cdot 0,043}{7,27 \cdot 10^{-6}} = 55539 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більший 10000, то приймають, що режим течії повітря **турбулентний**;

д) з критеріального рівняння для турбулентного режиму течії визначають критерій Нуссельта:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 55539^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \cdot \left(\frac{0,698}{0,701} \right)^{0,25} = 112,3; \end{aligned}$$

е) остаточно розраховують коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda}{d_{екв}} = \frac{112,3 \cdot 0,0283}{0,043} = 73,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});$$

9.4) аналогічно знаходять коефіцієнт тепловіддачі α_2 для вимушеного руху води у прямих гладких трубках, додатково визначивши:

а) з таблиці А.3 для визначальної температури:

$$t_0 = t_2 = 12,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

знаходять фізичні властивості води: $\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$; критерій Прандтля $Pr_2 = 8,92$, $\nu_2 = 1,234 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для температури стінки $t_{w2} = 31,65 \text{ }^\circ\text{C}$ – критерій $Pr_{w2} = 5,18$.

Як визначальний розмір – внутрішній діаметр трубок $R_0 = d_{вн}$;

б) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії рухомого середовища:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{вн}}{\nu_2} = \frac{0,498 \cdot 0,032}{1,234 \cdot 10^{-6}} = 12914 > 10^4.$$

Оскільки критерій Рейнольдса більше 10000, то приймають, що режим течії води **турбулентний**;

в) з критеріального рівняння для турбулентного режиму течії одержують:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 12914^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \cdot \left(\frac{8,92}{5,18} \right)^{0,25} = 119,9; \end{aligned}$$

г) остаточно розраховують коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{вн}} = \frac{119,9 \cdot 0,58}{0,032} = 2172,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});$$

9.5) розраховують коефіцієнт теплопередачі k .

Оскільки відношення зовнішнього діаметра стінки труби до внутрішнього діаметра $d_{зов}/d_{вн} < 2$, то цей коефіцієнт розраховують за формулою для плоскої стінки, нехтуючи при цьому термічним опором забруднень ($R_{забр} = 0$).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заб}} = \frac{1}{\frac{1}{73,9} + \frac{0,003}{49,54} + \frac{1}{2172,8}} = 71,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

10. Уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} , для чого:

10.1) розраховують густину теплового потоку, що проходить через стінку, для середніх значень температури теплоносіїв t_1 та t_2 :

$$q = k(t_1 - t_2) = 71,2 \cdot (50 - 12,4) = 2675,7 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

10.2) знаходять температури стінок з наступних виразів:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 50 - \frac{2675,7}{73,9} = 13,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 12,4 + \frac{2675,7}{2172,8} = 13,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

10.3) відхилення між прийнятим та отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_{t1} = \frac{|13,8 - 32,65|}{32,65} \cdot 100 \% = 57,7 \%,$$

$$\Delta_{t2} = \frac{|13,6 - 31,65|}{31,65} \cdot 100 \% = 57,0 \%.$$

Оскільки відхилення більші 5 %, то розрахунок повторюють аналогічно до п. 9, для нових значень температури $t_{w1} = 13,8 \text{ }^\circ\text{C}$ та $t_{w2} = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Відмітимо, що у формулах для розрахунку α_1 та α_2 будуть змінюватися лише величини критеріїв Прандтля Pr_{w1} та Pr_{w2} .

11. Визначають нові значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 та α_2 та k для середньої температури стінки:

$$\bar{t}_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{13,8 + 13,6}{2} = 13,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

11.1) з таблиці А.5, для цієї температури екстраполяцією визначають теплопровідність сталі У8 – $\lambda_w = 49,69 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$; для температури стінки $t_{w1} = 13,8 \text{ }^\circ\text{C}$ – критерій Прандтля $Pr_{w1} = 0,704$ (табл. А.1); а для $t_{w2} = 13,6 \text{ }^\circ\text{C}$ – критерій Прандтля $Pr_{w2} = 8,62$ (табл. А.3);

11.2) розраховують критерій Нуссельта, а потім – коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\begin{aligned}\overline{\text{Nu}}_1 &= 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{w1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 55539^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \cdot \left(\frac{0,698}{0,704} \right)^{0,25} = 112,2, \\ \alpha_1 &= \frac{\overline{\text{Nu}}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{екв}}} = \frac{112,2 \cdot 0,0283}{0,043} = 73,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});\end{aligned}$$

11.3) розраховують критерій Нуссельта, а потім – коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\begin{aligned}\overline{\text{Nu}}_2 &= 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{w2}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 12914^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \cdot \left(\frac{8,92}{8,62} \right)^{0,25} = 105,6, \\ \alpha_2 &= \frac{\overline{\text{Nu}}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{екв}}} = \frac{105,6 \cdot 0,58}{0,032} = 1913,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град});\end{aligned}$$

11.4) розраховують коефіцієнт теплопередачі k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{73,8} + \frac{0,003}{49,69} + \frac{1}{1913,1}} = 70,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

12. Уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} , попередньо визначивши густину теплового потоку:

$$q = k(t_1 - t_2) = 70,8 \cdot (50 - 12,4) = 2660,6 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 50 - \frac{2660,6}{73,8} = 13,9 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 12,4 + \frac{2660,6}{1913,1} = 13,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Відхилення між прийнятим та отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta_{t1} = \frac{|13,8 - 13,9|}{13,8} \cdot 100 \% = 0,72 \%;$$

$$\Delta_{t2} = \frac{|13,6 - 13,8|}{13,6} \cdot 100 \% = 1,5 \%.$$

Ці відхилення між температурами менші 5 %, тому ітераційний розрахунок закінчують та остаточно приймають коефіцієнт теплопередачі $k = 70,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$.

13. З рівняння теплопередачі знаходять площу поверхні теплообміну F :

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{24120}{70,08 \cdot 34,7} = 9,82 \text{ м}^2.$$

14. Визначають кількість послідовно з'єднаних секцій n_2 .

За умови, що $\alpha_1 \ll \alpha_2$ як розрахунковий приймають зовнішній діаметр $d^* = d_{\text{зов}}$; з умови завдання $l \leq 1,8 \text{ м}$, тому довжину кожної секції приймають рівною $l = 1,5 \text{ м}$.

Кількість секцій:

$$n_2 = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot l \cdot n_1} = \frac{9,82}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,5 \cdot 3} = 18,3 \approx 19.$$

15. Уточнюють довжину трубок з виразу:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot n_1 \cdot n_2} = \frac{9,82}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 3 \cdot 19} = 1,44 \text{ м}.$$

5.3. Розрахунок пластинчастого теплообмінника

Вихідні дані для розрахунку. Визначити температури гарячої (t_1'') і холодної (t_2'') води на виході з пластинчастого теплообмінника, якщо витрата гарячої води становить $G_1 = 10 \text{ кг}/\text{с}$, а холодної $-G_2 = 15 \text{ кг}/\text{с}$.

Теплообмінник зібраний з гладких пластин розмірами $b = 0,4 \text{ м}$, $l = 0,8 \text{ м}$, відстань між якими $s = 20 \text{ мм}$. Товщина пластин $\delta = 3 \text{ мм}$, матеріал – вуглецева сталь 20. Кількість каналів для проходження гарячого теплоносія $n_1 = 20$, а холодного – $n_2 = 19$.

Температура гарячої води на вході в теплообмінник $t'_1 = 90$ °С, холодної – $t'_2 = 10$ °С. Прийнята протитечійна схема руху теплоносіїв.

Тип розрахунку – тепловий повірочний з елементами конструктивного.

1. Опис конструкції, принцип дії та послідовність розрахунку теплообмінника (див. розділ 2).

Пластинчастий теплообмінник представляє собою каркас, який складається із задньої нерухомої панелі та передньої рухомої плити, стягнутих напрямними. Між плитами розміщені штамповані пластини, виготовлені, як правило, з нержавіючої сталі, але можуть бути латунні чи з інших матеріалів, що мають великий коефіцієнт теплопровідності. Між пластинами розміщене подвійне гумове ущільнення. Спеціальне розташування гофрів у пластинах теплообмінника формує два канали, через які передаються середовища: що віддає тепло (гріюче) і що нагрівається, завдяки чому забезпечується процес теплообміну. Ступінь гофрування та кількість пластин забезпечує основні вимоги, що висуваються до пластинчастого теплообмінника.

Ці вимоги і їх розрахунок реалізуються за допомогою спеціальних комп'ютерних програм. На кожен пластинчастий теплообмінник проводять індивідуальний розрахунок так, щоб забезпечити максимальний ефект від його роботи. В кожному конкретному випадку на економічну ефективність роботи апарата впливає правильність цього розрахунку і відповідність реального режиму роботи розрахунковому. Однак, можна виділити деякі фактори, які дозволяють забезпечити їх більшу економічність, порівняно з кожухотрубним, «труба в трубі» тощо за будь-яких інших умов:

- малі габарити (менші майже на 20 % від розмірів кожухотрубного апарата);

- контрольована висока турбулентність потоків теплоносіїв, що дає значно меншу забрудненість, а це підвищує коефіцієнт теплопередачі. Також цей апарат має більшу стійкість до вібрацій і вищу межу втомної міцності використаних матеріалів;

- конструктивні особливості пластинчастого теплообмінника дозволяють виключити появу всередині нього протікань, які би призводили до змішування теплоносіїв;

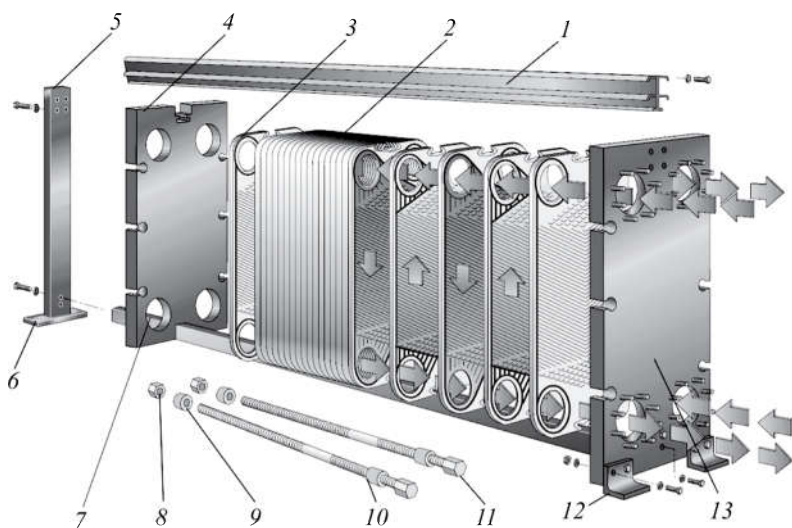
- точність теплопередачі, зменшення витрат на монтажні роботи та технічне обслуговування забезпечують низькі сумарні затрати;

- технологічний ефект від зниження споживання енергії за рахунок підвищеної здатності до теплообміну;

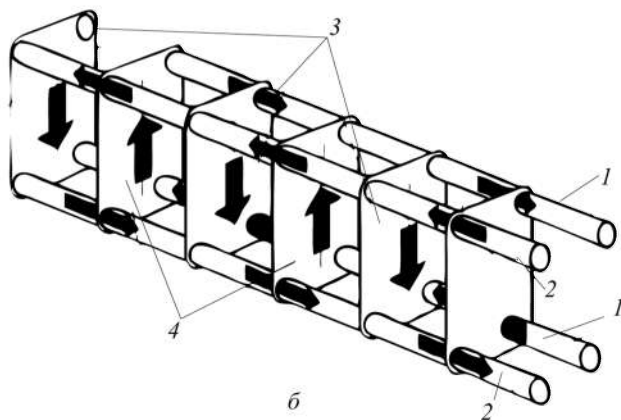
- низькі втрати тиску, незначна величина недогріву;

- можливість змін параметрів уже виготовленого апарата.

Класична конструктивна схема апарата наведена на рис. 5.4.



a



б

Рис. 5.4 – Конструкція пластинчастого теплообмінника:
a) 1 – основа; 2 – пакет пластин; 3 – ущільнення; 4 – рухома притискна плита; 5 – станина; 6 – опорна лапа станини; 7 – інспекційний отвір; 8 – контргайка; 9 – стопорна шайба; 10 – підшипник; 11 – стяжний гвинт; 12 – опорна лапа рами; 13 – нерухома притискна плита;
б) схема руху теплоносіїв у ньому, для середовищ:
 1 – гріючого, 2 – охолоджувального;
 (канали теплоносіїв: 3 – гарячого, 4 – холодного)

Тепловий повірочний розрахунок

Розрахунок виконують методом послідовних наближень для апарата, конструктивні розміри якого задані. У нашому випадку використана схема основана на понятті ефективності теплообмінника.

Перше наближення $t_1'' = 90\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2'' = 10\text{ }^\circ\text{C}$

1. У першому наближенні приймають температури гарячого та холодного теплоносіїв на виході з теплообмінника $t_1'' = t_1' = 90\text{ }^\circ\text{C}$ та $t_2'' = t_2' = 10\text{ }^\circ\text{C}$, тоді середня температура води буде $t_1 = 90\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 10\text{ }^\circ\text{C}$.

2. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 та коефіцієнт теплопередачі k .

Основна складність визначення цих коефіцієнтів полягає в тому, що до критеріальних рівнянь входять величини, залежні від температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінок t_{w1} та t_{w2} , тому розрахунок необхідно виконувати методом послідовних наближень (ітерацій) за певною схемою, для чого:

2.1) задають невідомі температури стінок t_{w1} та t_{w2} у першому наближенні, тоді середня різниця температур теплоносіїв буде:

$$\begin{aligned}\overline{\Delta t} &= t_1 - t_2 = 90 - 10 = 80\text{ }^\circ\text{C}; \\ t_{w1} &= t_1 - \frac{\Delta t}{2} = 90 - \frac{80}{2} = 50\text{ }^\circ\text{C}; \\ t_{w2} &= t_{w1} - 1\text{ }^\circ\text{C} = 50 - 1 = 49\text{ }^\circ\text{C};\end{aligned}$$

2.2) розраховують коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки α_1 , для чого попередньо визначають:

а) з таблиці А.5, для значення середньої температури стінки $0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(50 + 49) = 49,5\text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластин (вуглецева сталь 20) – $\lambda_w = 51,5\text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$;

б) для руху теплоносія у каналах складної форми, як визначальний розмір приймають еквівалентний діаметр $R_0 = d_{екв}$, який для щільного каналу пластинчастого теплообмінника отримують з виразу:

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot s \cdot b}{s + b} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,4}{0,02 + 0,4} = 0,038\text{ м};$$

в) з таблиці А.3, для визначальної температури гарячого теплоносія $t_0 = t_1 = 90\text{ }^\circ\text{C}$, знаходять фізичні властивості води:

$$\rho_1 = 965,3\text{ кг/м}^3; \lambda_1 = 0,68\text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}; Pr_1 = 1,95; \nu_1 = 0,326 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}.$$

Для температури стінки $t_{w1} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, критерій $\text{Pr}_{w1} = 3,54$;

г) з рівняння нерозривності потоку знаходять середню швидкість течії гарячого теплоносія, попередньо визначивши площу поперечного перерізу каналу, в якому він проходить:

$$f_1 = n_1 \cdot s \cdot b = 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4 = 0,16 \text{ м}^2,$$

де n_1 – кількість каналів для проходження гарячого теплоносія; s – відстань між пластинками, м; b – ширина пластинки, м;

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot n_1 \cdot s \cdot b} = \frac{10}{965,3 \cdot 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,065 \text{ м/с};$$

д) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_{екв}}{\nu_1} = \frac{0,065 \cdot 0,038}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 7577.$$

Оскільки критерій Рейнольдса $2300 < \text{Re}_1 < 10^4$, то режим течії гарячого теплоносія – **перехідний**.

З таблиці 3.1 (с. 33), для критерію $\text{Re}_1 = 7577$, екстраполяцією визначають комплекс $K_0 = 25,73$;

е) з критеріального рівняння для перехідного режиму течії, одержують:

$$\overline{\text{Nu}}_1 = K_0 \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{w1}} \right)^{0,25} = 25,73 \cdot 1,95^{0,43} \cdot \left(\frac{1,95}{3,54} \right)^{0,25} = 29,54;$$

ж) остаточно розраховують коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{\text{Nu}}_1 \cdot \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{29,54 \cdot 0,68}{0,038} = 528,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

2.3) розраховують коефіцієнт тепловіддачі для вимушеного руху холодного теплоносія у щілинному каналі α_2 , для чого уточнюють:

а) еквівалентний діаметр $d_{екв} = 0,038 \text{ м}$ – він відповідає еквівалентному діаметру для гарячого теплоносія;

б) з таблиці А.3, для визначальної температури холодного теплоносія $t_0 = t_2 = 10^\circ\text{C}$, знаходять фізичні властивості води:

$$\rho_2 = 999,7 \text{ кг/м}^3; \lambda_2 = 0,574 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}; \text{Pr}_2 = 9,52; \nu_2 = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Для температури стінки $t_{w2} = 49^\circ\text{C}$ – критерій $\text{Pr}_{w2} = 3,62$;

в) знаходять середню швидкість течії холодного теплоносія з рівняння нерозривності, попередньо визначивши площу поперечного перерізу каналу, в якому він проходить:

$$f_2 = n_2 \cdot s \cdot b = 19 \cdot 0,02 \cdot 0,4 = 0,152 \text{ м}^2,$$

де n_2 – кількість каналів для проходження холодного теплоносія; s – відстань між пластинками, м; b – ширина пластинки, м;

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_2 \cdot s \cdot b} = \frac{15}{999,7 \cdot 19 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,099 \text{ м/с};$$

г) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_2} = \frac{0,099 \cdot 0,038}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 2880.$$

Оскільки критерій Рейнольдса $2300 < \text{Re}_2 < 10^4$, то режим течії холодного теплоносія – **перехідний**.

З таблиці 3.1 (с. 33), для критерію $\text{Re}_2 = 2880$ екстраполяцією визначають комплекс $K_0 = 6,88$;

д) з критеріального рівняння для перехідного режиму течії одержують:

$$\overline{\text{Nu}}_2 = K_0 \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{w2}} \right)^{0,25} = 6,88 \cdot 9,52^{0,43} \cdot \left(\frac{9,52}{3,62} \right)^{0,25} = 23,08;$$

е) остаточно розраховують коефіцієнт тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{\text{Nu}}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{екв}}} = \frac{23,08 \cdot 0,574}{0,038} = 348,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

2.4) розраховують коефіцієнт теплопередачі k , використовуючи формулу для плоскої стінки, при цьому термічним опором забруднень нехтують ($R_{\text{забр}} = 0$):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{забр}}} = \frac{1}{\frac{1}{528,6} + \frac{0,003}{51,5} + \frac{1}{348,6}} = 207,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

2.5) уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} , для чого попередньо розраховують:

а) густину теплового потоку, що проходить через стінку між середніми температурами t_1 та t_2 теплоносіїв:

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = 207,5 \cdot (90 - 10) = 16600 \text{ Вт/м}^2;$$

б) температури стінок знаходять за виразами:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 90 - \frac{16600}{528,6} = 58,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 10 + \frac{16600}{348,6} = 57,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

в) відхилення між прийнятим та отриманим значеннями температури становить:

$$\Delta t_1 = \frac{|50 - 58,6|}{58,6} \cdot 100 \% = 14,7 \%;$$

$$\Delta t_2 = \frac{|49 - 57,6|}{57,6} \cdot 100 \% = 14,9 \%.$$

Оскільки відхилення більші 5 %, то розрахунок повторюють з п. 2.1, прийнявши нові значення t_{w1} та t_{w2} . Відмітимо, що у формулах для розрахунку коефіцієнтів α_1 та α_2 будуть змінюватись лише критерії Pr_{w1} та Pr_{w2} .

3. Розраховують коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки α_1 , для чого попередньо визначають:

а) з таблиці А.5, для середньої температури стінки, яка становить $\bar{t}_w = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(58,6 + 57,6) = 58,1 \text{ }^\circ\text{C}$; коефіцієнт теплопровідності матеріалу (вуглецева сталь 20) $-\lambda_w = 51,6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$;

б) з таблиці А.3, знаходять критерії Прандтля для температур стінки: $t_{w1} = 58,6 \text{ }^\circ\text{C} - Pr_{w1} = 3,02$; та $t_{w2} = 57,6 \text{ }^\circ\text{C} - Pr_{w2} = 3,08$;

в) розраховують безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\overline{Nu}_1 = K_0 \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 25,73 \cdot 1,95^{0,43} \cdot \left(\frac{1,95}{3,02} \right)^{0,25} = 30,74;$$

г) остаточно розраховують коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{30,74 \cdot 0,68}{0,038} = 550,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

4. Розраховують коефіцієнт тепловіддачі від холодного теплоносія до стінки:

а) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\overline{Nu}_2 = K_0 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 6,88 \cdot 9,52^{0,43} \cdot \left(\frac{9,52}{3,08} \right)^{0,25} = 24,04;$$

б) остаточна величина коефіцієнта тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{екв}} = \frac{24,04 \cdot 0,574}{0,038} = 363,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

5. Визначають коефіцієнт теплопередачі k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{550,1} + \frac{0,003}{51,6} + \frac{1}{363,1}} = 216 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

6. Уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} , попередньо визначивши густину теплового потоку:

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = 216 \cdot (90 - 10) = 17280 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 90 - \frac{17280}{550,1} = 58,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 10 + \frac{17280}{363,1} = 57,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

7. Відхилення між прийнятими та отриманими значеннями температури становлять:

$$\Delta_{t1} = \frac{|58,6 - 58,6|}{58,6} \cdot 100 \% = 0 \%;$$

$$\Delta_{t2} = \frac{|57,6 - 57,6|}{57,6} \cdot 100 \% = 0 \%.$$

Оскільки відхилення менші 5 %, то на цьому розрахунок закінчують і остаточно приймають коефіцієнт теплопередачі:

$$k = 216 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

8. Визначають температури гарячої t_1'' та холодної t_2'' води на виході з теплообмінника, для чого попередньо уточнюють:

8.1) з таблиці А.3 для середніх температур теплоносіїв визначають питому масову теплоємність:

$$t_1 = 90^\circ\text{C} - c_{p1} = 4,208 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{град}),$$

$$t_2 = 10^\circ\text{C} - c_{p2} = 4,191 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{град});$$

8.2) розраховують водяні еквіваленти гарячого та холодного теплоносіїв:

$$W_1 = G_1 \cdot c_{p1} = 10 \cdot 4208 = 42080 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 15 \cdot 4191 = 62865 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

8.3) визначають площу поверхні теплообміну пластинчастого теплообмінного апарата:

$$F = (2n_1 - 2) \cdot b \cdot l = (2 \cdot 20 - 2) \cdot 0,4 \cdot 0,8 = 12,2 \text{ м}^2;$$

8.4) безрозмірний коефіцієнт теплопередачі (N) становить:

$$N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{k \cdot F}{W_1} = \frac{216 \cdot 12,2}{42080} = 0,0626;$$

8.5) розраховують ефективність теплообмінника для протитечійної схеми руху теплоносіїв:

$$E_{\text{npm}} = \frac{1 - e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} = \frac{1 - e^{-0,0626 \left(1 - \frac{42080}{62865}\right)}}{1 - \frac{42080}{62865} \cdot e^{-0,0626 \left(1 - \frac{42080}{62865}\right)}} = 0,0598.$$

Оскільки $W_1 = W_{\min}$, то температури t_1'' та t_2'' визначають з виразів:

$$t_1'' = t_1' - E_{\text{npm}} \cdot (t_1' - t_2') = 90 - 0,0598 \cdot (90 - 10) = 85,2 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} \cdot E_{\text{npm}} \cdot (t_1' - t_2') = 10 + \frac{41910}{63120} \cdot 0,0598 \cdot (90 - 10) = 13,2 \text{ }^\circ\text{C};$$

8.6) відхилення між прийнятими та отриманими значеннями температур становлять:

$$\Delta_{t1} = \frac{|90 - 85,2|}{85,2} \cdot 100 \% = 5,2 \%; \quad \Delta_{t2} = \frac{|10 - 13,2|}{13,2} \cdot 100 \% = 24,3 \%.$$

Оскільки вони більші 5 %, то розрахунок повторюють з п. 2.1, прийнявши нові значення t_1'' та t_2'' .

Друге наближення $t_1'' = 85,2$ °С, $t_2'' = 13,2$ °С

9. Середні температури гарячої та холодної води дорівнюють:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{90 + 85,2}{2} = 87,6 \text{ °С};$$

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{10 + 13,2}{2} = 11,6 \text{ °С}.$$

10. Визначають коефіцієнти тепловіддачі α_1 , α_2 та коефіцієнт теплопередачі k , для чого попередньо визначають:

а) задають температури стінки $t_{w1} = 58,6$ °С та $t_{w2} = 57,6$ °С;

б) з таблиці А.5 і для середньої температури стінки:

$$\bar{t}_w = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(58,6 + 57,6) = 58,1 \text{ °С},$$

для матеріалу пластин (вуглецева сталь 20) приймають коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_w = 51,6$ Вт / (м · град).

10.1. Розраховують коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого теплоносія α_1 за його вимушеного руху в каналі, для чого додатково:

а) з таблиці А.3, для визначальної температури $t_0 = t_1 = 87,6$ °С, приймають фізичні властивості води:

$$\rho_1 = 966,86 \text{ кг/м}^3; \lambda_1 = 0,6786 \text{ Вт/(м·град)}; \text{Pr}_1 = 2,01; \nu_1 = 0,335 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

б) з таблиці А.3, для температури стінки $t_{w1} = 58,6$ °С, знаходять критерій Прандтля $\text{Pr}_{w1} = 3,02$;

в) з рівняння нерозривності потоку знаходять середню швидкість течії гарячого теплоносія:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot n_1 \cdot s \cdot b} = \frac{10}{966,86 \cdot 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,0646 \text{ м/с};$$

г) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_1} = \frac{0,0646 \cdot 0,038}{0,335 \cdot 10^{-6}} = 7328.$$

Оскільки критерій Рейнольдса $2300 < \text{Re}_1 < 10^4$, то режим течії гарячого теплоносія – *перехідний*.

З таблиці 3.1 (с. 33) для критерію $\text{Re}_1 = 7328$ екстраполяцією визначають комплекс $K_0 = 25,0$;

д) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі для перехідного режиму:

$$\overline{Nu}_1 = K_0 \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 25,0 \cdot 2,01^{0,43} \cdot \left(\frac{2,01}{3,02} \right)^{0,25} = 30,49;$$

е) остаточне значення коефіцієнта тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{30,49 \cdot 0,6786}{0,038} = 544,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

10.2. Розраховують коефіцієнт тепловіддачі з боку холодного теплоносія α_2 за його вимушеного руху в каналі, для чого додатково:

а) з таблиці А.3 приймають фізичні властивості води для визначальної температури $t_0 = t_2 = 11,6 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_2 = 999,46 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda_2 = 0,578 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}); Pr_2 = 9,12; \nu_2 = 1,258 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

б) з таблиці А.3, для температури стінки $t_{w2} = 57,6 \text{ }^\circ\text{C}$, знаходять критерій Прандтля $Pr_{w2} = 3,08$;

в) з рівняння нерозривності знаходять середню швидкість течії холодного теплоносія:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_2 \cdot s \cdot b} = \frac{15}{999,46 \cdot 19 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,0987 \text{ м}/\text{с};$$

г) розраховують критерій Рейнольдса і визначають режим течії:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{екв}}{\nu_2} = \frac{0,0987 \cdot 0,038}{1,258 \cdot 10^{-6}} = 2989.$$

Оскільки критерій Рейнольдса $2300 < Re_1 < 10^4$, то режим течії холодного теплоносія – **перехідний**.

З таблиці 3.1 (с. 33) для критерію $Re_1 = 2989$, екстраполяцією визначають комплекс $K_0 = 7,41$;

д) безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі перехідного режиму:

$$\overline{Nu}_2 = K_0 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 7,41 \cdot 9,12^{0,43} \cdot \left(\frac{9,12}{3,08} \right)^{0,25} = 25,15;$$

е) остаточне значення коефіцієнта тепловіддачі α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{екв}} = \frac{25,15 \cdot 0,578}{0,038} = 382,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

10.3. Розраховують коефіцієнт теплопередачі k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{544,5} + \frac{0,003}{51,6} + \frac{1}{382,5}} = 221,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

11. Уточнюють температури стінок t_{w1} та t_{w2} , попередньо визначивши густину теплового потоку:

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = 221,8 \cdot (87,6 - 11,6) = 16857 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 87,6 - \frac{16857}{544,5} = 56,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 11,6 + \frac{16857}{382,5} = 55,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

12. Відхилення між прийнятими та отриманими значеннями температури становлять:

$$\Delta_{t1} = \frac{|58,6 - 56,7|}{56,7} \cdot 100 \% = 3,4 \%;$$

$$\Delta_{t2} = \frac{|57,6 - 55,7|}{55,7} \cdot 100 \% = 3,4 \%.$$

Оскільки відхилення менші 5 %, то на цьому розрахунок закінчують і остаточно приймають коефіцієнт теплопередачі:

$$k = 221,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

13. Визначають температури гарячої t_1'' та холодної t_2'' води на виході з теплообмінника, для чого попередньо уточнюють:

13.1) з таблиці А.3 для середніх температур теплоносіїв визначають питому масову теплоємність:

$$t_1 = 87,6^\circ\text{C} - c_{p1} = 4,205 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}),$$

$$t_2 = 11,6^\circ\text{C} - c_{p2} = 4,190 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град});$$

13.2) розраховують водяні еквіваленти гарячого та холодного теплоносіїв:

$$W_1 = G_1 \cdot c_{p1} = 10 \cdot 4205 = 42050 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 15 \cdot 4190 = 62850 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

13.3) безрозмірний коефіцієнт теплопередачі (N) становить:

$$N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{k \cdot F}{W_1} = \frac{221,8 \cdot 12,2}{42050} = 0,0644;$$

13.4) розраховують ефективність теплообмінника для протічійної схеми руху теплоносіїв:

$$E_{npm} = \frac{1 - e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} = \frac{1 - e^{-0,0644 \left(1 - \frac{42050}{62850}\right)}}{1 - \frac{42050}{62850} \cdot e^{-0,0644 \left(1 - \frac{42050}{62850}\right)}} = 0,0611.$$

Оскільки $W_1 = W_{\min}$, то температури t_1'' та t_2'' визначають з виразів:

$$t_1'' = t_1' - E_{npm} \cdot (t_1' - t_2') = 90 - 0,0611 \cdot (90 - 10) = 85,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} \cdot E_{npm} \cdot (t_1' - t_2') = 10 + \frac{42050}{62850} \cdot 0,0611 \cdot (90 - 10) = 13,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

13.5) відхилення між прийнятими та отриманими значеннями температур становлять:

$$\Delta_{t1} = \frac{|85,2 - 85,1|}{85,1} \cdot 100 \% = 0,12 \%;$$

$$\Delta_{t2} = \frac{|13,2 - 13,3|}{13,3} \cdot 100 \% = 0,75 \%.$$

Оскільки відхилення менші 5 %, то на цьому розрахунок закінчують з результатом $t_1'' = 85,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $t_2'' = 13,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ

Студенти інженерно-технічних спеціальностей при вивченні дисципліни «Теоретичні основи теплотехніки» виконують індивідуальну розрахункову роботу, яка передбачає тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника – простого за конструкцією, надійного в експлуатації агрегату, який достатньо повно ілюструє основні закономірності процесу теплообміну. Розрахункова робота є формою поточної атестації студента, його самостійної роботи з дисципліни і способом стимулювання для більш активного набуття навиків розв'язування конструкторських задач, які стануть в нагоді при подальшому навчанні.

При виконанні розрахункової роботи студент повинен показати знання, вміння і практичні навички з дисципліни «Теоретичні основи теплотехніки» та професійні якості, характерні для фахівця спеціальностей «Прикладна механіка», «Матеріалознавство» (ОПП «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»), «Галузеве машинобудування», «Агроінженерія», «Автомобільний транспорт» тощо. Завдяки тому, що теплообмінне обладнання широко застосовується у різних сферах і галузях економіки та промисловості, робота має універсальний характер і може з успіхом використовуватися при вивченні інших, близьких за змістом теплотехнічних дисциплін, наприклад, дисципліни «Основи термодинаміки і теплопередачі», яку вивчають студенти спеціальності «Професійна освіта (Транспорт)».

При виконанні розрахункової роботи студенти повинні:

- вивчити основні види та систему класифікації теплообмінного обладнання різних галузей промисловості та економіки;
- уявити принципи дії та роботи рекуперативних теплообмінних апаратів, їхнє призначення, особливості конструкції тощо;
- освоїти методику та алгоритми теплового повірочного розрахунків теплообмінників;
- набути практичні навички теплових і конструктивних розрахунків рекуператорів, що буде сприяти розвитку самостійності при вирішенні подальших інженерно-технічних задач;
- систематизувати, закріпити та розширити теоретичні знання з дисципліни.

6.1. Вибір вихідних даних та склад завдань

При виконанні теплотехнічного розрахунку рекуперативного теплообмінника необхідно:

1. Вибрати номер завдання (табл. 6.1), відповідно до першої літери прізвища (або за вибором викладача), а варіант вихідних даних для його розрахунку – з відповідних таблиць додатка Б, за останньою та передостанньою цифрами свого індивідуального навчального плану.

Таблиця 6.1 – Схема вибору завдань для розрахунку

Перша буква прізвища	А, Ї, Т	Б, Й, У	В, К, Ф	Г, Л, Х	Д, М, Ц
Номер завдання	T01	T02	T03	T04	T05
Перша буква прізвища	Е, Н, Ч	Є, О, Ш	Ж, П, Щ	З, Р, Ю	І, С, Я
Номер завдання	T06	T07	T08	T09	T10

Після цього, використовуючи літературні та інформаційні джерела, необхідно навести короткий загальний опис конструктивної схеми теплообмінника, 1–2 ескізи його зовнішнього вигляду та зазначити особливості заданого типу апарата.

2. Виконати тепловий повірочний, з елементами загального конструктивного, розрахунку апарата, при здійсненні яких необхідно отримати значення 13 базових величин:

- початкові та кінцеві температури теплоносіїв (4 значення);
- більший і менший температурні напори теплоносіїв (2 значення);
- середній температурний напір (1 значення);
- коефіцієнт теплопередачі k від гарячого теплоносія до холодного, через стінку труби (1 значення);
- масові витрати гарячого G_1 і холодного G_2 теплоносіїв, а у випадку періодичних процесів – їх маси M_c (2 значення);
- теплову потужність Q та необхідну площу поверхні теплообміну F , для заданої схеми руху теплоносіїв (2 значення);
- питомий тепловий потік q від гарячого теплоносія до холодного (1 значення).

Деякі з цих величин зазначені у вихідних даних завдання на роботу, інші визначають шляхом розрахунку, використовуючи наведені приклади у цьому виданні, наприклад, теплову потужність апарата можна визначити, використовуючи рекомендації підрозділу 3.1, а середній температурний напір – обчислювати за формулами (3.20) та (3.21), враховуючи реальну температурну схему процесу.

Отримані результати відображають на розрахунковій температурній схемі, приклад якої наведений на рис. 6.1, а також заносять до таблиці 6.2. Сам рисунок і таблицю із отриманими даними подають у

пояснювальній записці у висновках, і за ними буде оцінюватись правильність виконаних розрахунків.

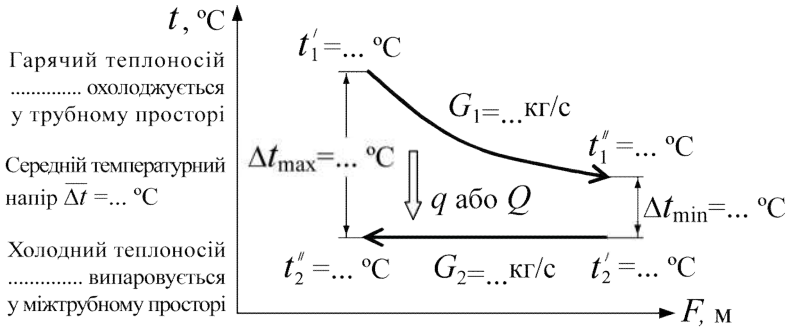


Рис. 6.1 – Температурна схема теплообмінника

Таблиця 6.2 – Результати розрахунків

Q , кВт	F , м ²	t'_1 , °С	t''_1 , °С	t'_2 , °С	t''_2 , °С	Δt_{\max} , °С	Δt_{\min} , °С
$\bar{\Delta t}$, °С	k , Вт/(м ² ·град)	G_1 , кг/с	G_2 , кг/с	q , кДж/м	$\Delta \delta_{из}$, м	Δp , Па	$N_{нас}$, кВт

3. Подати схематичний ескіз повздовжнього і поперечного перерізу отриманого апарата із зазначенням отриманих в ході розрахунку геометричних розмірів за прикладом додатка В. Частина розмірів, необхідних для виконання ескізу, але не отриманих при розрахунку, можна прийняти з конструктивних міркувань або з нормативної документації та каталогів (сайтів) заводів-виробників такої продукції.

4. Виконують розрахунок товщини теплоізоляції з використанням рекомендацій підрозділу 4.4, зокрема формули (4.29). Як вихідні дані можна використати величини, отримані при виконанні теплового розрахунку теплообмінника, інші дані прийняти самостійно або погодити їх з викладачем. Послідовність розрахунку товщини ізоляції передбачає виконання трьох кроків:

- 1) за відомим зовнішнім діаметром кожуха чи труби визначають критичний діаметр ізоляції з умови $d_{кр.из} \leq D_{кор}$;
- 2) розраховують коефіцієнт теплопровідності матеріалу, придатного для ізоляції;
- 3) визначають мінімальну товщину ізоляції (1 значення).

Температуру зовнішнього шару теплоізоляції приймають не більшою 50 °С, а питомі втрати теплоти в оточуюче середовище з 1 м

неізолюваного трубопроводу чи поверхні теплообмінника q_l – прийняти з теплового повірочного розрахунку. Втрати теплоти через шар ізоляції приймають $q_{i3} = 0,05q_l$.

Можна також задати питомий потік теплових втрат так, щоб він був на рівні $q_{i3} \leq 500$ Вт/м², а товщину ізоляції розрахувати за виразом:

$$\delta_{i3} \geq \frac{\lambda_{i3} (t_{кор} - t_{i3})}{q_{i3}},$$

де λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності прийнятого теплоізоляційного матеріалу, Вт/(м·град); $(t_{кор} - t_{i3})$ – різниця між значеннями температури корпусу теплообмінника або стінки труби і зовнішньої поверхні теплоізоляції.

5. У роботі також має бути виконаний гідродинамічний розрахунок, який передбачає визначення величини повного гідравлічного опору апарата Δp для кожного теплоносія та потужності насоса $N_{нас}$, необхідного для їх прокачування (2 значення).

При виконанні гідродинамічного розрахунку можна скористатися рекомендаціями підрозділу 4.5, а також прикладом його виконання, наведеним у додатку Г.

6.2. Вимоги до оформлення та змісту завдання

Індивідуальна розрахункова робота – це інженерно-технічний документ, який виступає офіційним (тобто підписаний особами, які відповідають за відомості, наведені у них), підлягає відповідній реєстрації і зберіганню в архіві кафедри. Виконані студентом у процесі розрахунку і матеріали розрахункової роботи оформлюються у вигляді текстових і графічних документів (якщо вони передбачені завданням).

Текстовий документ – пояснювальна записка (ПЗ) – виконується у друкованому вигляді з використанням персонального комп'ютера на одній стороні аркуша (ф. 2 та 2а, ДСТУ ГОСТ 2.104:2006) з рамкою та основним написом (додаток Д). У текст ПЗ включають текстові відомості (основні розрахунки, ілюстрації, графіки, схеми тощо) і додатки (допоміжні матеріали, які пояснюють викладені в основному тексті розрахунки). ПЗ виконують відповідно до вимог стандарту університету «Текстові документи. Загальні вимоги. СОУ 207.01:2017».

Рекомендують включати до складу пояснювальної записки розрахункової роботи наступні структурні елементи: титульний аркуш; завдання на роботу; реферат; вступ; основна частина; висновки; перелік використаних джерел; додатки (за потреби).

Загальний обсяг пояснювальної записки – у межах 15 с.

Титульний аркуш. Він є першою сторінкою роботи, входить до її складу, але не нумерується. Зразок титульного аркуша розрахункової роботи наведений у додатку Е.

Завдання на роботу. Вибирається за рекомендованою схемою вибору варіанта завдань і оформлюється на наступній сторінці ПЗ.

Реферат. Він передбачає включення наступної інформації:

– відомості про обсяг роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, додатків, використаних джерел;

– перелік ключових слів, який складається з 10–15 слів і словосполучень з тексту, що найбільшою мірою характеризують його зміст;

– мету роботи і суть основних отриманих результатів.

Завдання на роботу і реферат розміщують на одному аркуші.

Вступ. У ньому вказують актуальність теми роботи, формулюють основну мету, конкретні завдання для її реалізації, визначений об'єкт і предмет роботи. Наводять загальні відомості про теплообмінні процеси, особливості теплообміну, короткі відомості про властивості застосованих теплоносіїв – **фізичні** (зовнішній вигляд, температури кристалізації і кипіння, в'язкість, коефіцієнт поверхневого натягу); **теплофізичні** (теплоємність, питома теплота пароутворення, теплопровідність); **вибухо-** та **пожежебезпечні** (температури спалахування, samozаго- рання, концентраційні межі); **корозійні** (швидкість корозії конструктивних матеріалів в їх середовищі); **токсикологічні** (гранична допустима концентрація у повітрі) тощо. Обсяг – до 1 с.

Основна частина. Тут подають розрахунки теплової потужності апарата, середнього температурного напору, розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі з боку гарячого та холодного теплоносіїв, коефіцієнта теплопередачі та необхідної площі теплообміну. На цій основі розраховують основні розміри теплообмінника. Додатково наводять розрахунок товщини необхідного шару ізоляції та укрупнений гідродинамічний розрахунок з визначення потужності перекачувального насоса.

При розрахунках наводиться обґрунтування методів розв'язку і посилання на джерела інформації, з яких були взяті ті чи інші величини. Також необхідно подати основні теоретичні положення у загальному вигляді та розрахункові формули із зазначенням розмірностей всіх теплофізичних величин і цифрових розв'язків.

З урахуванням вимог академічної доброчесності всі формули і значення величин, взяті з літературних та інформаційних джерел, мають супроводжуватись посиланнями, які вказують на таблиці, рисунки, сторінки джерел та їхні вихідні дані, наприклад: «...теплопровідність димових газів середнього складу $\lambda = 3,1 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·град) за температури 100 °С, таблиця 8 [2]». Обсяг – 9–10 с.

Висновки. Включають результати розрахунків, оформлених за схемою таблиці 6.2 та рис. 6.1, короткі узагальнення і рекомендації за цими розрахунками (обсяг – до 0,5 с.).

Перелік використаних джерел. Наводять за кожним використаним джерелом відповідно до стандарту університету «Бібліографічний запис. Загальні вимоги та правила складання. СОУ 207.02:2017», а також вимог інших діючих стандартів (обсяг – до 0,5 с.).

Додатки. Матеріали, які не ввійшли до основної частини (до них відносять проміжні математичні доведення, формули і розрахунки; таблиці цифрових даних; інструкції, методику, які використовували при розрахунках, рисунки допоміжного характеру).

6.3. Критерії оцінювання індивідуального завдання

Ефективність оцінювання розрахункової роботи залежить від об'єктивності, що розуміє дотримання визначених норм і критеріїв оцінки, їх вмотивованості та обґрунтованості.

Встановлені наступні критерії оцінювання виконаної роботи:

– оцінка **«відмінно»** – виконано всі завдання за своїм варіантом даних. Відсутні помилки у логічному ланцюжку розрахунків; правильно застосовано формули, підставлені цифрові дані, одержані результати і встановлені розмірності. Виконані вимоги до зовнішнього оформлення роботи, витриманий рекомендований обсяг. При захисті отримані правильні відповіді більш ніж на 80 % тестових завдань. Можлива наявність 1–2 неточностей чи описок, які не є наслідком незнання матеріалу;

– оцінка **«добре»** – виконано всі завдання без гідродинамічного розрахунку, витримано інші вимоги до оцінки «відмінно». При захисті роботи отримана правильна відповідь більш ніж на 60 % тестових завдань. Можлива наявність 3–5 неточностей чи описок;

– оцінка **«задовільно»** – виконано всі завдання без гідродинамічного розрахунку та розрахунку теплоізоляції, в основному витримано інші вимоги до оцінки «відмінно». У матеріалі розрахунків орієнтується, дає правильні відповіді щодо змісту роботи. При її захисті отримана правильна відповідь більш ніж на 40 % тестових завдань;

– оцінка **«незадовільно»** – завдання виконано не за своїм варіантом і не повністю; результати розрахунків неправильні, сама робота оформлена неохайно; також відсутнє орієнтування у її змісті. Відповіді на питання нелогічні та непослідовні; самостійні висновки не формулюються. При захисті отримані правильні відповіді менш ніж на 40 % тестових завдань.

Примітка. Варіант завдань на захист роботи формують з бази тестів і передбачає 10 питань за варіантами.

7. ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. За способом передачі теплоти теплообмінники поділяють на:

- а) підігрівники, випарники, холодильники, калорифери, радіатори;
- б) рекуператори (поверхневі), регенератори, змішувальні (контактні);
- в) паро-рідинні, газо-рідинні, рідинно-рідинні, газо-газові;
- г) високо-, середньо-, низькотемпературні, криогенні.

2. За характером температурного режиму теплообмінники поділяють на:

- а) високо-, середньо-, низькотемпературні, криогенні,
- б) підігрівники, випарники, холодильники, калорифери, радіатори;
- в) з усталеним (стаціонарним) тепловим потоком, з неусталеним (нестационарним) тепловим потоком;
- г) рекуперативні, регенеративні, змішувальні.

3. Робочий діапазон середньотемпературних процесів – це:

- а) ≤ 200 °С; б) 150–700 °С; в) > 200 °С; г) ≤ 300 °С.

4. Ідеальний теплоносіє повинен мати такі фізичні параметри:

- а) низьку густину, в'язкість, теплопровідність, високу теплоємність та теплоту фазового переходу;
- б) високу густину, в'язкість, теплоту фазового переходу, низьку теплопровідність і теплоємність;
- в) низьку в'язкість, теплопровідність, високу теплоємність, густину і теплоту фазового переходу;
- г) високу густину, теплоємність, теплопровідність і теплоту фазового переходу, низьку в'язкість.

5. Прихована теплота пароутворення або конденсації – це кількість теплоти (зазначте неправильний варіант відповіді):

- а) що виділяється при конденсації 1 кг пари за певного тиску;
- б) затраченої на перетворення 1 кг води, що кипить, за певного тиску, на пару;

- в) що виділяється при конденсації 1 кг пари або затраченої на перетворення 1 кг води, що кипить, за певного тиску, на пару;
 г) затраченої на перетворення 1 кг пари певного тиску на воду.

6. У системі СІ коефіцієнт теплопередачі вимірюють у:

- а) Вт/(м²·град); б) Дж/(кг·град); в) Вт/(м·град); г) Дж/(м²·град).

7. У рекуперативних апаратах передача теплоти проходить:

- а) періодично при контакті нагрівального середовища з насадкою, яка акумулює теплоту і видає її середовищу, що нагрівається;
 б) при безпосередньому контакті нагрівального середовища і середовища, що нагрівається, на поверхні насадки;
 в) при безпосередньому перемішуванні нагрівального середовища і середовища, що нагрівається, в об'ємі апарата;
 г) неперервно в часі, через роздільну тверду стінку.

8. Коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки у робочому діапазоні швидкостей становить:

- а) 2–10 Вт/(м²·град); б) 10–100 Вт/(м²·град);
 в) 100–1000 Вт/(м²·град); г) 1000–20000 Вт/(м²·град).

9. Метою прямого теплового розрахунку є визначення:

- а) поверхні нагріву теплообмінника;
 б) температурного напору;
 в) коефіцієнта теплопередачі;
 г) теплової продуктивності.

10. З рівняння теплового балансу $G_1 \cdot C_{p1}(t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2}(t''_2 - t'_2)$

визначають:

- а) температурний напір;
 б) коефіцієнт теплопередачі;
 в) витрату гарячого і холодного теплоносіїв або одну з невідомих їх температур;
 г) термічний опір.

11. У формулі $k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$, для визначення коефі-

цієнта теплопередачі, величина λ – це теплопровідність:

- а) гарячого теплоносія; б) матеріалу стінки;
 в) холодоагента; г) накипу.

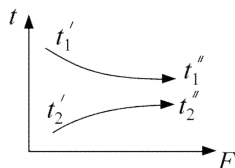
12. Напрямок руху теплоносіїв у пароводяному теплообміннику не впливає на величину температурного напору, тому що:

- а) водяний еквівалент одного з теплоносіїв значно більший іншого;
 б) швидкість води значно нижча швидкості пари;

- в) температура пари при конденсації на змінюється;
 г) коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін – величини одного порядку.

13. Графік температурного напору $\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_2$; $\Delta t_{\min} = t''_1 - t'_2$

відповідає теплообміннику (див. схему):



- а) прямотечійна схема руху теплоносіїв;
 б) протитечійна схема руху теплоносіїв;
 в) перехресна течія;
 г) фазове перетворення одного з теплоносіїв.

14. Середньологарифмічний температурний напір розраховують за формулою:

а) $\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}$; в) $\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}$;
 б) $\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}$; г) $\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2}$.

15. Коефіцієнт теплопередачі практично дорівнює коефіцієнту тепловіддачі від одної з сторін ($k = \alpha_c$) у теплообмінниках типу:

- а) газ–газ; б) газ–рідина; в) пара–рідина; г) рідина–рідина.

16. Середній температурний напір можна прийняти як середньоарифметичний, якщо:

- а) $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} \leq 0,5$; в) $\Delta t_{\min} / \Delta t_{\max} \rightarrow 0$;
 б) $\Delta t_{\min} \ll \Delta t_{\max}$; г) $\Delta t_{\min} / \Delta t_{\max} \geq 0,6$.

17. Основна перевага протитечійної схеми руху теплоносіїв порівняно з прямотечійною – це:

- а) температура середовища, що нагрівається, на виході з апарата наближається до температури гріючого середовища на виході;
 б) спрощена формула для розрахунку температурного напору;
 в) температура середовища, що нагрівається, на виході з апарата може перевищувати температуру гріючого середовища на виході;
 г) для визначення Δt_{\max} та Δt_{\min} немає необхідності будувати температурний графік.

18. Витрати потужності на подолання гідравлічного опору визначають за формулою:

а) $N = \frac{G \cdot \rho}{\Delta p_o \cdot \eta}$; б) $N = \frac{G \cdot \Delta p_o}{\rho \cdot \eta}$; в) $N = \frac{\Delta p_o}{\rho \cdot \eta}$; г) $N = \frac{\rho \cdot \Delta p_o}{G \cdot \eta}$.

19. При розрахунку теплообмінників групи «газ-газ» можна скористатись спрощеною формулою для коефіцієнта теплопередачі

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ оскільки:}$$

- а) коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін – величини одного порядку;
- б) термічний опір теплопровідності стінки значно нижче термічного опору тепловіддачі і ним можна знехтувати;
- в) термічний опір тепловіддачі значно нижче термічного опору теплопровідності стінки;
- г) коефіцієнти тепловіддачі зі сторони газів досить великі.

20. Метою повірного теплового розрахунку теплообмінника є визначення:

- а) поверхні нагріву за відомих початкових параметрів теплоносіїв;
- б) його конструктивних характеристик;
- в) теплового навантаження і кінцевих температур теплоносіїв за відомих початкових параметрів, поверхні нагріву та конструкції;
- г) потужності насоса (вентилятора).

21. Основний закон теплопровідності – це закон:

- а) Стефана–Больцмана $E = \sigma T^4$;
- в) Фіка $j = -D \text{grad} C$;
- б) Ньютона–Ріхмана $q = \alpha(t_p - t_{cm})$;
- г) Фур'є $\vec{q} = -\lambda \text{grad} t$.

22. Втрати напору на тертя визначають за формулою Дарсі–Вейсбаха:

$$\begin{aligned} \text{а) } \Delta p_{mp} &= \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}; & \text{в) } \Delta p_{mp} &= \sum \psi_i \cdot \frac{\rho^2 \cdot W}{2}; \\ \text{б) } \Delta p_{mp} &= \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}; & \text{г) } \Delta p_{mp} &= \xi \cdot \frac{d}{l} \cdot \frac{\rho \cdot W}{2}. \end{aligned}$$

23. Метою гідравлічного (аеродинамічного) розрахунку теплообмінника є визначення:

- а) втрати напору при руху теплоносіїв і витрати потужності на подолання гідравлічного опору;
- б) поверхні нагріву;
- в) витрати теплоносіїв;
- г) оптимальних швидкостей теплоносіїв.

24. В автомобільній області коефіцієнт опору тертя:

- а) збільшується зі зростанням критерію Рейнольдса;
- б) зменшується зі збільшенням критерію Рейнольдса;

в) залежить лише від шорсткості поверхні і не залежить від критерію Рейнольдса;

г) не залежить від критерію Рейнольдса і шорсткості поверхні.

25. Ефективність роботи теплообмінників знижується при:

а) зниженні тиску теплоносіїв;

б) використанні теплоносіїв з високими теплофізичними властивостями;

в) використанні матеріалу стінки з високим коефіцієнтом теплопровідності;

г) підвищенні температурного напору.

26. У газорідних теплообмінниках підвищення теплової ефективності досягають за рахунок:

а) збільшення швидкості рідини; в) збільшення тиску рідини;

б) оребрення з боку рідини; г) оребрення з боку газу.

27. У схемі регенеративних підігрівників живильної води на ТЕЦ, підігрівники низького тиску працюють під напором конденсатного насоса, який забезпечує тиск води:

а) $> 60 \text{ кг/см}^2$; б) $\leq 16 \text{ кг/см}^2$; в) $\leq 60 \text{ кг/см}^2$; г) $< 6 \text{ кг/см}^2$.

28. У паро-рідних апаратах жорсткої конструкції:

а) у міжтрубному просторі встановлюють перегородки;

б) трубні дошки кріплять до корпусу апарата;

в) одну з трубних дощок кріплять до корпусу апарата;

г) одну з трубних дощок замінено на гнучку трубну систему.

29. Трубний пучок підігрівників мережевої води виготовляють з:

а) міді; в) латуні або сталі;

б) композиційних матеріалів; г) жароміцної сталі.

30. За тиску більше 90 кг/см^2 регенеративні підігрівники живильної води виготовляють без трубних дощок, а як поверхню нагріву використовують багатovitкові спіралі, оскільки:

а) прямі трубки не витримують такого навантаження;

б) товщина трубної дошки збільшується до неприпустимих розмірів;

в) U-подібні трубки не забезпечують необхідної форми;

г) верхня трубна дошка не витримує навантаження.

31. При виконанні прямого теплового розрахунку паро-рідного теплообмінника невідомі такі величини:

а) параметри нагрівальної пари (тиск або температура);

б) витрата пари;

в) витрати рідини, що нагрівається;

г) початкова та кінцева температури рідини.

32. У регенеративних підігрівниках живильної води низького тиску, тиск зріючої пари приймають таким, щоб температура його насичення була більша температури води на виході:

- а) на 20–40 °С; б) на 5–10 °С; в) на 30–50 °С; г) на 40–60 °С.

33. У формулі Нуссельта $\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{L(\tau_n - \tau_c)}}$ для

розрахунку коефіцієнта тепловіддачі за плівкової конденсації водяної пари, параметр λ – це теплопровідність:

- а) матеріалу стінки;
 б) пари;
 в) води при температурі плівки конденсату;
 г) води за її середньої температури у теплообміннику.

34. Методика Лабунцова, на відміну від методики Нуссельта, для визначення коефіцієнта тепловіддачі за конденсації водяної пари на довгих вертикальних трубах:

- а) враховує зміну фізичних параметрів плівки конденсату, що стікає вздовж стінки, і характер її руху;
 б) враховує швидкість пари, що обтікає поверхню нагріву;
 в) не враховує характер течії плівки конденсату;
 г) не враховує параметри плівки конденсату, що стікає.

35. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі при руху рідини в трубах за формулою Міхєєва $\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{d_g} \cdot \text{Re}_n^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_n}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$,

якщо за сталої швидкості, діаметр каналу зменшити у 2 рази?

- а) збільшиться у 2 рази; в) збільшиться у 2^{0,2} разів;
 б) зменшиться у 2 рази; г) збільшиться у 2^{1,8} разів.

36. При визначенні коефіцієнта тепловіддачі для руху рідини усередині зігнутих труб, у розрахункову формулу вносять поправку на відцентровий ефект, у вигляді співвідношення:

- а) $1 - 1,77 \cdot \frac{d_g}{R}$; б) $1,77 \cdot \frac{d_g}{R}$; в) $1 + 1,77 \cdot \frac{R}{d_g}$; г) $1 + 1,77 \cdot \frac{d_g}{R}$.

37. Втрати напору на тертя у трубах не залежать від:

- а) різкого повороту; в) довжини;
 б) діаметра; г) швидкості середовища.

38. Найбільшу теплопровідність має теплоносії:

- а) повітря; б) димові гази; в) вода; г) перегріта пара.

39. Як зміняться втрати напору у теплообміннику, якщо швидкість рухомого середовища збільшити у 2 рази?

- а) зменшаться майже у 4 рази; в) збільшаться майже у 2 рази;
б) збільшаться майже у 4 рази; г) не зміняться.

40. Допустимий тиск води у теплообмінниках типу «труба в трубі»:

- а) < 4 кг/см²; б) 15 кг/см²; в) 5–6 кг/см²; г) 25 кг/см².

41. Еквівалентний діаметр каналів некруглого перерізу визначають за виразом:

- а) $d_e = \frac{f_{np,c}}{4\Pi}$; б) $d_e = \frac{4\Pi}{f_{np,c}}$; в) $d_e = \frac{4f_{np,c}}{\Pi}$; г) $d_e = \frac{\Pi}{4f_{np,c}}$.

42. Характер руху потоку визначає критерій подібності:

- а) Нуссельта (Nu); в) Пекле (Pe);
б) Грасгофа (Gr); г) Рейнольдса (Re).

43. Коефіцієнт заповнення трубної дошки визначається:

- а) конструкцією теплообмінника; в) матеріалом трубок;
б) тиском робочого середовища; г) числом ходів.

44. Ступінь оребрення поверхні теплообміну характеризують коефіцієнтом оребрення, який є відношенням:

- а) повної поверхні оребреної труби до поверхні гладкої труби;
б) поверхні ребер до повної поверхні оребреної труби;
в) поверхні ребер до поверхні гладкої труби;
г) повної поверхні оребреної труби до поверхні ребер.

45. Найвищим коефіцієнтом компактності характеризується такий тип поверхні нагріву:

- а) гладкі труби;
б) чавунні труби з квадратними ребрами;
в) чавунні труби з круглими ребрами;
г) круглі труби зі стрічковим оребренням.

46. Універсальною характеристикою теплової ефективності теплообмінних апаратів є:

- а) витрата потужності на подолання опору;
б) площа поверхні нагріву;
в) коефіцієнт теплопередачі;
г) енергетичний коефіцієнт.

47. Як зміниться швидкість води, якщо при її постійній витраті, діаметр трубопроводу зменшать у 2 рази?

- а) зменшиться у 2 рази;
- б) збільшиться у 2 рази;
- в) зменшиться у 4 рази;
- г) збільшиться у 4 рази.

48. Прикладом контактного (змішувального) теплообмінника є:

- а) поверхневий пароохолодник;
- б) пароохолодник із впорскувачем;
- в) пароперегрівач;
- г) паровий калорифер.

49. Найбільшу теплопровідність має матеріал:

- а) вуглецева сталь;
- б) нержавіюча сталь;
- в) скло;
- г) латунь.

50. Для надкритичних параметрів пари, другий ступінь пароперегрівача, як правило, працює за схемою прямотечії з метою:

- а) зниження температури перегрітої пари;
- б) запобігання високотемпературної корозії;
- в) запобігання перегріву труб пароперегрівача на вході димових газів;
- г) зменшення необхідної поверхні нагріву.

51. Теплообмінники за родом застосовуваних теплоносіїв поділяють на:

- а) підігрівники, випарники, холодильники, калорифери, радіатори;
- б) паро-рідинні, газо-рідинні, рідинно-рідинні, газо-газові;
- в) рекуперативні (поверхневі), регенеративні, змішувальні (контактні);
- г) високо-, середньо-, низькотемпературні, криогенні.

52. За температурним рівнем теплообмінники поділяють на:

- а) високо-, середньо-, низькотемпературні, криогенні;
- б) підігрівники, випарники, холодильники, калорифери, радіатори;
- в) з усталеним (стаціонарним) тепловим режимом, з неусталеним (нестационарним) тепловим режимом;
- г) прямотечійні, протитечійні, з перехресною і змішаною течією.

53. Вкажіть робочий температурний діапазон для криогенних процесів та установок:

- а) ≤ 100 °C;
- б) < 0 °C;
- в) < -150 °C;
- г) $0-100$ °C.

54. Напрямок руху теплоносіїв у теплообміннику не впливає на величину температурного напору, якщо:

- а) швидкості теплоносіїв рівні;
- б) водяний еквівалент одного з теплоносіїв значно вищий іншого;
- в) швидкості теплоносіїв значно відрізняються одна від одної;
- г) коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін – величини одного порядку.

55. У регенераторах передача теплоти відбувається:

- а) при безпосередньому контакті гріючого середовища і середовища, що нагрівається, на поверхні насадок;
- б) безперервно в часі, через роздільну тверду стінку;
- в) при безпосередньому перемішуванні гріючого середовища і середовища, що нагрівається, в об'ємі апарата;
- г) періодично (циклічно) при контакті гріючого середовища з насадкою, яка акумулює теплоту і віддає її середовищу, що нагрівається.

56. У системі СІ теплопровідність вимірюють у:

- а) Вт/(м·град); б) Вт/(м²·град); в) Дж/(м·град); г) Дж/(кг·град).

57. Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки у робочому діапазоні швидкостей становить:

- а) 10–100 Вт/(м²·град); в) 1000–15000 Вт/(м²·град);
- б) ≤ 1000 Вт/(м²·град); г) 100–1000 Вт/(м²·град).

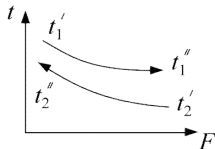
58. У формулі $k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$, для визначення коефі-

цієнта теплопередачі, величина δ/λ – це:

- а) термічний опір тепловіддачі зі сторони нагрівального середовища;
- б) термічний опір теплопровідності стінки;
- в) термічний опір тепловіддачі зі сторони холодоагента;
- г) теплопровідність стінки.

59. Наведені графіки температурного напору $\Delta t_{(\max, \min)} = t_1'' - t_2'$,

$\Delta t_{(\max, \min)} = t_1' - t_2''$ відповідають теплообміннику з:



- а) фазовим перетворенням одного з теплоносіїв;
- б) прямотечійною схемою руху теплоносіїв;
- в) протитечійною схемою руху теплоносіїв;
- г) перехресною течією теплоносіїв.

60. Добуток витрати теплоносія на теплоємність – це:

- а) теплопродуктивність; в) термічний опір;
- б) водяний еквівалент; г) тепла ефективність.

61. Ефективність роботи теплообмінників знижується при:

- а) збільшенні тиску теплоносіїв;
- б) використанні матеріалу стінки з високим коефіцієнтом теплопровідності;
- в) збільшенні температурного напору;
- г) збільшенні товщини стінки.

62. В теплообмінниках типу «газ–рідина» коефіцієнт теплопередачі, практично дорівнює коефіцієнту тепловіддачі з газової сторони $k = \alpha_2$, оскільки:

- а) можна знехтувати термічним опором теплопровідності стінки і тепловіддачі зі сторони рідини;
- б) коефіцієнти тепловіддачі – величини одного порядку;
- в) термічний опір зі сторони газу нікчемно малий;
- г) можна знехтувати термічним опором теплопровідності стінки.

63. Середній температурний напір можна прийняти як середньологарифмічний, якщо:

- а) $\Delta t_{\min}/\Delta t_{\max} \geq 0,8$;
- б) $\Delta t_{\min}/\Delta t_{\max} \leq 0,6$;
- в) $\Delta t_{\min} = \Delta t_{\max}$;
- г) $\Delta t_{\min}/\Delta t_{\max} \rightarrow 0$.

64. Основною перевагою протитечійної схеми руху теплоносіїв порівняно з прямотечійною є:

- а) для визначення Δt_{\max} та Δt_{\min} немає необхідності будувати температурний графік;
- б) спрощена формула для розрахунку температурного напору;
- в) більш високий температурний напір за однакових вихідних даних;
- г) температурний напір розраховують як середньоарифметичний.

65. Основний закон променевого теплообмінника – це закон:

- а) Ньютона–Ріхмана $q = \alpha(t_n - t_{cm})$;
- в) Фіка $j = -D \text{grad} C$;
- б) Стефана–Больцмана $E = \sigma \cdot T^4$;
- г) Фур'є $\vec{q} = -\lambda \text{grad} t$.

66. Втрати тиску на місцевий опір визначають за виразом:

- а) $\Delta p_m = \xi \cdot \frac{d}{1} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$;
- в) $\Delta p_m = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$;
- б) $\Delta p_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho^2 \cdot W}{2}$;
- г) $\Delta p_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$.

67. У теплообмінниках з різко відмінними коефіцієнтами тепловіддачі, підвищення теплової ефективності досягають шляхом:

- а) зниження швидкості теплоносіїв;
- б) оребрення з боку теплоносія з низьким коефіцієнтом тепловіддачі;
- в) зниження тиску теплоносіїв;
- г) оребрення зі сторони теплоносія з високим коефіцієнтом тепловіддачі.

68. Трубну систему підігрівників високого тиску зі спіральними трубками виробляють з:

- а) міді;
- б) латуні;
- в) сталі;
- г) алюмінію.

69. У регенеративних підігрівниках живильної води на ТЕЦ підігрівники високого тиску працюють під напором живильного насоса, який забезпечує тиск води:

- а) $> 6 \text{ кг/см}^2$; в) $> 60 \text{ кг/см}^2$;
 б) $> 16 \text{ кг/см}^2$; г) вище атмосферного.

70. У паро-рідинних апаратах нежорсткої конструкції:

- а) трубні дошки кріплять до корпусу апарата;
 б) одна з трубних дошок незв'язана з корпусом апарата або замінена гнучкою трубною системою;
 в) у міжтрубному просторі встановлені перегородки;
 г) трубну систему виготовляють з гнучких труб.

71. З рівняння теплового балансу підігрівника мережевої води при виконанні теплового розрахунку визначають:

- а) витрату мережевої води; в) витрату нагрівальної пари;
 б) температуру води на вході; г) температуру води на виході.

72. У регенеративних підігрівниках живильної води високого тиску недогрів рідини, як правило, приймають у діапазоні:

- а) 5–10 °С; б) 15–25 °С; в) 25–50 °С; г) 40–60 °С.

73. Коефіцієнт тепловіддачі за плівкової конденсації водяної пари визначають формулою Нуссельта
$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{L(\tau_n - \tau_c)}}$$

де ρ , λ , μ – параметри для:

- а) нагрівальної пари; в) плівки конденсату;
 б) води, що нагрівається; г) матеріалу стінки.

74. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі для руху рідини всередині труби, з формули Міхєєва
$$\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{d_e} \cdot \text{Re}_n^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_n}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$
,

якщо швидкість збільшити у 2 рази?

- а) не зміниться; в) збільшиться у 2^{0,8} разів;
 б) збільшиться у 2 рази; г) зменшиться у 2^{0,2} разів.

75. Який з теплоносіїв має найменшу теплопровідність?

- а) турбінне масло; в) вода;
 б) трансформаторне масло; г) повітря.

76. Прикладом газо-газового теплообмінника може бути:

- а) економайзер; в) котельний повітропідігрівник;
 б) парохолодник; г) деаератор.

77. Як зміниться швидкість води, якщо за постійної витрати діаметр трубопроводу збільшити у 2 рази?

- а) зменшиться у 4 рази; г) зменшиться у 2 рази;
б) збільшиться у 2 рази; в) збільшиться у 4 рази.

78. Розташуйте матеріали у порядку зростання коефіцієнта теплопровідності:

- а) алюміній – сталь – мідь – латунь;
б) мідь – алюміній – латунь – сталь;
в) латунь – сталь – мідь – алюміній;
г) сталь – латунь – алюміній – мідь.

79. Недоліком скрубера з насадкою, порівняно з порожнистим (безнасадковим) скруберам, є:

- а) низька компактність; в) вузький робочий діапазон;
б) більший гідравлічний опір; г) низький к.к.д.

80. Кількість теплоти, що передається в одиницю часу через одиницю поверхні при різниці температур в 1°C (1 K) – це:

- а) термічний опір; в) коефіцієнт теплопровідності;
б) коефіцієнт теплопередачі; г) теплоємність.

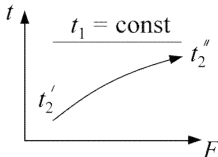
81. У газо-рідинних теплообмінниках підвищення теплової ефективності досягають за рахунок:

- а) збільшення тиску рідини; в) оребрення зі сторони рідини;
б) збільшення швидкості рідини; г) оребрення зі сторони газу.

82. Втрати напору на опір у трубках не залежать від:

- а) діаметра трубок; в) довжини трубки;
б) вигину трубок; г) швидкості середовища.

83. Графік температурного напору $\Delta t_{\text{max}} = t_1 - t_2'$; $\Delta t_{\text{min}} = t_1 - t_2''$ відповідає теплообміннику:



- а) з фазовим перетворенням одного з теплоносіїв;
б) з протитечійною схемою руху теплоносіїв
в) з прямотечійною схемою руху теплоносіїв;
г) з перехресною течією.

84. Коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації водяної пари, зазвичай, знаходиться у межах:

- а) $10\text{--}100\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$; в) $100\text{--}1000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$;
б) $\leq 1000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$; г) $3000\text{--}15000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$.

85. За напрямом та характером руху робочих середовищ теплообмінники поділяють на:

- а) підігрівники, випарники, холодильники, калорифери, радіатори;
- б) паро-рідинні, газо-рідинні, рідинно-рідинні, газо-газові;
- в) прямотечійні; протитечійні, з перехресною і змішаною течією, одно- та багатотечійні;
- г) рекуперативні (поверхневі), регенеративні, змішувальні (контактні);

86. До високотемпературного тепломасообмінного обладнання відносять установки з робочим діапазоном температур:

- а) 150–700 °С; б) > 200 °С; в) 200–1000 °С; г) 400–2000 °С.

87. Основний закон конвективного теплообміну – це закон:

- а) Фур'є $\bar{q} = -\lambda \text{grad}t$; в) Фіка $j = -D \text{grad}C$;
- б) Стефана–Больцмана $E = \sigma \cdot T^4$; г) Ньютона–Ріхмана $q = \alpha(t_n - t_{cm})$.

88. У системі СІ коефіцієнт тепловіддачі вимірюють у:

- а) Дж/(м·град); б) Вт/(м·град); в) Вт/(м²·град); г) Дж/(кг·град).

89. У змішувальних теплообмінниках передача теплоти відбувається:

- а) при безпосередньому контакті нагрівального середовища і робочого середовища, що нагрівається, на поверхні насадки, або об'ємі апарата;
- б) безперервно в часі, через роздільну тверду стінку;
- в) періодично, при обтіканні робочими середовищами опукло-вгнутої поверхні;
- г) періодично (циклічно) при контакті нагрівального середовища з насадкою, яка акумулює теплоту і віддає її середовищу, що нагрівається.

90. У формулі $k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$, для визначення коефі-

цієнта теплопередачі, величина $1/\alpha_1$ – це термічний опір:

- а) тепловіддачі зі сторони нагрівального середовища;
- б) тепловіддачі зі сторони середовища, що нагрівається;
- в) теплопровідності стінки;
- г) шару накипу.

91. Напрямок руху теплоносіїв у теплообміннику не впливає на величину температурного напору, якщо:

- а) температура одного з теплоносіїв стала;
- б) швидкості теплоносіїв рівні;
- в) швидкості теплоносіїв значно відрізняються одна від одної;
- г) коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін – величини одного порядку.

92. У водяному економайзері коефіцієнт теплопередачі практично дорівнює коефіцієнту тепловіддачі зі сторони димових газів $k = \alpha_2$, оскільки:

- а) коефіцієнт тепловіддачі зі сторони димових газів значно вищий, ніж зі сторони води;
- б) коефіцієнти тепловіддачі з обох сторін – величини одного порядку;
- в) можна нехтувати термічним опором теплопровідності стінки і тепловіддачі зі сторони води;
- г) термічний опір зі сторони димових газів нікчемно малий.

93. Середній температурний напір неможливо використовувати як середньологарифмічний, коли:

- а) $\Delta t_{\min}/\Delta t_{\max} = 0,3-0,7$;
- б) $\Delta t_{\min} \ll \Delta t_{\max}$;
- в) $\Delta t_{\min} = \Delta t_{\max}$;
- г) $\Delta t_{\min}/\Delta t_{\max} \rightarrow 0$.

94. У яких теплообмінниках для розрахунку коефіцієнта теплопередачі можна нехтувати термічним опором теплопровідності стінки і використовувати спрощену формулу $k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$?

- а) газо-газових;
- б) газо-рідинних;
- в) паро-рідинних;
- г) рідинно-рідинних.

95. Ефективність роботи теплообмінників знижується при:

- а) збільшенні швидкості теплоносіїв;
- б) зменшенні геометричних розмірів каналів;
- в) зниженні швидкості теплоносіїв;
- г) підвищенні тиску теплоносіїв.

96. У регенеративних підігрівниках живильної води на ТЕЦ підігрівники середнього тиску працюють під напором живильного насоса, який створює тиск води:

- а) $< 16 \text{ кг/см}^2$;
- б) $16-60 \text{ кг/см}^2$;
- в) $> 60 \text{ кг/см}^2$;
- г) $6-16 \text{ кг/см}^2$.

97. У паро-рідинних апаратах з плаваючою водяною камерою:

- а) трубні дошки кріплять до корпусу апарата;
- б) у міжтрубному просторі встановлені перегородки;
- в) одна з трубних дощок незв'язана з корпусом апарата або замінена гнучкою трубною системою;
- г) трубну систему виготовляють з гнучких труб.

98. Рекуперативним газо-рідинним теплообмінником є:

- а) економайзер;
- б) пароохолодник;
- в) повітропідігрівник;
- г) деаератор.

99. Апарати жорсткої конструкції застосовують при:

- а) тисках робочих середовищ до 16 кг/см^2 ;
- б) тисках робочих середовищ до 10 кг/см^2 і різниці температур між корпусом та трубним пучком не більше $50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- в) різниці температур між корпусом і трубним пучком більше $50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- г) тисках робочих середовищ більше 10 кг/см^2 .

100. Розташуйте матеріали у порядку зменшення коефіцієнта теплопровідності:

- а) латунь – сталь – мідь – алюміній;
- б) сталь – латунь – алюміній – мідь;
- в) алюміній – сталь – мідь – латунь;
- г) мідь – алюміній – латунь – сталь.

101. Кількість теплоти, затраченої на нагрівання 1 кг речовини на $1 \text{ }^\circ\text{C}$ (1 К) – це:

- а) теплопередача;
- б) теплоємність;
- в) теплопровідність;
- г) температуропровідність.

102. Прихована теплота пароутворення (конденсації) g :

- а) зменшується зі збільшенням тиску пари;
- б) збільшується при зростанні тиску пари;
- в) не залежить від тиску пари;
- г) залежить від швидкості витікання пари.

103. Теплообмінники, в яких дві рідини з різними температурами течуть у просторі, розділеному стінкою, називають:

- а) змішувальними;
- б) регенеративними;
- в) рекуперативними;
- г) барботажні.

104. Вкажіть недолік повітря як теплоносія порівняно з водою:

- а) великий коефіцієнт тепловіддачі;
- б) великі затрати потужності на переміщення;
- в) низький коефіцієнт теплопровідності;
- г) змінює свій агрегатний стан при виході з агрегату.

105. Які теплообмінники мають найбільший коефіцієнт компактності?

- а) кожухотрубні;
- б) секційні;
- в) з оребреними трубками;
- г) пластинчасті;
- д) типу «труба в трубі».

106. Як називають теплообмінники з трубчастою поверхнею?

- а) спіральні;
- б) пластинчасті;
- в) кожухотрубні;
- г) секційні.

107. Вкажіть основний недолік пластинчастого теплообмінника порівняно з кожухотрубним:

- а) значна компактність;
- б) великий гідравлічний опір;
- в) менший допустимий перепад тисків між теплоносіями;
- г) незначний перепад температури між теплоносіями.

108. Яким виразом визначають тепловий потік при теплопередачі?

- а) $Q = k \cdot F(t_{p1} - t_{p2})$;
- б) $Q = \alpha \cdot F(t_{cm} - t_p)$;
- в) $Q = \varepsilon_0 \cdot I_0 \cdot F \cdot T^4$;
- г) $Q = \lambda_{mp} \cdot F \cdot \delta t$.

109. У теплообміннику температура одного з теплоносіїв залишається постійною. Яка схема руху теплоносіїв при цьому краща?

- а) прямотечія;
- б) протитечія;
- в) перехресна течія;
- г) усі схеми рівноцінні.

110. Вкажіть переважний характер теплообміну в теплообмінних апаратах:

- а) теплопровідність;
- б) конвективний теплообмін;
- в) теплове випромінювання;
- г) теплопередача.

111. Метою повірного теплового розрахунку теплообмінника є визначення:

- а) площі поверхні теплообміну;
- б) коефіцієнта теплопередачі;
- в) кількості переданої теплоти;
- г) кінцевих температур теплоносіїв;
- д) усі відповіді правильні.

112. Регенеративні теплообмінники – це апарати, в яких:

- а) теплота від одного теплоносія до другого передається в процесі змішування;
- б) теплота від одного теплоносія до другого передається через стінку, що їх розділяє;
- в) теплоносії рухаються по чергово по одному і тому же каналу;
- г) гарячий теплоносій віддає теплоту стінкам, а потім холодний теплоносій її сприймає.

113. Кожухотрубні теплообмінники переважно використовують для процесів:

- а) нагріву та охолодження рідини і газів;
- б) розділення суміші теплоносіїв;
- в) очищення забруднених середовищ;
- г) змішування потоків різних теплоносіїв.

114. В якості насадки регенеративних теплообмінників можуть використовувати:

- а) вогнетривку цеглу;
- б) воду, водяну пару;
- в) скло;
- г) нержавіючу сталь.

115. В якості проміжних теплоносіїв можуть використовувати:

- а) активоване вугілля, цеоліти;
- б) тверді кульки з каоліна, муллита;
- в) цегляна крихта і пісок;
- г) морська вода.

116. Метою теплового розрахунку регенераторів є визначення:

- а) поверхні нагріву і маси насадки;
- б) поверхні нагріву;
- в) форми і розмірів насадки;
- г) тривалості нагріву насадки.

117. Від якого критерію залежить коефіцієнт акумуляції теплоти насадки?

- а) Bi ;
- б) Fo ;
- в) Pr ;
- г) Re .

118. Які процеси відбуваються в скрубєрі?

- а) сушіння теплоносіїв;
- б) процес розчинення;
- в) процеси десорбції та сорбції;
- г) процес тепло- і масообміну між водою і повітрям.

119. Задачею конструкторського теплового розрахунку теплообмінників є визначення:

- а) температури теплоносіїв на виході з апарата;
- б) коефіцієнта теплопередачі;
- в) площі поверхні і довжини трубок;
- г) кількості переданої теплоти.

120. Як можна понизити коефіцієнт теплопередачі в теплообміннику?

- а) збільшити площу контакту;
- б) зменшити площу контакту;
- в) він не залежить від площі контакту;
- г) наростити кількість ребер в трубках апарата;
- д) змінити матеріал трубок зі сталі на латунь.

121. Як залежить коефіцієнт теплопередачі від температурного напору в теплообміннику?

- а) прямопропорційно;
- б) обернено пропорційно;
- в) зовсім не залежить;
- г) логарифмічно залежить;
- д) степенева залежність з показником 0,25.

122. Для яких процесів застосовують кожухотрубні теплообмінники?

- а) нагрівання і охолодження рідин та газів;
- б) випаровування та конденсації теплоносіїв в різних технологічних процесах;
- в) розділення агресивних сумішей;
- г) очищення забруднених рідких середовищ.

123. Вкажіть специфічний обов'язковий елемент, який присутній у конструкції кожухотрубного теплообмінника:

- а) змійовик;
- в) пучок труб і кожух;
- б) поворотні напори;
- г) патрубки і стійки.

124. Вибір матеріалу для виготовлення теплообмінника залежить від:

- а) побажань конструктора;
- б) рекомендацій періодичної преси;
- в) технологічних умов процесу, що здійснюється;
- г) від температури, за якої здійснюється теплообмін.

125. Пучок труб у кожухотрубних теплообмінниках закріплюється на кінцях:

- а) до колектора;
- в) до перегородок;
- б) до трубної решітки;
- г) до кожуха.

126. Внутрішній діаметр кожуха кожухотрубного теплообмінника приймають:

- а) $D_{\text{вн}} \geq 400$ мм;
- б) за розрахунками;
- в) за ГОСТ 9617–89 із стандартного ряду;
- г) з умов компактності.

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

Основні

1. Врагов А. П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навч. посіб. / А. П. Врагов. – Суми : вид-во СумДУ, 2006. – 262 с.
2. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів : навч. посіб. ; уклад.: Л. Г. Воронін, А. Р. Степанюк, Л. І. Ружинська. – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. – 68 с.
3. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника : метод. рек. до виконання курс. проекту / уклад. В. І. Глибін. – Київ : НАУ, 2014. – 92 с.
4. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В. В. Бухмиров, Д. В. Ракутина, Ю. С. Солнышкова, М. В. Пророкова ; ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина». – Иваново, 2013. – 124 с.

Додаткові

5. Болдин В. П. Тепломассообменное оборудование предприятий : учеб. пособ. / В. П. Болдин, В. В. Сухов ; Нижненовгор. гос. архитектур.-строит. ун-т. – Н.-Новгород : ННГАСУ, 2018. – 113 с.
6. Бухмиров В. В. Теоретические основы теплотехники. Основы тепломассобмена : базовый курс лекций / В. В. Бухмиров. – Иваново : ИГЭУ, 2011. – 68 с.
7. Виноградов С. Н. Выбор и расчет теплообменников : учеб. пособ. / С. Н. Виноградов, К. В. Таранцев, О. С. Виноградов. – Пенза : ПГУ, 2001. – 100 с.
8. Дахин С. В. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия : учеб. пособ. / С. В. Дахин. – Воронеж : ГОУ ВПО «Воронеж. гос. техн. ун-т», 2008. – 110 с.
9. Иванов А. Н. Теплообменное оборудование предприятий : учеб. пособ. / А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин. – СПб., 2016. – 184 с.
10. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под ред. В. А. Григорьева, В. М. Климова. – М. : МЭИ, 2007. – 632 с.

Нормативна документація

11. ДСТУ 3949–2000. Апарати теплообмінні пластинчасті розбірні. Параметри та основні розміри.
12. ДСТУ EN 305–2001. Теплообмінники. Визначення експлуатаційних характеристик теплообмінників та загальна методика випробування для встановлення експлуатаційних характеристик усіх теплообмінників.
13. ДСТУ EN 247:2003. Теплообмінники. Термінологія.
14. ДСТУ EN 1118:2008. Теплообмінники. Охолоджувачі рідини, охолоджувані холодоагентом. Методи випробування для встановлення робочих характеристик.

Інтернет-ресурси

15. Барулин Е. П. Расчеты теплоиспользующего оборудования [Электронный ресурс] : учеб. пособ. / Е. П. Барулин, В. Н. Исаев, А. И. Сокольский. – Иваново, 2009. – 100 с. – Режим доступа: http://main.isuct.ru/files/publ/PUBL_ALL/piaht/piaht_26052009.pdf
16. Коначин А. М. Поверхностные теплообменники [Электронный ресурс] : учеб. пособ. / А. М. Коначин, И. А. Коначина. – Казань : Казан. гос. енергет. ун-т, 2007. – 107 с. – Режим доступа: https://lib.kgeu.ru/irbis64r_15/scan/3010.pdf
17. Таранова Л. В. Теплообменные аппараты и методы их расчета [Электронный ресурс] : учеб. пособ. / Л. В. Тарасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2012. – 198 с. – Режим доступа: <http://elib.tyuiu.ru/wp-content/uploads/2015/12/taranova.pdf>
18. Тепломасообмінне обладнання [Електронний ресурс] : метод. вказівки до виконання самост. роботи студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування», спец. 7.05050314 «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / НТУУ «КПІ»; уклад. Л. І. Ружинська, І. А. Буртна, С. В. Фесенко. – Електрон. текст. дані (1 файл: 1,28 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 51 с. – Режим доступу: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/16784/1/metodichka_%d0%a2%/%d0%9c%d0%9e.pdf

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1 – Теплофізичні властивості сухого повітря ($p_B = 760$ мм рт. ст.)

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/кг·град	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/м·град	$a_T \cdot 10^5$ м ² /с	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	233,7	0,724

Таблиця А.2 – Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

t , °C	p , бар	ρ'' , кг/м ³	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	c_p , кДж/кг·°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·°C	$a_T \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2501	2500	1,861	1,697	1888	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2519,4	2477	1,869	1,770	1011	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2537,7	2453	1,877	1,824	563,7	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2555,9	2430	1,885	1,883	328,9	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2574	2406	1,895	1,953	200,7	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2591,8	2382	1,907	2,034	128,8	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2609,5	2358	1,923	2,122	84,70	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2626,8	2333	1,942	2,214	57,48	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2643,8	2309	1,967	2,309	40,03	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2660,3	2283	1,997	2,407	28,55	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2676,3	2256,8	2,135	2,372	18,58	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,8	2230,0	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,6	2202,8	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734	2145,0	2,315	2,791	6,130	6,86	1,12
150	4,76	2,547	2746,3	2114,4	2,395	2,884	4,728	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2757,7	2082,6	2,479	3,012	3,722	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768	2049,5	2,583	3,128	2,939	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2777,1	2015,2	2,709	3,268	2,339	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2784,9	1978,8	2,856	3,419	1,872	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2791,4	1940,7	3,023	3,547	1,492	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2796,4	1900,5	3,199	3,722	1,214	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2799,9	1857,8	3,408	3,896	0,983	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2801,7	1813,0	3,634	4,094	0,806	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2801,6	1765,6	3,881	4,291	0,658	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2799,5	1715,8	4,158	4,512	0,544	0,913	1,68
260	46,94	23,72	27,95	1661,4	4,468	4,803	0,453	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2788,3	1604,4	4,815	5,106	0,378	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2778,6	1542,9	5,234	5,489	0,317	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2765,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2748,4	1404,3	6,280	6,268	0,216	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2726,8	1325,2	7,118	6,838	0,176	0,403	2,29
320	112,9	64,72	2699,6	1238,1	8,206	7,513	0,141	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,5	1139,7	9,880	8,257	0,108	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2622,3	1027,1	12,35	9,304	0,0811	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2566,1	893,1	16,24	10,70	0,0580	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2485,7	719,7	23,03	12,79	0,0386	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2335,7	438,4	56,52	17,10	0,0150	0,166	11,1

Таблиця А.3 – Теплофізичні властивості води на лінії насичення

t , °C	p , бар	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/ кг·°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ м·°C	$a_T \cdot 10^6$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, град ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1,306	0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	0,805	3,21	715,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,433	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,985	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	0,252	8,64	548,4	1,74
130	2,701	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,614	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,760	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,180	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,9202	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,027	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,552	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,551	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,079	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,201	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,979	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,480	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,776	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,940	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,051	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,191	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,448	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,917	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,697	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	0,126	264	4,709	6,79

Таблиця А.4 – Теплофізичні властивості масел з нафтопродуктів

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/кг·град	λ , Вт/м·град	$\mu \cdot 10^4$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, град ⁻¹	Pr
Масло МК							
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	9,54	160
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,7	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,1	9,73	113,5
Масло трансформаторне							
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	7,40	34,9

Продовження таблиці А.4

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/кг·град	λ , Вт/м·град	$\mu \cdot 10^4$, м ² /с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, град ⁻¹	Pr
Масло МС-20							
0	903,6	1,980	0,135	–	–	6,24	–
10	897,9	2,010	0,135	–	–	6,31	–
20	892,3	2,043	0,134	10026	1125	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2433	276	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1334	153	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,5	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,5	6,92	108
Масло АМТ-300							
20	–	959	0,120	31,2	1,60	159	2030
40	–	948	0,119	64,0	1,68	44,6	596
60	–	937	0,117	96,5	1,73	16,8	233
80	–	925	0,115	134,5	1,81	8,46	123
100	–	913	0,114	170,0	1,87	5,17	77,6
120	–	901	0,112	208,2	1,94	4,44	53,8
140	0,09	889	0,111	248,0	2,01	2,47	39,7
160	1,3	879	0,108	288,0	2,08	1,77	29,8
180	1,8	863	0,106	330,0	2,14	1,31	22,9
200	2,8	849	0,104	374,0	2,22	1,09	19,9
220	4,2	835	0,102	418,0	2,28	0,914	16,5
240	6,5	822	0,100	462,0	2,34	0,775	15,0
260	10,2	808	0,099	510,0	2,42	0,663	13,1
280	15,8	794	0,095	556,0	2,48	0,569	11,8
300	24,8	781	0,093	612,0	2,53	0,507	10,8
320	30,9	767	0,091	672,0	2,62	0,465	10,1
340	66,6	753	0,088	715,0	2,68	0,406	9,3
360	90,3	740	0,086	770,0	2,73	0,359	8,5

Таблиця А.5 – Теплопровідність сталей залежно від температури

Назва і марка сталі	Температура, °С						
	100	200	300	400	500	600	700
Вуглецева 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	–
Вуглецева 20	86	54	54	53	46	46	42
Вуглецева 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	–
Вуглецева У8	49	46	42	38	35	33	30
Хромомолібденова Х10С2М	18,4	–	21,7	–	–	24,6	25,5
Хромонікельвольфрамова ЭИ69	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	–
Хромонікельова 1Х18Н9Т	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5
–«– Х25Н20С2	14,6	–	–	–	21,6	23,5	25,1
Хромиста нержавіюча 1Х13	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	–
–«– 2Х133Х13	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2
–«– 3Х13	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6
–«– 4Х13	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0
–«– Х17	24,4	24,4	25,0	26,0	26,0	–	–
–«– Х28	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	–
Латунь (90 % Cu + 10 % Zn)	117	134	149	166	180	195	–
–«– (70 % Cu + 30 % Zn)	109	110	114	116	120	121	–
–«– (67 % Cu + 33 % Zn)	107	113	121	128	135	151	–
–«– (60 % Cu + 40 % Zn)	120	137	152	169	186	200	–
Мідь (99,9 %)	385	378	371	365	359	354	–
Алюміній	206	229	272	319	371	422	–

Таблиця А.6 – Теплофізичні властивості димових газів

t , °С	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/кг·°С	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·°С	$a_T \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,613	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

($B = 760$ мм рт. ст. $\approx 1,01 \cdot 10^5$ Па; $p_{CO} = 0,13$, $p_{H_2O} = 0,11$, $p_N = 0,76$)

Додаток Б

Завдання Т01

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок вертикального кожухотрубного підігрівача, в якому парюю, що подається у міжтрубний простір, нагрівається вода від температури $t'_2 = \dots$ °С. Пара має тиск $p_n = \dots$ бар і ступінь сухості $x = \dots$. Конденсат пари на виході відводять за температури насичення.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – число ходів по воді $Z = \dots$; число трубок у кожному ході $n_1 = \dots$; діаметр трубок – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина трубок $l = \dots$ м;

- трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
- швидкість руху води $w_2 = 1 \dots 3$ м/с (задає викладач).

3. Визначити: внутрішній діаметр кожуха D ; витрати гріючої пари G_1 і холодного теплоносія G_2 ; його температуру t''_2 на виході з апарата; теплову потужність Q , кВт; площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	p_n , бар	x	t'_2 , °С	Z	Перед-остання цифра шифру	n_1	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м
0	1,0	0,90	40	1	0	130	19	25	5,0
1	0,5	0,91	20	2	1	60	26	32	4,5
2	0,6	0,92	30	4	2	40	32	38	4,0
3	0,7	0,93	20	6	3	40	26	32	4,1
4	0,9	0,94	25	1	4	170	13	17	4,2
5	1,2	0,95	50	2	5	70	16	22	4,3
6	1,1	0,96	35	4	6	50	20	25	4,4
7	1,3	0,90	40	6	7	30	26	32	4,5
8	1,6	0,92	35	1	8	220	32	38	4,6
9	1,8	0,85	20	2	9	80	16	22	4,8

Завдання Т02

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора, призначеного для конденсації сухої насиченої водяної пари з тиском $p_n = \dots$ бар, що подається у міжтрубний простір апарата. Як холодний теплоносіє використовують воду з початковою температурою $t'_2 = \dots$ °С. Конденсат пари на виході відводять за температури насичення.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:

– число ходів по воді $Z = \dots$; число трубок у кожному ході $n_1 = \dots$, діаметр трубок – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина трубок $l = \dots$ м;

– трубки з вуглецевої сталі 30 / міді / латуні (задає викладач);

– швидкість руху води $w_2 = 0,5 \dots 3$ м/с (задає викладач).

3. Визначити: внутрішній діаметр корпусу D ; витрати гріючої пари G_1 і холодного теплоносія G_2 ; його температуру t''_2 на виході; теплову потужність Q , кВт; площу теплообміну F , м², апарата.

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	p_n , бар	t'_2 , °С	Z	Перед-остання цифра шифру	n_1	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м
0	0,2	10	1	0	93	16	22	2,0
1	0,4	20	2	1	160	19	25	2,2
2	0,3	12	4	2	200	26	32	2,4
3	0,5	22	4	3	160	32	38	2,6
4	0,6	14	1	4	130	16	22	2,8
5	0,6	24	2	5	80	19	25	3,0
6	0,5	16	4	6	240	26	32	3,2
7	0,7	18	2	7	80	32	38	3,4
8	0,4	20	1	8	173	16	22	3,6
9	0,8	25	2	9	120	19	25	4,0

Завдання Т03

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок вертикального кожухотрубного конденсатора. Суха насичена водяна пара з тиском $p_n = \dots$ бар подається у міжтрубний простір, а конденсат відводять за температури насичення. Як холодний теплоносіє використовують воду з початковою температурою $t'_2 = \dots$ °С.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – внутрішній діаметр корпуса $D = \dots$ м; діаметр трубок – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина трубок $l = \dots$ м;
 – трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
 – швидкість руху води $w_2 = 1 \dots 3$ м/с (задає викладач).

3. Визначити: загальну кількість трубок n ; число ходів по воді Z ; витрати гріючої пари G_1 і холодного теплоносія G_2 ; температуру холодного теплоносія t''_2 на виході; теплову потужність Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	p_n , бар	t'_2 , °С	D , м	Передостання цифра шифру	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м
0	0,1	10	0,4	0	16	22	3,0
1	0,2	10	0,5	1	19	25	2,5
2	0,3	20	0,75	2	26	32	2,75
3	0,4	20	0,6	3	32	38	3,2
4	0,5	20	0,3	4	16	22	2,0
5	0,6	24	0,8	5	19	25	3,2
6	0,7	30	0,9	6	26	32	3,4
7	0,8	30	1,0	7	32	38	3,6
8	0,9	25	0,8	8	16	22	2,1
9	1,0	40	0,6	9	19	25	4,0

Завдання Т04

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок вертикального кожухотрубного теплообмінника для нагрівання води з витратою $G_2 = \dots$ кг/с від температури $t'_2 = \dots$ °С. Як гарячий теплоносіє використовують воду з витратою $G_1 = \dots$ кг/с.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – внутрішній діаметр корпусу $D = \dots$ м; діаметр трубок – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина трубок $l = \dots$ м;
 – трубки з вуглецевої сталі 30 / міді / латуні (задає викладач);
 – температура гарячого теплоносія на вході теплообмінника $t'_1 = 90 \dots 135$ °С (задає викладач).

3. Визначити: загальну кількість трубок n ; число ходів по воді Z ; швидкості руху теплоносіїв – гарячого w_1 і холодного w_2 та температури теплоносіїв на виході з апарата; теплову потужність Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	G_2 , кг/с	t'_2 , °С	G_1 , кг/с	Перед-остання цифра шифру	D , м	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м
0	7,0	10	10	0	0,38	16	22	2,0
1	14	15	11	1	0,42	19	25	2,5
2	8,0	20	12	2	0,45	26	32	3,0
3	16	25	13	3	0,50	32	38	3,5
4	9,0	35	14	4	0,55	16	22	4,0
5	7,0	20	15	5	0,70	19	25	4,5
6	19	15	16	6	0,80	26	32	2,2
7	10	10	17	7	0,60	32	38	2,8
8	14	25	12	8	0,85	16	22	3,2
9	5,0	35	11	9	1,10	19	25	3,8

Завдання Т05

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок вертикального кожухотрубного випарника. Як гріючий теплоносіє використовують водяну пару з тиском $p_n = \dots$ бар. Вода попередньо нагріта до температури кипіння, надходить у теплообмінник з витратою вторинної пари $G_2 = 0,1 \dots 0,8$ кг/год і тиском $p_2 = \dots$ бар.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:

– діаметр трубок – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина $l = \dots$ м;

– трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);

– ступінь сухості гріючої пари $x = 0,7 \dots 1,0$ (задає викладач).

3. Визначити: загальну кількість трубок n ; внутрішній діаметр корпусу D ; витрату гріючої пари G_1 ; швидкість руху вторинної пари w_2 ; теплову потужність апарата Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	p_1 , бар	w_2 , м/с	p_2 , м	Передостання цифра шифру	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м
0	1,8	1000	1,0	0	32	38	2,0
1	2,3	1900	1,4	1	34	40	3,0
2	3,2	310	2,0	2	36	42	2,5
3	4,2	350	2,7	3	38	44	2,2
4	5,6	1700	3,8	4	30	36	1,8
5	4,9	600	3,2	5	40	46	2,0
6	6,6	1500	4,5	6	32	38	2,8
7	2,1	700	1,2	7	28	34	2,5
8	7,5	2300	7,1	8	30	36	3,0
9	9,0	1300	6,4	9	32	38	2,6

Завдання Т06

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок секційного теплообмінника, у якому охолоджується повітря під тиском $p_1 = \dots$ бар з витратою $G_1 = \dots$ кг/с, від $t'_1 = \dots$ °С до $t''_1 = \dots$ °С. У внутрішній трубі апарата проходить вода з витратою $G_2 = \dots$ кг/с і температурою $t'_2 = \dots$ °С. Схема руху теплоносіїв: для парних варіантів – протитечія, для непарних – прямотечія.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
– внутрішній діаметр великої труби $D = \dots$ м; діаметр малої трубки – внутрішній $d_{\text{вн}} = \dots$ мм; зовнішній $d_{\text{зов}} = \dots$ мм; довжина кожної секції $2 \leq l \leq 4,5$ м;

- трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
- витрата гарячого теплоносія $G_1 = 0,1 \dots 0,8$ кг/с (задає викладач).

3. Визначити: число паралельно n_1 і послідовно n_2 з'єднаних секцій; швидкості руху теплоносіїв – гарячого w_1 і холодного w_2 ; температуру холодного теплоносія на виході t''_2 ; теплову потужність апарата Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	p_1	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{зов}}$, мм	D , м	Перед-остання цифра шифру	t'_1 , °С	t''_1 , °С	G_2 , кг/с	t'_2 , °С
0	1	16	22	32	0	80	50	1	10
1	1	19	25	40	1	80	40	1,2	10
2	5	26	32	50	2	100	30	1,3	10
3	2	32	38	52	3	85	40	1,4	15
4	3	16	22	86	4	90	40	1,5	15
5	2	19	25	32	5	100	30	1,6	15
6	1	26	32	38	6	85	25	1,7	15
7	4	32	38	48	7	110	50	1,8	20
8	2	16	22	50	8	95	45	1,5	20
9	1	19	25	37	9	75	45	1,8	15

Завдання Т07

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок секційного теплообмінника, у якому охолоджується трансформаторне масло від $t'_1 = \dots$ °С до $t''_1 = \dots$ °С. Холодна вода з температурою $t'_2 = \dots$ °С і швидкістю $w_2 = \dots$ м/с рухається в кільцевому зазорі між великою та малою трубами. Схема руху теплоносіїв: парний варіант – протитечія, непарний – прямотечія.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – внутрішній діаметр великої труби $D = \dots$ м; діаметр малої трубки – внутрішній $d_{\text{вн}} = \dots$ мм; зовнішній $d_{\text{зов}} = \dots$ мм; довжина кожної секції $1 \leq l \leq 4$ м, число паралельно з'єднаних секцій $n_1 = \dots$;
 – трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
 – швидкість руху холодного теплоносія $w_1 = 1 \dots 3$ м/с (задає викладач).

3. Визначити: число послідовно з'єднаних секцій n_2 ; витрати теплоносіїв G_1 та G_2 ; температуру холодного теплоносія на виході t''_2 ; теплову потужність апарата Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	t'_1 , °С	t''_1 , °С	t'_2 , °С	w_2 , м/с	Перед-остання цифра шифру	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{зов}}$, мм	n
0	103	50	14	2,0	0	0,038	20	24	1
1	95	50	15	2,3	1	0,033	19	23	2
2	90	45	16	2,4	2	0,032	18	22	2
3	80	40	17	2,5	3	0,03	17	20	3
4	85	40	18	2,6	4	0,028	16	18	2
5	90	40	19	2,7	5	0,026	15	17	4
6	96	55	20	2,8	6	0,025	14	16	1
7	100	60	14	2,9	7	0,024	13	15	5
8	90	55	15	3,0	8	0,022	12	14	4
9	95	60	16	1,9	9	0,026	14	16	3

Завдання Т08

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок секційного теплообмінника типу «труба в трубі», у якому вода з витратою $G_1 = \dots$ кг/с, рухаючись у внутрішній трубі, охолоджується до $t_1'' = \dots$ °С. Холодна вода з витратою $G_2 = \dots$ кг/с надходить в апарат з температурою $t_2' = \dots$ °С.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – внутрішній діаметр великої труби $D = \dots$ м; діаметр малої трубки – внутрішній $d_{вн} = \dots$ мм; зовнішній $d_{зов} = \dots$ мм; довжина кожної секції не більше $l = \dots$ м; кількість трубок у кожній секції (всередині великої труби) $n = \dots$.

– трубки з вуглецевої сталі / міді / латуні (задає викладач);

– температура гарячого теплоносія на вході $t_1' = 120..80$ °С (задає викладач).

3. Визначити: число паралельно n_1 і послідовно n_2 з'єднаних секцій; швидкості руху теплоносіїв – гарячого w_1 і холодного w_2 ; температуру холодного теплоносія на виході t_2'' ; теплову потужність апарата Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Схема руху теплоносіїв – протитечія.

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	G_1 , кг/с	t_1' , °С	G_2 , кг/с	t_2' , °С	Перед-остання цифра шифру	D , м	$d_{вн}$, мм	$d_{зов}$, мм	l , м	n
0	4	60	5	15	0	0,085	16	22	4,0	4
1	4	65	6	20	1	0,09	19	25	5,0	3
2	2	60	3	15	2	0,047	26	32	4,5	1
3	2	40	3	10	3	0,052	32	38	4,1	1
4	4	40	4	25	4	0,080	16	22	4,3	3
5	8	30	11	15	5	0,095	19	25	4,6	4
6	6	30	18	20	6	0,120	26	32	4,7	4
7	9	45	14	15	7	0,080	16	22	3,9	3
8	7	45	10	20	8	0,100	19	25	4,0	3
9	3	50	5	38	9	0,112	26	32	4,4	3

Завдання Т09

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок секційного теплообмінника, призначеного для охолодження води від температури $t'_1 = \dots$ °С до $t''_1 = \dots$ °С. Як холодний теплоносієй використовують воду з початковою температурою $t'_2 = \dots$ °С. Схема руху теплоносіїв: парний варіант – протитечія, непарний – прямотечія.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – внутрішній діаметр великої труби $D = \dots$ м; діаметр малої трубки – внутрішній $d_{\text{вн}} = \dots$ мм; зовнішній $d_{\text{зов}} = \dots$ мм; довжина кожної секції $l = \dots$ м; число паралельно з'єднаних секцій $n_1 = \dots$;
 – трубки з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
 – швидкість гарячого теплоносія $w_1 = 1 \dots 3$ м/с (задає викладач).

3. Визначити: число послідовно з'єднаних секцій; витрати теплоносіїв G_1 та G_2 ; температуру холодного теплоносія на виході t''_2 ; теплову потужність апарата Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	t'_1 , °С	t''_1 , °С	t'_2 , °С	D , мм	Перед-остання цифра шифру	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{зов}}$, мм	l , м	n_1	n_2
0	100	60	10	45	0	19	25	3,0	1	2
1	120	80	15	50	1	26	32	3,5	2	3
2	90	60	20	57	2	32	38	4,0	2	4
3	90	50	25	70	3	45	51	4,5	3	5
4	130	90	30	76	4	50	57	5,0	2	6
5	130	60	35	45	5	19	25	3,2	4	2
6	90	60	10	50	6	26	32	4,2	1	3
7	90	60	15	57	7	32	38	4,7	5	1
8	120	90	20	70	8	45	51	3,0	4	5
9	120	60	25	76	9	50	57	2,5	3	6

Завдання Т10

1. Технічна задача. Виконати тепловий, з елементами конструктивного, розрахунок пластинчастого теплообмінника, зібраного з гладких пластин розмірами $b = \dots$ мм, $l = \dots$ м, відстань між якими $s = \dots$ мм, їх товщина $\delta = \dots$ мм, якщо температура гарячого теплоносія на вході $t'_1 = \dots$ °С, холодного $-t'_2 = \dots$ °С і, відповідно, витрата гарячого теплоносія $G_1 = \dots$ кг/с, а холодного $-G_2 = \dots$ кг/с.

Схема руху теплоносіїв: парний варіант – протитечія, непарний – прямотечія.

2. Додаткові дані. Конструктивні параметри теплообмінника:
 – кількість каналів, призначених для проходження гарячого теплоносія $n_1 = \dots$, холодного $-n_2 = \dots$;
 – робочий тиск в апараті $p = 0,6$ МПа;
 – максимально допустимий гідравлічний опір на стороні ходу холодного теплоносія $\Delta p_1 = \Delta p_2 = 0,12$ МПа;
 – пластини з нержавіючої сталі / міді / латуні (задає викладач);
 – гарячий теплоносій – вода тепломережі / масло МС-20 / димові гази; холодний теплоносій – сухе повітря / бензол / гліцерин (задає викладач);

3. Визначити: температури гарячого і холодного теплоносіїв на виході з пластинчастого теплообмінника t''_1 та t''_2 ; теплову потужність Q , кВт; необхідну площу теплообміну F , м².

Інші дані за варіантом прийняти з таблиці:

Остання цифра шифру	G_1 , кг/с	G_2 , кг/с	b , мм	l , м	S , мм	Перед-остання цифра шифру	δ , мм	t'_1 , °С	t'_2 , °С	n_1	n_2
0	10	12	0,5	1,0	25	0	1,5	90	15	21	20
1	12	14	0,2	0,4	23	1	2,0	85	10	25	24
2	10	14	0,6	1,2	20	2	3,0	88	12	23	22
3	12	16	0,4	0,9	16	3	3,0	95	15	26	25
4	14	12	0,3	0,8	18	4	2,0	90	14	30	29
5	12	16	0,4	1,0	18	5	3,0	87	15	24	23
6	16	14	0,5	1,4	26	6	2,0	92	10	27	26
7	16	14	0,6	0,6	22	7	1,5	94	13	29	28
8	12	12	0,4	1,2	20	8	2,0	84	15	20	19
9	10	14	0,5	1,4	25	9	3,0	91	10	20	19

Додаток В

Схематичні ескізи перерізів теплообмінників

Розріз А-А

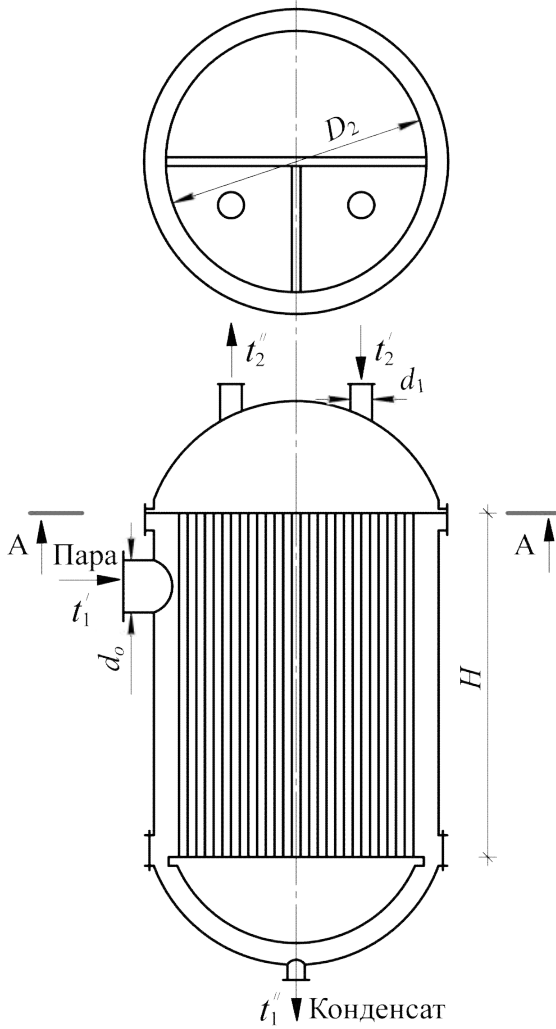


Рис. В.1 – Схема вертикального кожухотрубного теплообменника

Розріз А-А, повернуто

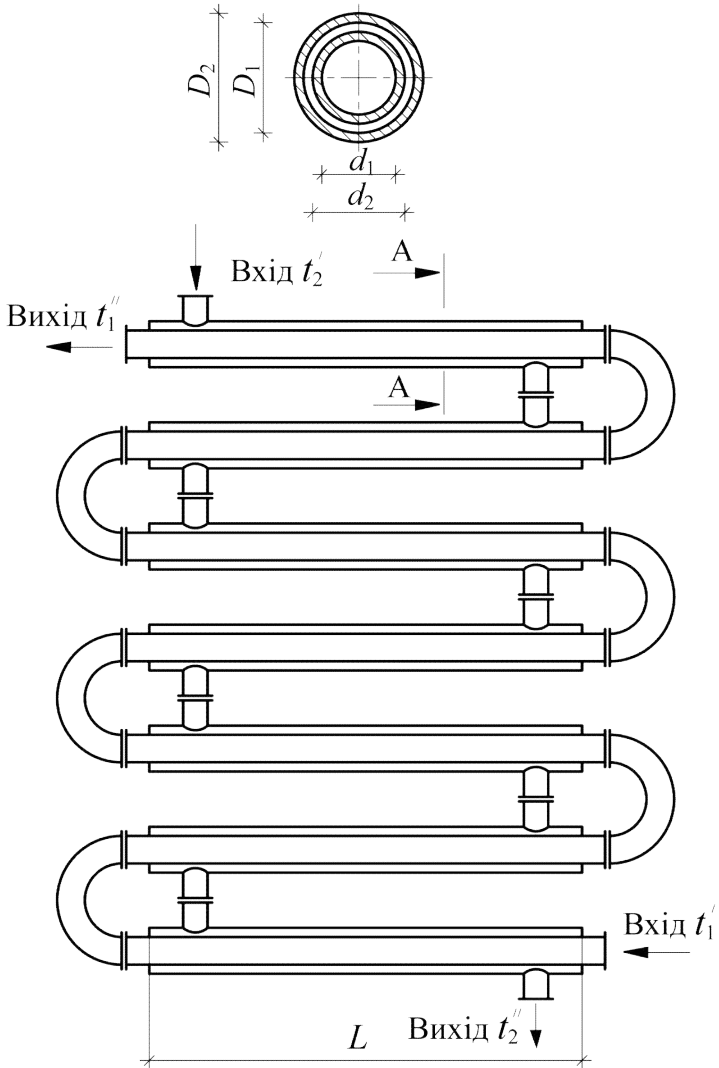
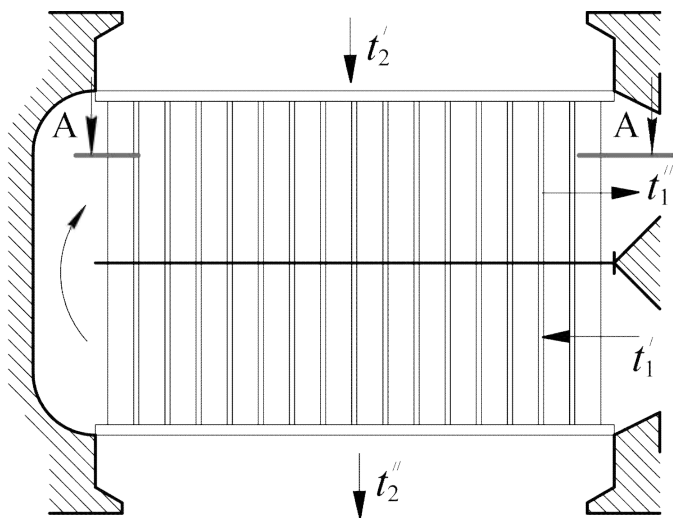


Рис. В.2 – Схема секційного теплообмінника «труба в трубі»



Розріз А-А

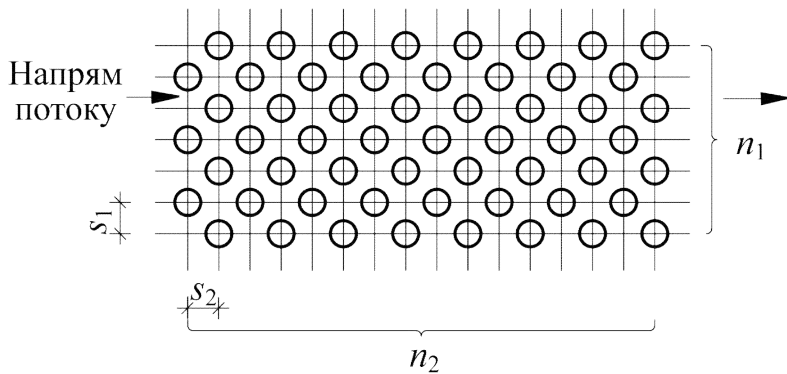


Рис. В.3 – Конструктивна схема пластинчастого теплообмінника

Приклад виконання гідродинамічного розрахунку

Гідродинамічний розрахунок виконують для визначення втрат напору при русі теплоносіїв і затрат потужності на подолання гідравлічного тертя. Загальні втрати напору складаються з втрат на гідравлічне тертя та місцеві опори. Гідравлічне тертя пароводяного теплообмінника у міжтрубному просторі, при конденсації пари на вертикальних або горизонтальних трубках, як правило, не визначають, оскільки його величина за нормальної експлуатації апарата, що працює з невеликою швидкістю переміщення пари (~10 м/с), мала. Тому розрахунок ведуть за втратами тиску для іншого – рідинного теплоносія.

1. Для вторинного теплоносія (вода):

$$\Delta p_2 = \Delta p_{тер2} + \Delta p_{міс2},$$

де Δp_2 – загальний опір переміщення теплоносія; $\Delta p_{тер2}$ – втрати на опір гідравлічного тертя; $\Delta p_{міс2}$ – втрати на місцевих опорах.

Визначають окремі складові втрат гідравлічного опору:

– гідравлічне тертя
$$\Delta p_{тер2} = \lambda_{тер2} \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \cdot n.$$

Гідравлічне тертя визначають залежно від режиму течії рідинного середовища і ступеня шорсткості поверхні каналу (рис. Г.1).

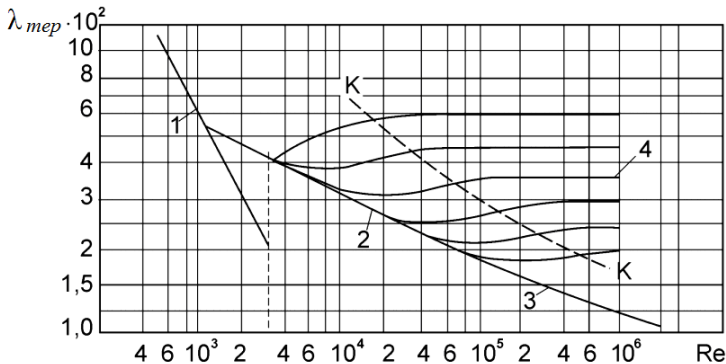


Рис. Г.1 – Залежність коефіцієнта гідравлічного тертя від числа Рейнольдса:
 1 – область закону Пуазейля (ламінарна течія);
 2 – область закону Блазіуса; 3 – область закону Нікурадзе;
 4 – область квадратичного закону для шорстких поверхонь
 (К-К – нижня межа квадратичного закону)

Розрахункові формули для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя наведені в таблиці Г.1.

Таблиця Г.1 – Формули для розрахунку коефіцієнта гідравлічного тертя

Область	Інтервал чисел Re	Закон	Формула
1	До 10^3	Пуазейля	A^* / Re
2	Від $3 \cdot 10^3$ до 10^5	Блазіуса	$\frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$
3	$\geq 10^5$	Нікурадзе	$0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}$
4	Межа К-К $\text{Re}_{\text{крит}} = 100 \frac{r^{**}}{\delta^{***}}$	Квадратичний	$\frac{0,1}{(r/\delta)^{0,25}}$

Примітка. A^* – коефіцієнт, що враховує форму каналу: 64 – для круглих труб; 53 – трикутний; 57 – квадратний; 71 – прямокутний; 96 – кільцева щілина; r^{**} – радіус труби; δ^{***} – висота мікронерівностей шорсткості.

У нашому випадку, коефіцієнт гідравлічного тертя визначають з формули:

$$\lambda_{\text{тер}2} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{см}2}}{\text{Pr}_{p2}} \right)^{0,33} = \frac{0,3164}{(2,93 \cdot 10^4)^{0,25}} \cdot \left(\frac{2,03}{2,98} \right)^{0,33} = 0,0192.$$

$$\text{Тоді опір тертя } \Delta p_{\text{тер}2} = 0,0192 \cdot \frac{1,5}{0,04} \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} \cdot 4 = 4030 \text{ Па;}$$

$$\text{– втрати тиску на місцевих опорах } \Delta p_{\text{міс}2} = \sum \xi_{\text{міс}2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega^2}{2}.$$

Визначають коефіцієнт місцевих опорів характерних елементів апарата, використовуючи довідникову літературу (табл. 4.3, с. 55):

- а) удар і поворот потоку у вхідній і вихідній камерах ($2 \cdot 1,5 = 3$);
- б) вхід води з камер у трубки і вихід з них у камери ($8 \cdot 1 = 8$);
- в) поворот на кут 180° у камерах ($3 \cdot 2,5 = 7,5$).

Сумарний коефіцієнт опору $\sum \xi_{\text{міс}2} = 3 + 8 + 7,5 = 18,5$, і тоді втрати тиску на місцевих опорах будуть дорівнювати:

$$\Delta p_{\text{міс}2} = 18,5 \cdot \frac{983,2 \cdot 1^2}{2} = 9100 \text{ Па.}$$

Загальні втрати тиску для вторинного теплоносія:

$$\Delta p_2 = 4030 + 9100 = 13130 \text{ Па.}$$

2. Потужність, необхідна для переміщення теплоносія:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \eta \cdot 10^3} = \frac{13130 \cdot 8,8}{983,2 \cdot 0,5 \cdot 10^3} = 0,236 \text{ кВт.}$$

Вибір параметрів насоса здійснюємо за даними таблиць Г.2–Г.6.

Таблиця Г.2 – Основні параметри відцентрових насосів двостороннього входу

Позначення типорозміру насоса	Подача Q , м ³ /год (л/с)	Напір H , м	Допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{дон}}$, м, не більше	К.к.д. η , %, не менше	Частота обертання n , с ⁻¹ (об/хв)	Маса, кг
Д 200-90	200 (55,6)	90	5,5	75	48,3 (2900)	145
Д 250-125	250 (69,4)	125	6,0	73		165
Д 315-50	315 (87,5)	50	6,5	77		241
Д 315-71		71	6,5	79		190
Д 500-63	500 (139)	63	4,5	77	24,2 (1450)	450
Д 630-90	630 (175)	90	5,5			71
Д 630-125		125		797		
Д 800-56	800 (222)	56	5,0	83		560
Д 1250-63	1250 (347)	63	6,0	86		800
Д 1250-125		125	5,5	78		1515
Д 1600-90		90	7,0	85		1312
Д 2000-21	2000 (556)	21	5,0	88		16,3 (980)
Д 2000-100		100	6,5	80	2480	
Д 2500-62	2500 (694)	62	6,0	88	2870	
Д 3200-33		33			2300	
Д 3200-75		3200 (900)	75		6,5	
Д 4000-95	4000 (1110)	95	7,0		4660	
Д 5000-32	5000 (1390)	32	8,0	88	12,2 (730)	5000
Д 6300-27	6300 (1750)	27	7,5	86		4600
Д 6300-80		80	6,5	88		8700
Д 12500-25	12500 (3470)	25	7,0	88	8 (485)	15600

Примітки:

1) тиск на вході не більше 0,3 МПа для насосів з подачею до 1600 м³/год, 0,2 МПа – для насосів з подачею більше 1600 м³/год;

2) основні параметри насосів в номінальному режимі вказані для роботи на воді з температурою 293 К (20 °С).

Таблиця Г.3 – Основні параметри відцентрових консольних насосів

Позначення типорозміру насоса	Подача Q , м ³ /год (л/с)	Напір H , м	Частота обертання n , с ⁻¹ (об/хв)	Допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{доп}$, м, не більше	К.к.д. η , %	
Серія К						
К 50-32-125	12,5 (3,47)	20	48 (2900)	3,5	55	
К 65-50-125	25 (6,95)	20		3,8	65	
К 65-50-160		32				
К 80-65-160	50 (13,9)	32		4,0	70	
К 80-50-200		50		3,5	65	
К 100-80-125		20		4,5	74	
К 100-80-100	32	73				
К 100-65-200	50	70				
К 100-65-250	80	67				
К 150-125-250	200 (55,6)	20		24 (1450)	4,2	78
К 150-125-315		32	4,0		76	
К 200-150-250	315 (87,5)	20	4,2		79	
К 200-150-315		32	80			
Серія КМ						
КМ 50-32-125	12,5 (3,47)	20	48 (2900)	3,5	55	
КМ 65-50-125	25 (6,95)	20		3,8	65	
КМ 65-50-160		32				
КМ 80-65-160	50 (13,9)	32		4,0	70	
КМ 80-50-200		50		3,5	65	
КМ 100-80-160		32		4,5	75	
КМ 100-65-200	50	70				
КМ 150-125-250	200 (55,6)	20			4,2	78
КМ 150-125-315		32			4,0	76
Серія КМП						
КМП 40-25-160	63 (1,75)	32	48 (2900)	–	35	
КМП 50-32-200	12,5 (3,47)	50		–	39	
КМП 65-50-160	25 (6,95)	32		–	60	
КМП 65-40-200		50		–	52	
Серія КМЛ						
КМЛ 50-50-160	12,5 (3,47)	32	48 (2900)	3,5	45	
КМЛ 65-65-160	25 (6,95)			3,8	59	
КМЛ 80-80-160	50 (13,9)			4,3	65	
КМЛ 65-65-200	25 (6,95)	12,5	14 (1450)	4,0	60	
КМЛ 80-80-200	50 (13,9)				66	
КМЛ 125-125-200	100 (27,8)				68	

Таблиця Г.4 – Основні параметри відцентрових насосів

Марка	Витрата $V, \text{ м}^3/\text{с}$	Висота напору $H_{\text{нас}}, \text{ м}$	Кутова швидкість $\omega, \text{ с}^{-1}$	$\eta_{\text{нас}}$	Електродвигун		
					тип	$N_{\text{ел}}, \text{ кВт}$	$\eta_{\text{ел}}$
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	25	50	–	АОЛ-12-2	1,1	–
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,3	48,3	0,40	АО2-31-2	3	–
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7	48,3	0,50	АО2-32-2	4	–
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5	48,3	0,60	АО2-31-2	3	–
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4	48,3	0,50	АО2-52-2	13	0,89
X45/21	$1,25 \cdot 10^{-2}$	13,5	48,3	0,60	АО2-51-2	10	0,88
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8	48,3	0,60	АО2-52-2	13	0,89
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	32,6	48,3	0,60	АО2-62-2	17	0,88
X90/19	$2,5 \cdot 10^{-2}$	13	48,3	0,70	АО2-51-2	10	0,88
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	25	48,3	0,70	АО2-62-2	17	0,88
X90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	31,4	48,3	0,70	АО2-71-2	22	0,88
X90/85	$2,5 \cdot 10^{-2}$	56	48,3	0,65	АО2-81-2	40	–
X160/29/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	20	48,3	0,65	ВАО-72-2	30	0,89
X/160/49/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	33	48,3	0,75	АО2-81-2	40	–
X160/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	АО2-81-2	40	–
X280/29	$8 \cdot 10^{-2}$	21	24,15	0,78	АО2-81-2	40	–
X280/42	$8 \cdot 10^{-2}$	29,6	24,15	0,70	АО2-91-2	75	0,92
X280/72	$8 \cdot 10^{-2}$	51	24,15	0,70	АО2-91-2	125	0,91
X500/25	$1,5 \cdot 10^{-1}$	19	16	0,80	АО2-91-2	55	0,92
X500/37	$1,5 \cdot 10^{-1}$	25	16	0,70	АО2-91-2	125	0,92

Примітки:

1) відцентрові насоси типу X призначені для перекачування хімічно-активних рідин з твердими домішками – об'ємної концентрації до 0,1 %, розмірами частинок до 0,2 мм, густиною не більше 1850 кг/м^3 , кінематичною в'язкістю до $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, з температурою від «мінус» 40 до «плюс» 120 °С, для яких швидкість корозії не більше 0,1 мм/рік;

2) робочий тиск насоса не більше 1,6 МПа, при цьому густина рідини, що перекачується, – не більше 1400 кг/м^3 .

Таблиця Г.5 – Коефіцієнт корисної дії насосів

Тип насоса	Відцентровий		Осьовий	Поршневий
$\eta_{\text{нас}}$	0,4 – 0,7 (для середніх та малих витрат)	0,7 – 0,9 (для великих витрат)	0,7 – 0,9	0,65 – 0,85

Таблиця Г.6 – Коефіцієнт корисної дії двигунів

$N_{\text{ел}}, \text{ кВт}$	0,4 – 1	1 – 3	3 – 10	10 – 30	30 – 100
$\eta_{\text{ел}}$	0,7 – 0,78	0,78 – 0,83	0,83 – 0,9	0,87 – 0,9	0,9 – 0,92

Додаток Д

Форми для виконання пояснювальної записки

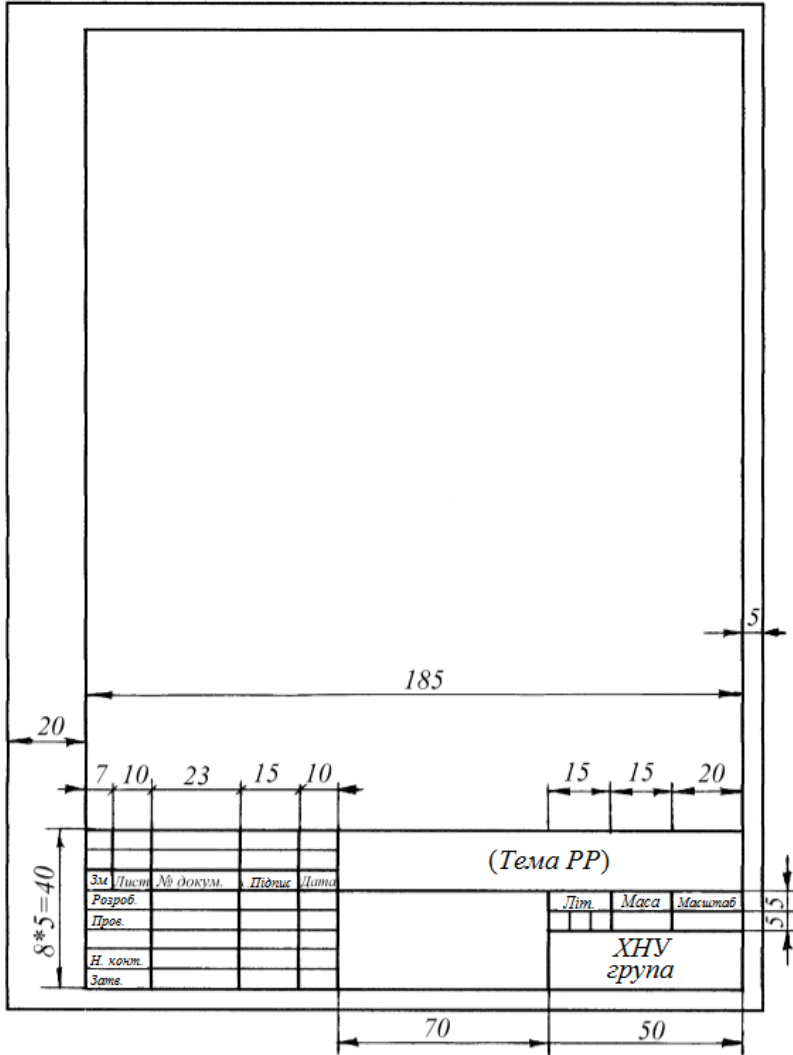


Рис. Д.1 – Форма для першого листа пояснювальної записки (форма 2)

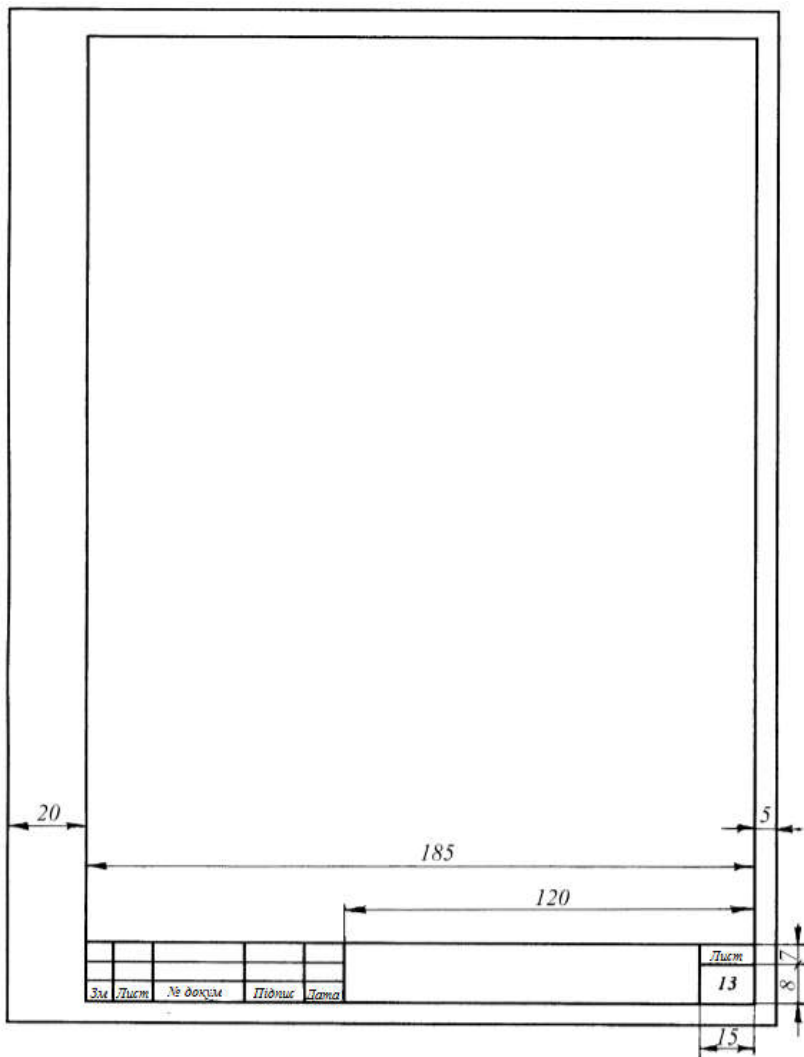


Рис. Д.2 – Форма для наступних листів пояснювальної записки (форма 2а)

Додаток Е

Форма титульного аркуша

Хмельницький національний університет

Теоретичні основи теплотехніки
Розрахунок теплообмінного апарата

*ТОТ. Т** - kz*

*Т*** – номер завдання, *kz* – варіант завдання

Виконав

студент групи _____

Шифр групи

Підпис

Прізвище, ініціали

Перевірив _____

Посада

Підпис

Прізвище, ініціали

Хмельницький 202__

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Теплообмінні апарати: види та класифікація	5
2. Основні види рекуперативних теплообмінників	
2.1. Кожухотрубні теплообмінники	13
2.2. Секційні теплообмінники типу «труба в трубі»	16
2.3. Пластинчасті теплообмінники	19
3. Основи теорії теплообмінних апаратів	
3.1. Рівняння теплового балансу	21
3.2. Рівняння теплопередачі	24
3.3. Розрахунок середнього температурного напору	24
3.4. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі	27
3.5. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі	28
4. Види розрахунків теплообмінників	
4.1. Тепловий повірочний розрахунок	40
4.2. Тепловий конструктивний розрахунок	44
4.3. Компонувальний розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»	45
4.4. Розрахунок теплової ізоляції	48
4.5. Гідродинамічний розрахунок теплообмінника	54
5. Приклади розрахунків теплообмінників	
5.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника	57
5.2. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»	66
5.3. Розрахунок пластинчастого теплообмінника	76
6. Загальні вимоги до виконання індивідуального завдання	
6.1. Вибір вихідних даних та склад завдань	90
6.2. Вимоги до оформлення та змісту завдання	92
6.3. Критерії оцінювання індивідуального завдання	94
7. Тестові завдання для самоконтролю	95
Перелік рекомендованих джерел	113
Додатки	115

Навчальне видання

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕПЛОТЕХНІКИ

Тепловий розрахунок рекуперативних теплообмінників

Методичні вказівки до розрахункової роботи
для студентів інженерно-технічних спеціальностей

Укладачі:

***Яремчук Василь Сергійович,
Свідерський Владислав Петрович***

Відповідальний за випуск: ***В. С. Яремчук***

Технічне редагування і верстка: : ***О. В. Чопенко***

Оформлення обкладинки: ***О. В. Бобровський, О. В. Станіслава***

Підписано до друку 26.12.2019.

Формат 30×42/2. Папір офс. Гарн. Times New Roman.

Друк різнографією. Ум. друк. арк. – 8,40. Обл.-вид. арк. – 6,83.

Тираж 50. Зам. № 206/19

Віддруковано редакційно-видавничим відділом ХНУ.

29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1.

Свідоцтво про внесення в Державний реєстр, серія ДК № 4489 від 18.02.2013 р.