

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ПРИРОДООХОРОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Підручник
У двох томах
Том 1

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2017

УДК 502.17(075.8)

П84

Авторський колектив:

Л. Д. Пляцук, доктор технічних наук, професор;
Р. А. Васькін, кандидат технічних наук, доцент;
В. П. Шапорев, доктор технічних наук, професор;
В. Ф. Моїсєєв, кандидат технічних наук, професор;
Л. Л. Гурець, доктор технічних наук, професор;
Г. І. Гринь, доктор технічних наук, професор;
Є. В. Манойло, кандидат технічних наук, доцент;
І. В. Пітак, кандидат технічних наук, доцент;
Н. Г. Пономарьова, кандидат технічних наук, доцент;
Б. М. Комариста, кандидат технічних наук, старший викладач

Рецензенти:

В. І. Склабінський – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри процесів та обладнання хімічних та нафтопереробних виробництв Сумського державного університету;
М. С. Мальований – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри екології та збалансованого природокористування Національного університету «Львівська політехніка»

*Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
як підручник
(протокол № 11 від 15 червня 2017 року)*

Процеси та апарати природоохоронних технологій : підручник :
П84 у 2 т. / Л. Д. Пляцук, Р. А. Васькін, В. П. Шапорев та ін. – Суми :
Сумський державний університет, 2017. – Т. 1. – 435 с.
ISBN 978-966-657-687-6
ISBN 978-966-657-688-3 (том 1)

У підручнику висвітлено принципи та закономірності інженерного захисту довкілля, охарактеризовано основні види і джерела забруднення. Розглянуто механічні, гідромеханічні, масообмінні, теплові, хімічні, біохімічні процеси захисту довкілля, а також супутні процеси.

Для студентів вищих навчальних закладів спеціальностей «Екологія», «Технологія захисту навколишнього середовища», аспірантів, викладачів, наукових та інженерно-технічних працівників.

УДК 502.17(075.8)

ISBN 978-966-657-687-6
ISBN 978-966-657-688-3 (том 1)

© Пляцук Л. Д., Васькін Р. А.,
Моїсєєв В. Ф. та ін., 2017

© Сумський державний університет, 2017

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАБРУДНЕНЬ ТА ОСНОВНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ.....	10
1.1. Показники якості довкілля.....	10
1.2. Джерела забруднення довкілля.....	19
1.3. Основні фізико-хімічні властивості речовин.....	23
1.4. Класифікація й принципи розрахунків природоохоронних процесів... Питання для самоконтролю.....	40 46
Список додаткової літератури для вивчення розділу 1.....	47
РОЗДІЛ 2. ЯВИЩА ПЕРЕНЕСЕННЯ РЕЧОВИНИ Й ЕНЕРГІЇ У ПРОЦЕСАХ ПРИРОДООХОРОННОЇ ТЕХНОЛОГІЇ.....	48
2.1. Основні визначення математичного аналізу.....	48
2.2. Загальні закономірності процесів перенесення речовини та енергії.....	51
2.3. Основні феноменологічні рівняння гідромеханіки суцільного середовища.....	53
2.4. Основні феноменологічні рівняння теплоперенесення у суцільному середовищі.....	63
2.5. Основні феноменологічні рівняння масоперенесення у суцільному середовищі.....	69
2.6. Початкові й граничні умови до задач перенесення.....	74
2.7. Подібність типових процесів природоохоронних технологій та основи моделювання.....	77
Питання для самоконтролю.....	90
Список додаткової літератури для вивчення розділу 2.....	92
РОЗДІЛ 3. ОСНОВИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ.....	93

3.1. Гідростатика. Основне рівняння гідростатики.....	93
3.2. Гідродинаміка. Основні характеристики руху рідин.....	98
3.3. Режими руху рідини.....	100
3.4. Закон Бернуллі для реальної рідини. Гідрравлічний опір трубопроводів.....	104
3.5. Перетворення рівнянь Нав'є – Стокса. Гідродинамічна подібність.....	111
3.6. Розрахунки діаметра трубопроводу.....	115
3.7. Рух рідини через шари твердих тіл.....	116
3.8. Рух частинок у рідинах.....	126
3.9. Плівкова течія рідини.....	136
3.10. Неньютонівські рідини.....	140
Питання для самоконтролю.....	143
Список додаткової літератури для вивчення розділу 3.....	144
РОЗДІЛ 4. ФІЛЬТРУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ.....	145
4.1. Призначення, засоби та фізичні основи фільтрування.....	145
4.2. Класифікація фільтрів.....	147
4.3. Типові конструкції. Фільтри періодичної дії.....	148
4.4. Типові конструкції. Фільтри безупинної дії.....	154
4.5. Методика розрахунків.....	162
4.6. Приклади розрахунків.....	174
Питання для самоконтролю.....	181
Список додаткової літератури для вивчення розділу 4.....	182
РОЗДІЛ 5. ЦЕНТРИФУГИ.....	183
5.1. Призначення, засоби та фізичні основи центрифугування.....	183
5.2. Класифікація центрифуг.....	186
5.3. Конструкції осаджувальних центрифуг.....	190
5.4. Конструкції фільтрувальних центрифуг.....	195

5.5. Методика розрахунків.....	207
5.6. Приклади розрахунків.....	220
Питання для самоконтролю.....	226
Список додаткової літератури для вивчення розділу 5.....	227
РОЗДІЛ 6. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН.....	228
6.1. Фізичні основи та засоби переміщення рідин.....	228
6.2. Насоси.....	228
6.3. Трубопровідні системи.....	242
6.4. Методика розрахунків.....	245
Питання для самоконтролю.....	255
Список додаткової літератури для вивчення розділу 6.....	256
РОЗДІЛ 7. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ.....	257
7.1. Основні поняття.....	257
7.2. Передача теплоти теплопровідністю.....	259
7.3. Конвективний теплообмін.....	263
7.4. Перетворення рівнянь Фур'є – Кірхгофа. Теплова подібність.....	265
7.5. Тепловіддача за вимушеної течії теплоносія.....	269
7.6. Природна (гравітаційна) конвекція.....	276
7.7. Теплообмін під час конденсації пари.....	279
7.8. Тепловіддача під час кипіння рідини.....	284
7.9. Теплообмін у системах із твердою фазою.....	288
7.10. Теплопередача.....	290
7.11. Теплове випромінювання.....	296
7.12. Розрахунок теплообмінних апаратів.....	301
Питання для самоконтролю.....	302
Список додаткової літератури для вивчення розділу 7.....	304

РОЗДІЛ 8. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.....	305
8.1. Загальні положення про теплопередачу.....	305
8.2. Класифікація теплообмінного устаткування.....	306
8.3. Основні конструкції кожухотрубчастих теплообмінників.....	310
8.4. Основні конструкції апаратів із поверхнею теплообміну, виготовленою з листового матеріалу.....	339
8.5. Теплообмінники повітряного охолодження, «труба в трубі», зрошувальні, заглибні змійовикові та блокові апарати.....	350
8.6. Приклади розрахунків.....	360
Питання для самоконтролю.....	393
Список додаткової літератури для вивчення розділу 8.....	394
РОЗДІЛ 9. ВИПАРНІ ТА РОТОРНО-ПЛІВКОВІ АПАРАТИ.....	396
9.1. Призначення, засоби та фізичні основи випарювання.....	396
9.2. Класифікація випарних апаратів.....	398
9.3. Типові конструкції та принцип дії випарного обладнання.....	403
9.4. Приклад розрахунку трикорпусної випарної установки.....	422
Питання для самоконтролю.....	433
Список додаткової літератури для вивчення розділу 9.....	434

ВСТУП

Науково-технічна революція, загостривши суперечності між людиною й природою, зумовила необхідність вирішення багатьох екологічних проблем.

Сьогодні, коли на всій планеті під впливом діяльності людини відбуваються зміни як у живій, так і неживій природі, особливо актуальною стає проблема захисту довкілля від забруднення техногенними викидами. Масштаби господарської діяльності людини й перетворення природних умов, вплив на довкілля й на здоров'я людини вимагають ефективного й цілеспрямованого здійснення наукових, технічних заходів у галузі охорони довкілля. Ці завдання покликані вирішувати природоохоронні технології.

Предмет курсу «Процеси та апарати природоохоронних технологій» становить вивчення теорії основних процесів, методів їх раціонального апаратурно-технологічного оформлення, а також принципів будови й методів інженерних розрахунків апаратів і машин, які використовуються для проведення природоохоронних процесів.

Цей курс логічно пов'язує загальні закономірності математики, фізики, хімії з екологією. Вивчення основних закономірностей процесів природоохоронних технологій базується на знанні основних фізико-хімічних законів і ставить своїм завданням підготовку фахівців, здатних вирішувати питання захисту довкілля шляхом грамотної організації технологічних процесів, вибору й розрахунку високоефективного обладнання, розроблення й створення нових природоохоронних процесів, технологій та обладнання.

Місце курсу «Процеси та апарати природоохоронних технологій» у професійній підготовці випускника пов'язане зі створенням необхідної бази для розуміння фізико-хімічної сутності технологічних процесів захисту довкілля.

Предметом вивчення цього курсу є механічні, фізико-хімічні й фізичні процеси: осадження й поділу гетерогенних систем, фільтрування, коагуляції, флокуляції, абсорбції, адсорбції, конденсації, флотації, рідинної екстракції, іонного обміну, електрохімічного окиснення й відновлення, електрокоагуляції й

електрофлотації, піролізу, вогневого знешкодження та ін.

Мета курсу «Процеси та апарати природоохоронних технологій» полягає в одержанні необхідних знань про основні методи й закономірності фізико-хімічних процесів захисту навколишнього середовища, основи технологій очищення пилогазових викидів, рідких скидів, утилізації й перероблення твердих відходів.

Загальними завданнями курсу «Процеси та апарати природоохоронних технологій» є:

– одержання базових знань про фізико-хімічні процеси, покладені в основу очищення відхідних газів, стічних вод та утилізації твердих відходів;

– набуття практичних навичок розрахунків параметрів фізико-хімічних процесів захисту атмосфери, гідросфери та літосфери.

Курс «Процеси та апарати природоохоронних технологій» складається з таких розділів:

1. Теоретичні основи.
2. Процеси та апарати захисту атмосфери.
3. Процеси та апарати захисту гідросфери.
4. Процеси та апарати захисту літосфери.

У процесі вивчення вищезазначених розділів визначаються місце й роль цієї дисципліни в системі вищої екологічної освіти, її зв'язок з іншими дисциплінами, наводяться приклади взаємозв'язку захисту довкілля й фізико-хімічних дисциплін, класифікація основних методів і способів, фізико-хімічна сутність основних процесів захисту довкілля, основ природоохоронних технологій.

У результаті вивчення курсу студенти повинні знати:

– основні фізико-хімічні процеси очищення аерозолів, колоїдних систем, розчинів і стічних вод;

– основні фізико-хімічні процеси, покладені в основу утилізації твердих промислових відходів.

Уміти:

– пояснити з наукового погляду явища, процеси, що проходять під час очищення газових викидів в атмосфері, стічних вод у гідросфері й твердих відходів у літосфері;

– правильно вибрати метод і спосіб очищення атмосфери, гідросфери, літосфери під час викидання й скидання в них промислових відходів;

– проводити оцінювання основних параметрів фізико-хімічних процесів захисту довкілля.

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАБРУДНЕНЬ ТА ОСНОВНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ

Основні технічні вирішення проблеми захисту довкілля полягають в удосконаленні технологічних процесів для максимального виключення викидів шкідливих речовин. Реальний шлях екологізації промислової технології – це поступовий перехід до маловідхідних, а потім і безвідхідних замкнених циклів, що дає можливість досягти раціонального природокористування й охорони довкілля.

Однак сучасний рівень розвитку техніки не дає можливості повністю позбавитися викидів, і тому якість довкілля визначається переважно ефективністю обладнання, що використовується в природоохоронних технологіях.

1.1. Показники якості довкілля

Забрудненням довкілля називається зміна якості навколишнього середовища, здатна викликати негативні наслідки. Вважається, що однакові агенти виявляють однакові негативні впливи незалежно від їх походження, тому пил, джерелом якого є природне явище (наприклад, пилові бурі), є такою самою забруднювальною речовиною, як і пил, що викидається промисловим підприємством, хоча останній може бути більш токсичним, зважаючи на свій склад.

Різні види забруднень довкілля можна класифікувати так:

1. Механічне – забруднення довкілля агентами, що виявляють лише механічний вплив без хіміко-фізичних наслідків.
2. Хімічне – зміна хімічних властивостей середовища, що негативно впливають на екосистеми та технологічні пристрої.
3. Фізичне – зміна фізичних параметрів середовища: температурно-енергетичних (теплове), хвильових (світлове, шумове, електромагнітне),

радіаційних і т. ін. Наприклад, теплове забруднення відбувається здебільшого у зв'язку із промисловими викидами нагрітого повітря, газів, що відходять, і води; може виникати і як вторинний наслідок зміни хімічного складу середовища.

5. Біологічне – проникнення в екосистеми видів тварин і рослин, не властивих даним екосистемам.

5.1. Біотичне – поширення певних біогенних речовин на території, де вони раніше не спостерігалися.

5.2. Мікробіологічне:

а) поява надзвичайно великої кількості мікроорганізмів, пов'язана з їх масовим розмноженням на антропогенних субстратах або в середовищах, змінених у ході господарської діяльності людини;

б) набуття раніше не шкідливою формою мікроорганізмів патогенних властивостей або здатності пригнічувати інші організми в угрупованнях.

Усі перелічені види забруднень взаємозалежні, й кожне з них може бути поштовхом для виникнення інших видів забруднення. Зокрема, хімічне забруднення атмосфери може сприяти підвищенню вірусної активності й, отже, біологічному забрудненню.

Вміст тих або інших забруднень довкілля регламентується чинним законодавством.

Відповідно до Закону України «Про охорону навколишнього природного середовища» під нормуванням якості навколишнього природного середовища мають на увазі діяльність зі встановлення нормативів гранично допустимих впливів на неї. Нормативи в галузі охорони довкілля – установлені нормативи якості довкілля й нормативи допустимого впливу на нього, за дотримання яких забезпечується стійке функціонування природних екологічних систем і зберігається біологічне різноманіття. Закон нормує забруднення довкілля як різновиди несприятливих впливів, виходячи із припущення про існування допустимих норм шкідливих впливів на природу, що гарантують екологічну безпеку населення, збереження генофонду та забезпечують раціональне використання й відтворення природних ресурсів за умов сталого розвитку

господарської діяльності. Нормативи гранично допустимих концентрацій забруднювальних речовин у навколишньому природному середовищі й рівні шкідливих фізичних і біологічних впливів на неї є єдиними для всієї території України.

Екологічні нормативи в галузі охорони довкілля встановлюють гранично допустимі викиди й скидання в навколишнє природне середовище забруднювальних хімічних речовин, рівні допустимого шкідливого впливу на нього фізичних і біологічних факторів. Для оцінювання забруднення довкілля використовуються такі нормативи:

– нормативи гранично допустимих концентрацій (ГДК) хімічних речовин, зокрема радіоактивних, інших речовин і мікроорганізмів – нормативи, встановлені відповідно до показників гранично допустимого вмісту хімічних речовин, зокрема радіоактивних, інших речовин і мікроорганізмів у довкіллі й недотримання яких може призвести до забруднення довкілля, деградації природних екологічних систем;

– нормативи допустимих фізичних впливів – нормативи, встановлені відповідно до рівнів допустимого впливу фізичних факторів на довкілля й за дотримання яких забезпечуються нормативи якості довкілля.

Критеріями якості довкілля служать гранично допустимі концентрації, що є гігієнічними нормами. В Україні встановлені гігієнічні нормативи більше ніж для 1 800 речовин та їх комбінацій, причому всі ці речовини віднесені до одного із чотирьох класів небезпеки забруднювальних речовин (найнебезпечнішим є 1-й клас, найменш небезпечним – 4-й).

Значення ГДК не несуть інформації про вплив забруднень на інші об'єкти та їх трансформації у біосфері. Однак вони мають важливе значення для вирішення організаційних проблем охорони довкілля.

Атмосферне повітря. Відповідно до Закону України «Про охорону атмосферного повітря» норматив якості атмосферного повітря – критерій якості атмосферного повітря, що відображає гранично допустимий максимальний вміст забруднювальних речовин в атмосферному повітрі й за якого відсутній

негативний вплив на здоров'я людини й стан навколишнього природного середовища.

Для повітря населених пунктів встановлено два види ГДК:

– максимально разова ГДК ($ГДК_{м.р}$) – для попередження негативних рефлекторних реакцій (відчуття запаху, світлової чутливості очей тощо) за короткочасного впливу домішок упродовж 20 хв;

– середньодобова ГДК ($ГДК_{с.д}$) – для попередження загальнотоксичного, канцерогенного, мутагенного й інших видів впливу домішок на організм людини; у цьому разі концентрація шкідливих речовин визначається у пробах, відібраних упродовж 20–30 хвилин. $ГДК_{с.д}$ не повинна чинити на людину прямого або непрямого шкідливого впливу під час невизначено довгого вдихання. Це основний норматив оцінювання стану атмосферного повітря із санітарно-гігієнічної точки зору.

Найбільша концентрація C будь-якої шкідливої речовини в приземному шарі повітря за межами санітарно-захисної зони (СЗЗ) підприємства не повинна перевищувати максимальної разової гранично допустимої концентрації:

$$C \leq ГДК_{м.р}. \quad (1.1)$$

За одночасної наявності в атмосфері кількох шкідливих речовин, що мають односпрямовану дію, їх безрозмірна сумарна концентрація повинна задовольняти умову

$$C_1 / ГДК_1 + C_2 / ГДК_2 + \dots + C_n / ГДК_n \leq 1, \quad (1.2)$$

де C_1, C_2, \dots, C_n – концентрація шкідливих речовин в атмосфері в одній і тій самій точці місцевості, $мг/м^3$; $ГДК_1, ГДК_2, \dots, ГДК_n$ – максимальні разові гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в атмосфері, $мг/м^3$.

Допустимо, що в повітрі концентрація фенолу $C_{\phi} = 0,345$ $мг/л$, ацетону $C_{ац} = 0,009$ $мг/л$, а $ГДК_{\phi} = 0,35$ $мг/л$, $ГДК_{ац} = 0,01$ $мг/л$. Таким чином, для кожної з речовин зазначене співвідношення менше від 1:

$$C_1 / ГДК_1 < 1, C_2 / ГДК_2 < 1.$$

Але оскільки ці речовини мають ефект сумачії, то загальне забруднення фенолом і ацетоном перевищить гранично допустиме, тому що

$$\frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} = 0,986 + 0,9 = 0,986 + 0,9 = 1,886 > 1.$$

Ефект односпрямованої дії (сумації) має ряд шкідливих речовин: SO_2 і NO_2 , SO_2 і H_2S , сильні мінеральні кислоти (сірчана, соляна, азотна), озон, формальдегід та інші (більше ніж 30 найменувань речовин у різній їх комбінації одна з одною).

Для більш повного оцінювання якості середовища використовують інший критерій – ГДЕН – *гранично допустиме екологічне навантаження*; для повітря – це ГДВ – *гранично допустимий викид, г/с*; для води – ГДС – *гранично допустиме скидання, г/с*. Ці величини характеризують навантаження, створюване підприємством на довкілля за одиницю часу, і повинні обов'язково входити до екологічного паспорта підприємства.

Гранично допустимий викид в атмосферу (ГДВ) – норматив, який встановлюється з умови, щоб вміст забруднювальних речовин у приземному шарі повітря від стаціонарного джерела або сукупності джерел не перевищував рівня забруднень, визначених нормативами якості повітря для населення, а також для тваринного та рослинного світу.

Для виявлення зв'язку між ГДВ і ГДК досліджують закономірності поширення домішок від їх джерел до зони впливу з урахуванням турбулентної дифузії в атмосфері.

Природні води. Під забрудненням водних ресурсів розуміють будь-які зміни фізичних, хімічних і біологічних властивостей води у водоймах у зв'язку зі скиданням у них рідких, твердих і газоподібних речовин, що заподіюють шкоду або можуть створити незручності, роблячи воду цих водойм небезпечною для використання, завдаючи збиток народному господарству, здоров'ю й безпеці населення. Забруднення поверхневих і підземних вод можна поділити на такі типи:

- механічне – підвищення вмісту механічних домішок, властиве здебільшого поверхневим видам забруднень;
- хімічне – наявність у воді органічних і неорганічних речовин

токсичної й нетоксичної дії;

- бактеріальне й біологічне – наявність у воді різноманітних патогенних мікроорганізмів, грибів і дрібних водоростей;
- радіоактивне – наявність радіоактивних речовин у поверхневих або підземних водах;
- теплове – випускання у водойми підігрітих стічних промислових вод.

Якість природних вод залежить від складу й кількості розчинених і зважених речовин, мікроорганізмів, гідробіонтів, а також від температури, кислотності й інших фізико-хімічних показників.

Таким чином, оцінювання якості води може проводитися за фізичними, хімічними, бактеріологічними й гідробіологічними показниками. У «Правилах охорони поверхневих вод від забруднення оборотними водами» дається визначення поняття «категорія якості води». Категорія якості води – це показник ступеня забруднення водного об'єкта, що визначається за сукупністю встановлених показників складу й властивостей води й дотримання якого є обов'язковим упродовж певного часу.

У галузі використання й охорони вод та відтворення водних ресурсів встановлюються такі нормативи:

- 1) нормативи екологічної безпеки водокористування;
- 2) екологічний норматив якості води водних об'єктів;
- 3) нормативи гранично допустимих скидань забруднювальних речовин;
- 4) галузеві технологічні нормативи утворення речовин, що скидаються у водні об'єкти;
- 5) технологічні нормативи використання води.

Для оцінювання можливостей використання води з водних об'єктів для потреб населення та галузей економіки встановлюються *нормативи екологічної безпеки водокористування*, що забезпечують безпечні умови водокористування, а саме:

- гранично допустимі концентрації речовин у водних об'єктах, вода яких

використовується для задоволення питних, господарсько-побутових та інших потреб населення;

– гранично допустимі концентрації речовин у водних об'єктах, вода яких використовується для потреб рибного господарства;

– допустимі концентрації радіоактивних речовин у водних об'єктах, вода яких використовується для задоволення питних, господарсько-побутових та інших потреб населення.

Для оцінювання екологічного благополуччя водних об'єктів та визначення комплексу водоохоронних заходів встановлюється *екологічний норматив якості води*, що містить науково обґрунтовані значення концентрацій забруднювальних речовин та показники якості води (загальнофізичні, біологічні, хімічні, радіаційні). При цьому ступінь забрудненості водних об'єктів визначається відповідними категоріями якості води.

Нормативи гранично допустимого скидання забруднювальних речовин встановлюються для поетапного досягнення екологічного нормативу якості води водних об'єктів.

Для оцінювання екологічної безпеки виробництва встановлюються *галузеві технологічні нормативи утворення речовин, що скидаються у водні об'єкти, та тих, що подаються на очисні споруди*, тобто нормативи гранично допустимих концентрацій речовин у стічних водах, що утворюються в процесі виробництва одного виду продукції під час використання однієї й тієї самої сировини.

Для оцінювання та забезпечення раціонального використання води у галузях економіки встановлюються *технологічні нормативи використання води*, а саме:

– поточні технологічні нормативи використання води – для існуючого рівня технологій;

– перспективні технологічні нормативи використання води – з урахуванням досягнень на рівні передових світових технологій.

Нормування якості води водного об'єкта здійснюється шляхом

встановлення сукупності допустимих значень показників її складу та властивостей, у межах яких забезпечуються безпечні умови водокористування і які встановлюються для води, що використовується для задоволення питних, господарсько-побутових і рекреаційних потреб, а також потреб рибного господарства. На ділянках водних об'єктів, що розташовані у межах населених пунктів, незалежно від цілей водокористування нормативи встановлюються як для води, що використовується для задоволення господарсько-побутових потреб.

Стандарти та нормативи якості води різні для водних об'єктів санітарно-побутового й рибогосподарського призначення. Санітарно-гігієнічні нормативи якості води – це науково обґрунтовані величини концентрації забруднювальних речовин і показники якості води (загальнофізичні, біологічні, хімічні, радіаційні), що не впливають прямо або опосередковано на життя й здоров'я населення; рибогосподарські нормативи якості води – науково обґрунтовані величини концентрації забруднювальних речовин і показники якості води, що не впливають на збереження й відтворення промислово цінних видів риб.

Розрізняють:

– ГДК_В – *гранично допустима концентрація речовини у воді водойми господарсько-питного й культурно-побутового водокористування*, мг/л. Ця концентрація не повинна чинити прямого або непрямого впливу на організм людини впродовж усього її життя, а також на здоров'я наступних поколінь і не повинна погіршувати гігієнічні умови водокористування;

– ГДК_{В,Р} – *гранично допустима концентрація речовини у воді водойми, що використовується для рибогосподарських цілей*, мг/л.

Земельні ресурси. Нормативи якісного стану ґрунтів установлюються з метою запобігання їх виснаженню й використовуються для здійснення контролю над якісним станом ґрунтів.

Нормативи гранично допустимого забруднення ґрунтів визначаються з метою встановлення критеріїв придатності земель для використання їх за цільовим призначенням. Закон України «Про охорону земель» установлює нормативи гранично допустимого забруднення ґрунтів:

– гранично допустимі концентрації у ґрунтах хімічних речовин, залишкових кількостей пестицидів та агрохімікатів, важких металів і т. ін.; ГДК_П
– *гранично допустима концентрація речовини в орному шарі ґрунту, мг/кг.* Ці концентрації не повинні чинити прямий та непрямий негативний вплив на здоров'я людей, а також на здатність до самоочищення;

– максимально допустимі рівні забруднення ґрунтів радіоактивними речовинами.

Однією з проблем охорони земель є проблема складування відходів. У сфері обігу з відходами встановлюються такі нормативи:

– граничні показники утворення відходів у технологічних процесах;
– питомі показники утворення відходів, використання та втрат сировини у технологічних процесах.

Для визначення оптимальних шляхів використання або знешкодження відходів проводиться класифікація промислових відходів. Класифікація промислових відходів базується на систематизації їх за галузями промисловості, можливостями перероблення, агрегатним станом, токсичністю тощо. У кожному конкретному випадку характер класифікації відповідає розглянутим аспектам: складуванню, очищенню, переробленню, захороненню промислових відходів, запобіганню їх токсичному впливу та ін. Кожна галузь промисловості має класифікацію власних відходів.

Класифікація відходів можлива за різними показниками, але найголовнішим із них є ступінь небезпеки для людського здоров'я. Шкідливими відходами, наприклад, вважаються інфекційні, токсичні й радіоактивні. Їх збирання та ліквідація регламентуються спеціальними санітарними правилами.

Відповідно до держстандарту «Шкідливі речовини. Класифікація й загальні вимоги безпеки» усі промислові відходи поділяються на чотири класи небезпеки: перший – надзвичайно небезпечні; другий – високонебезпечні; третій – помірковано небезпечні; четвертий – малонебезпечні.

Для прикладу можна навести клас небезпеки деяких хімічних речовин:

– наявність у відходах ртуті, сулеми, хромовоокислого калію,

бенз(а)пирену, оксиду миш'яку й інших високотоксичних речовин дозволяє віднести їх до першого класу небезпеки;

– наявність у відходах хлористої міді, хлористого нікелю, азотнокислого свинцю й інших, менш токсичних речовин дає підставу віднести ці відходи до другого класу небезпеки;

– наявність у відходах сірчаноокислої міді, шавлевокислої міді, хлористого нікелю, оксиду свинцю, чотирьохлористого вуглецю та інших речовин дозволяє віднести їх до третього класу небезпеки;

– наявність у відходах сірчаноокислого марганцю, фосфатів, сірчаноокислого цинку, хлористого цинку дає підставу віднести їх до четвертого класу небезпеки.

Належність до класу небезпеки інших за хімічним складом відходів можна визначити розрахунковим методом за ГДК для даної хімічної речовини у ґрунті.

Якщо величина ГДК у різних середовищах не встановлена, діє тимчасовий гігієнічний норматив ТДК (ОБРВ) – тимчасово допустима концентрація (орієнтовно безпечний рівень впливу) речовини. Тимчасовий норматив устанавлюється на певний термін (2–3 роки).

Для показників якості довкілля часто використовують термін «індекс якості середовища» (кращій якості відповідає більший індекс) і термін «індекс забруднення середовища» (більшому забрудненню відповідає більший індекс). Можна вважати, що індекс якості = 1/індекс забруднення.

1.2. Джерела забруднення довкілля

Промислові підприємства є основними джерелами забруднення довкілля. Економіці України властива висока питома вага ресурсомістких та енергоємних технологій, упровадження яких здійснювалося без будівництва відповідних очисних споруд. Основними причинами, що призвели до загрозливого стану довкілля, є:

– застаріла технологія виробництва та устаткування, висока енергоємність і матеріаломісткість обладнання, що перевищують у два – три рази відповідні

показники розвинених країн;

- високий рівень концентрації промислових об'єктів;
- несприятлива структура промислового виробництва з високою концентрацією екологічно небезпечних виробництв;
- відсутність або низька ефективність природоохоронних очисних споруд, низький рівень експлуатації існуючих природоохоронних об'єктів;
- відсутність належного правового й економічного механізмів, що стимулювали б розвиток екологічно безпечних технологій і природоохоронних систем;
- відсутність належного контролю над охороною довкілля.

Металургійна промисловість є однією з найбільш забруднювальних галузей промисловості, викиди якої від стаціонарних джерел забруднення досягають 38 % від загальної кількості забруднювальних речовин. Технологічний ланцюг у *чорній металургії* поєднує виробництво котунів та агломератів, коксохімічне, доменне, сталеплавильне, прокатне, феросплавне, ливарне виробництва й інші допоміжні технології. Усі металургійні процеси супроводжуються інтенсивним забрудненням середовища. У коксохімічному виробництві додатково виділяють ароматичні вуглеводні, феноли, аміак, ціаніди й цілий ряд інших речовин. Чорна металургія споживає велику кількість води. Хоча промислові потреби на 80–90 % задовольняються за рахунок систем оборотного водопостачання, забір свіжої води й скидання забруднених стоків досягають дуже великих об'ємів, відповідно порядку 25–30 м³ і 10–15 м³ на 1 т продукції повного циклу. Зі стоками у водні об'єкти надходять значні кількості зважених речовин, сульфатів, хлоридів, сполук важких металів. *Кольорова металургія*, незважаючи на відносно менші матеріальні потоки виробництва, не поступається чорній металургії за сукупною токсичністю емісії. Крім великої кількості твердих і рідких відходів, що містять такі небезпечні забруднювачі, як свинець, ртуть, ванадій, мідь, хром, кадмій, талій та ін., викидається й багато аерозолів.

Підприємства нафтохімічного комплексу характеризуються викидами в

атмосферу вуглеводнів, сірчаної кислоти, сірковуглецю, ртуті, фтористих та інших шкідливих сполук. У відкриті водойми хімічні підприємства скидають щорічно 70 млн м³ неочищених або недостатньо очищених стоків. Хімічна промисловість – одна з основних галузей, де утворюються у великих об'ємах відходи, значна кількість яких – токсичні.

Підприємства нафтогазового комплексу за рівнем шкідливого впливу на навколишнє середовище є об'єктами підвищеного екологічного ризику. Вони є потенційними джерелами забруднення довкілля, що може статись у разі порушення технологічних режимів роботи устаткування або аварійної ситуації. Деякі об'єкти забруднюють довкілля й за нормальних умов роботи, що зумовлено існуючими технологічними процесами.

Серед промислових об'єктів одним із основних забруднювачів атмосферного повітря є підприємства теплоенергетики (близько 30 % усіх шкідливих викидів у атмосферу від стаціонарних джерел). Діяльність підприємств теплоенергетики призводить також до забруднення земель через нагромадження значної кількості відходів (золи, шлаків).

Джерелами радіоактивних відходів є атомні станції й підприємства з видобування та перероблення уранових руд. На АЕС не існує повного циклу первинного перероблення відходів згідно з вимогами норм, правил і стандартів з ядерної й радіаційної безпеки, що призводить до нераціонального використання сховищ і збільшує ризик радіаційних аварій. Усі відходи перероблення уранових руд – відвали шахтних порід, викиди (рідкі, газоподібні) є джерелами радіаційного забруднення довкілля.

Транспортні підприємства як рухомі засоби (автомобілі, тепловози, морські й річкові судна), так і стаціонарні об'єкти матеріально-технічного забезпечення (склади пально-мастильних матеріалів, заправні станції, станції технічного обслуговування, майстерні) є значними забруднювачами довкілля.

Значної шкоди довкіллю завдають відпрацьовані гази автомобілів, паливно-мастильні матеріали, зливні води після миття автомобілів та їх агрегатів, пари різних шкідливих речовин, кислот, матеріалів, що

використовуються в технологічних процесах ремонту автомобілів.

Залізничний транспорт України використовує приблизно 170 млн м³ води на рік. Близько 50 % води йде на господарсько-питні потреби, безповоротні втрати води становлять понад 40%. Щороку до каналізаційних мереж і природних водойм залізниця зливає понад 20 тис. тонн забруднювальних речовин, з яких майже 50 % – без очищення. Основні забруднювачі – це відпрацьовані гази тепловозів, нафтопродукти, фенол, аерозолі, сміття.

Морський транспорт забруднює море відходами харчування, сміттям, нафтою й нафтопродуктами, що значно погіршує екологічний стан моря, особливо в припортових зонах.

Екологічними проблемами житлово-комунального господарства України є забруднення атмосфери й водойм.

Основними джерелами забруднення атмосферного повітря в житлово-комунальному господарстві України є підприємства з виробництва дорожніх будівельних матеріалів, котельні теплового господарства, промислові підприємства комунального машинобудування й автомобільний транспорт. Вони викидають в атмосферу значну кількість золи, оксидів вуглецю, сірки, азоту, а також зливають у каналізацію хімічні сполуки.

Неефективна робота міських очисних споруд призводить до забруднення поверхневих вод. У водойми щодоби скидається понад 10 тис. м³ неочищених і недостатньо очищених стічних вод. Промислові підприємства через недостатність ефективних технологій очищення виробничих стічних вод зливають у водойми через систему централізованої каналізації висококонцентровані стічні води, шкідливі речовини яких руйнують каналізаційні мережі, порушують технологічні регламенти очищення міських стічних вод і не видаляються у процесі біологічного очищення, що унеможлиблює використання очищених міських стічних вод та їх осадів у сільському господарстві.

Джерелом комплексного забруднення довкілля є також промислові й побутові відходи.

Багаторічна енергетично-сировинна спеціалізація, а також низький технологічний рівень промисловості України віднесли її до країн із найбільш високими абсолютними обсягами утворення й нагромадження відходів. Обсяг утворення відходів промисловості становить близько 700 млн тонн на рік. Відходи нагромаджуються у вигляді шламонакопичувачів, териконів, відвалів, різних смітників. Площа земель, зайнята ними, становить близько 160 тис. гектарів. При цьому відходи, що утворюються під час розроблення родовищ корисних копалин, становлять близько 75 % відсотків загального об'єму.

У містах і селищах міського типу щороку накопичується близько 40 млн м³ сміття, яке знешкоджується на 771 міському сміттєзвалищі, з яких майже 80 % експлуатується без дотримання запобіжних заходів щодо забруднення підземних вод і повітряного басейну, і 4 сміттєспалювальних заводах, технологічне обладнання яких не відповідає сучасним екологічним вимогам.

Різноманітність джерел забруднення довкілля й забруднювачів ставить завдання обґрунтованого застосування високоефективних природоохоронних технологій і обладнання, які дають можливість досягти значень гранично допустимих концентрацій, гранично допустимих викидів і скидань забруднювальних речовин.

1.3. Основні фізико-хімічні властивості речовин

На вибір технологій та обладнання захисту довкілля великий вплив чинять фізико-хімічні властивості забруднювачів.

Агрегатні стани речовини. Найважливішою фізико-хімічною характеристикою речовини є агрегатний стан, що визначає будову речовини та її склад, характер міжмолекулярних зв'язків, активність і швидкість взаємодії речовин між собою. Речовина може існувати в трьох агрегатних станах – газоподібному, рідкому, твердому.

Газоподібний агрегатний стан характеризується хаотичним переміщенням атомів і молекул у замкненому об'ємі.

Рідинам властиві впорядкованість щодо розміщення атомів та молекул у квазікристалічних комплексах і відсутність ґратчастої впорядкованості.

Твердий агрегатний стан характеризується наявністю кристалічних ґраток або впорядкованістю у взаємному розміщенні молекул та атомів, коливальним типом руху молекул та атомів.

Кожній хімічній сполуці або простій речовині відповідає одна форма газоподібного стану й одна – рідкого. У твердому стані одна й та сама речовина може мати дві й більше форми (модифікації), що різняться внутрішньою будовою й властивостями. Явище існування декількох модифікацій твердого стану даної сполуки або простої речовини називається *поліморфізмом*.

Відносна стійкість конкретної фази або модифікації залежить від природи речовини, температури й тиску. При зміні зовнішніх умов речовина може перейти з одного агрегатного стану або поліморфної форми в інші.

Перехід речовини з рідкого стану в газоподібний називається *паротворенням*. В окремому випадку, коли паротворення відбувається лише на поверхні рідини, процес називається *випаровуванням*. Зворотний перехід газу в рідкий стан – *скраплення*. Перехід із твердого стану в газоподібний визначається як *сублімація*. Зворотний перехід із газоподібного стану в твердий називається *десублімацією*. Перехід із твердого стану в рідкий називається *плавленням*, а зворотний процес – *тужавінням*. Перехід з однієї модифікації твердого стану в іншу називається *поліморфним перетворенням*, або *просто переходом*.

Перехід речовини з одного агрегатного стану в інший, або поліморфне перетворення, супроводжується виділенням або поглинанням тепла. За характером теплового явища (поглинання або виділення тепла) можна робити висновки, за яких температурних умов той або інший агрегатний стан і поліморфні форми речовини стійкіші. За більш високих температур стійкіші ті стани та форми, перехід у які відбувається із поглинанням тепла, а за більш низьких – ті, перехід у які обумовлений виділенням тепла. Розглянуті вище випадки плавлення й випаровування супроводжуються поглинанням тепла.

Властивості твердих тіл. Тверді тіла розділяються на кристалічні й

аморфні.

Кристалічні тверді тіла характеризуються кристалічною структурою. Частинки в кристалах утворюють просторові кристалічні ґратки. Точки, у яких розміщені частинки, називаються вузлами кристалічних ґраток. У вузлах уявних ґраток можуть знаходитись іони, атоми або молекули. Вони здійснюють коливальні рухи. Із підвищенням температури амплітуда коливань зростає, що проявляється в тепловому розширенні тіл. Кристалічні тіла – це монокристали або полікристали. Монокристали, як правило, є анізотропними (тобто мають неоднакові властивості в різних напрямках), полікристали – ізотропними.

За характером сил, що діють між частинками, які знаходяться у вузлах ґраток кристала, розрізняють чотири типи кристалічних структур: іонну, атомну, молекулярну й металеву.

Іонна структура характеризується наявністю позитивних і негативних іонів у вузлах ґраток. Утримують іони у вузлах ґраток сили взаємного електричного притягання й відштовхування. Різнойменно заряджені іони в кристалічних ґратах розміщені ближче один до одного, ніж однойменно заряджені, тому сили притягання між ними переважають над силами відштовхування, що обумовлює значну міцність кристалів. Із цієї самої причини кристали з іонними ґратками мають порівняно високі температури плавлення й малу леткість. Під час плавлення або розчинення речовин з іонними кристалічними ґратками іони, що перейшли в розплав або розчин, стають вільними носіями зарядів. Тому розплави й розчини є гарними провідниками електричного струму. Іонні сполуки, як правило, легко розчиняються в рідинах, що складаються із полярних молекул, наприклад у воді.

Кристалічні ґратки, у вузлах яких знаходяться окремі атоми, називаються *атомними*. Атоми в таких ґратках з'єднані між собою міцними ковалентними зв'язками. Прикладом може бути алмаз – одна із модифікацій вуглецю. Алмаз складається з атомів вуглецю, кожний з яких зв'язаний із чотирма сусідніми атомами. Атомні кристалічні ґратки характерні для твердого бору, кремнію, германію та сполук деяких елементів із вуглецем і кремнієм.

Молекулярна кристалічна структура характеризується просторовими ґратками, у вузлах якої перебувають нейтральні молекули речовини. Взаємне притягання молекул у кристалічних ґратках здійснюється слабкими силами міжмолекулярної взаємодії (силами Ван-дер-Ваальса). Оскільки сили міжмолекулярної взаємодії слабкі, то тверді речовини з таким типом кристалічних ґраток легко руйнуються при механічному впливі, мають низьку температуру плавлення й значну леткість. Найпростіші з них, наприклад O_2 , N_2 , CH_4 і т. д., мають температури плавлення й кипіння значно нижчі за кімнатні, й у звичайних умовах перебувають у газоподібному або рідкому стані. Із більш складних речовин кристали з міжмолекулярним зв'язком характерні насамперед для органічних сполук, наприклад бензолу, нафталіну.

Металева кристалічна структура відрізняється наявністю у вузлах ґраток позитивно заряджених іонів металів. Металевий зв'язок здебільшого буває міцним, що надає більшості металів істотної твердості, високих температур плавлення й кипіння, малої леткості, високої електропровідності й теплопровідності.

Тверді речовини, що не мають кристалічної будови, називаються *аморфними*. У фізиці аморфні речовини вважають переохолодженими рідинами, у яких процес кристалізації не відбувся внаслідок їх великої в'язкості.

Необхідно зазначити, що деякі речовини, наприклад сірка, кварц, металургійні шлаки, трапляються й у кристалічному, й аморфному станах. Більше того, під час дуже швидкого охолодження рідини багато речовин, що, як правило, мають кристалічну будову, можуть бути переведені в аморфний стан.

Основними фізичними й термодинамічними характеристиками твердих тіл є теплоємність, теплопровідність, температура й теплота плавлення, електропровідність, густина, розчинність тощо.

Теплоємність і теплопровідність залежать від фізичних властивостей речовин. Експериментально знайдені значення цих параметрів наведені в довідковій літературі.

Температура плавлення кристалічних речовин – величина стала, для

аморфних речовин існує температурний інтервал, у якому відбувається плавлення речовини.

Густина. У загальному випадку густина характеризує розподіл маси речовини m в об'ємі V . Для будь-якої точки цього об'єму

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.3)$$

Густина вимірюється в $\text{кг}/\text{м}^3$.

У природоохоронних процесах (адсорбції, екстракції із твердих тіл, хімічних процесах і т. д.) тверді тіла застосовуються у вигляді шматків, зерен, порошоків. Для твердого матеріалу визначають *дійсну* та *уявну густину*. Під час визначення дійсної густини вважається, що речовина має щільну структуру, не має тріщин, пор. Для пористих матеріалів визначають уявну густину. Уявна густина завжди менша за дійсну. Для зернистих і порошоків матеріалів визначають насипну густину. *Насипна густина* – це відношення маси зерен до об'єму, що займає вільно засипаний матеріал.

Порозність шару зернистого або порошкового матеріалу визначають за залежністю

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{V_m}{V_u} = 1 - \frac{\rho_n}{\rho_m}, \quad (1.4)$$

де V_m , V_u – об'єм твердих частинок і шару відповідно; ρ_n , ρ_m – насипна й дійсна густина відповідно.

Порозність шару залежить від розміру, форми і гранулометричного складу частинок, від способу їх укладання.

Властивості газів. Характерною рисою газоподібного стану є те, що практично відсутні сили взаємного притягання між молекулами речовини, і вони не здатні утримуватися одна біля одної. Тому гази можуть необмежено розширюватися, займаючи весь наданий їм об'єм. У технологічних процесах об'єм і форма газоподібного тіла ідентичні об'єму й формі технологічного простору, у якому він перебуває (посудина, автоклав, циліндр поршня, внутрішній простір плавильної печі та ін.). Незначність сил молекулярної

взаємодії між частинками газу дозволяє ввести поняття ідеального газу.

Ідеальний газ – це такий гіпотетичний газ, молекули якого не взаємодіють одна з одною і займають нульовий об'єм. Співвідношення між тиском, об'ємом і температурою газів устанавлюють закони ідеальних газів: об'єднаний газовий закон, закони для ізобаричного, ізохоричного та ізотермічного процесів.

Реальні гази, як правило, добре підлягають законам ідеальних газів при тисках, менших або неістотно більших за атмосферний, і за температур близьких до температури довкілля або вищих. Тому закони ідеальних газів широко застосовуються в природокористуванні, зокрема при розрахунках кількості, складу газів, що виділяються в технологічних процесах.

Об'єднаний газовий закон, або рівняння стану ідеального газу, визначає співвідношення між трьома основними термодинамічними параметрами газу: тиском P , об'ємом V й абсолютною температурою T (за довільного числа n молів речовини):

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T, \quad (1.5)$$

де R – універсальна газова стала. Величина універсальної газової сталої, залежно від розмірності обраних одиниць виміру тиску й температури, дорівнює 8,31 Дж/(мольК); 1,987 кал/(мольК).

Рівняння (1.5) відоме як рівняння Клапейрона – Менделєєва.

Мольний об'єм усіх газів однаковий і дорівнює 22,4 л.

Окремим випадком рівняння стану ідеального газу є закони, що описують його поведінку за умов, коли один із термодинамічних параметрів залишається сталим, тобто спостерігається ізопроцес. Розрізняють ізохоричний ($V = \text{const}$), ізобаричний ($P = \text{const}$) та ізотермічний ($T = \text{const}$) процеси.

Ізохоричний процес описується законом Шарля – для даної маси газу за сталого об'єму тиск газу прямо пропорційний його абсолютній температурі:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.6)$$

Ізобаричний процес підлягає закону Гей-Люссака – для даної маси газу за

сталого тиску об'єм газу прямо пропорційний його абсолютній температурі:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.7)$$

Ізотермічний процес описується законом Бойля – Маріота – добуток тиску даної маси газу на його об'єм сталий, якщо температура газу не змінюється:

$$P \cdot V = \text{const}. \quad (1.8)$$

Із реальних газів найближчі за властивостями до ідеального газу водень, гелій, неон, тобто гази з найбільш низькою критичною температурою, яка становить $-240 \dots -268$ °С. Досить добре закони ідеальних газів описують поведінку за звичайних умов таких газів, як азот, кисень, аргон, оксид вуглецю, метан, критична температура яких становить $-82 \dots -147$ °С. Для газів цих груп навіть за підвищення тиску до 5 МПа відхилення величини P від значень, що впливають із рівняння стану ідеального газу, не перевищують 5 %.

Відхилення поведінки реальних газів від законів ідеальних газів пояснюється тим, що за високих тисків молекули реального газу зближуються настільки, що між ними виникають помітні сили притягання. Істотно починає впливати й власний об'єм молекул. Це стосується і реальних газів за низьких температур.

Для опису поведінки реальних газів було розроблено й запропоновано кілька рівнянь, що більш точно описують їх стан, ніж закони ідеальних газів. Одним із найбільш відомих є рівняння Ван-дер-Ваальса

$$\left(P + \frac{a}{V^2} \right) (V - b) = R \cdot T, \quad (1.9)$$

де a, b – константи. Значення a, b для різних газів наводяться в довідниках.

Густина газів залежить від тиску й температури $\rho = f(p, T)$.

За законом Менделєєва – Клапейрона густину газу за температури T і тиску P розраховують за формулою

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 P}{T P_0} = \frac{M}{22,4 T P_0} \frac{T_0 P}{T_0 P_0}, \quad (1.10)$$

де $\rho_0 = \frac{M}{22,4}$ – густина газу (пари) за нормальних умов (тобто при

$T_0 = 273,15 \text{ К}$ і $P_0 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 0,1 \text{ МПа}$); M – мольна маса газу (пари), кг/кмоль; $22,4$ – мольний об'єм газу (пари), м³/кмоль.

Густину суміші газів розраховують за формулою

$$\rho_{см} = y_1 \rho_1 + y_2 \rho_2 + \dots, \quad (1.11)$$

де y_1, y_2, \dots – об'ємні частки компонентів суміші; ρ_1, ρ_2, \dots – густини відповідних компонентів, кг/м³.

Питомий об'єм – це об'єм, що займає одиниця маси газу, або величина, обернена густині:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}. \quad (1.12)$$

Питомий об'єм вимірюють у м³/кг.

Питома вага – це вага одиниці об'єму речовини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (1.13)$$

де G – вага об'єму речовини, Н.

Питому вагу вимірюють у Н/м³.

Питома вага й густина зв'язані між собою співвідношенням

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.14)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Відносною густиною (відносною питоною вагою) Δ називають відношення густини (питомої ваги) газу до густини (питомої ваги) повітря:

$$\Delta = \frac{\rho}{\rho_n} = \frac{\gamma}{\gamma_n}. \quad (1.15)$$

Найважливішою властивістю реального газу або рідини є *в'язкість* – це властивість реального газу або рідини чинити опір зусиллям, що викликають відносне переміщення його частинок під час руху. В'язкість обумовлена силами внутрішнього тертя, що виникають між сусідніми шарами, які переміщуються один щодо іншого. Виходячи із *закону внутрішнього тертя Ньютона*, згідно з

яким напруження внутрішнього тертя, що виникає між шарами рідини під час її течії, прямо пропорційне градієнту швидкості, вираз для визначення в'язкості записується таким чином:

$$\mu = -\tau \frac{dw}{dn} = \frac{T}{F} \frac{dw}{dn}, \quad (1.16)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с; τ – напруження внутрішнього тертя або дотичне напруження, Н/м²; T – сила тертя, Н; F – площа контакту шарів рідини, м²; $\frac{dw}{dn}$ – градієнт швидкості.

Знак «мінус» перед дотичним напруженням показує, що дотичне напруження гальмує шар, що рухається з відносно більшою швидкістю.

Одиниця виміру динамічного коефіцієнта в'язкості – Па·с.

Іноді в'язкість рідин характеризують кінематичним коефіцієнтом в'язкості, або кінематичною в'язкістю:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma}. \quad (1.17)$$

Одиниця вимірювання кінематичної в'язкості – м²/с.

В'язкість залежить від властивостей середовища, температури й тиску. Із підвищенням температури в'язкість газів збільшується. За тиску до 5–6 МПа в'язкість газів практично не змінюється, за більш високих тисків зростає зі збільшенням тиску.

Зміна динамічного коефіцієнта в'язкості газів із температурою виражається формулою

$$\mu_t = \mu_0 \frac{273+C}{T+C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2}, \quad (1.18)$$

де μ_0 – динамічний коефіцієнт в'язкості при 0 °С, Па·с; T – температура, К; C – стала Сатерленда, що залежить від властивостей газу (наприклад, для повітря $C = 124$, для аміаку $C = 626$, для водню $C = 73$).

Динамічний коефіцієнт в'язкості газових сумішей може бути обчислений за наближеною формулою

$$\frac{M_{см}}{\mu_{см}} = \frac{y_1 M_1}{\mu_1} + \frac{y_2 M_2}{\mu_2} + \dots, \quad (1.19)$$

де $M_{см}, M_1, M_2, \dots$ – мольні маси суміші газів та окремих компонентів відповідно; μ_1, μ_2, \dots – відповідні динамічні коефіцієнти в'язкості, Па · с; y_1, y_2, \dots – об'ємні частки компонентів у суміші.

Термодинамічними характеристиками газів є ентальпія і теплоємність.

Ентальпія – величина, що характеризує внутрішній запас енергії, яка утримується в одиниці маси речовини (Дж/кг). Ентальпія є функцією температури і визначається за рівнянням

$$I = U + PV = U + RT, \quad (1.20)$$

де U – внутрішня енергія газу.

Властивості рідин. Рідини – це речовини, що зберігають свій об'єм, але не мають сталої форми, набираючи форми посудини, у якій знаходяться. Збереження об'єму рідини показує, що між її молекулами діють сили притягання, а відстань між молекулами менша за радіус молекулярної взаємодії. За своїми властивостями рідини займають проміжне положення між газами й твердими тілами.

Густина рідин порівняно мало змінюється під дією тиску і за зміни температури. Наприклад, для води $\rho = 1\,000 \text{ кг/м}^3$ у широкому діапазоні температур (від 0 до 100 °С).

Густина суміші рідин, під час змішування яких не відбувається фізико-хімічних змін, може бути обчислена за формулою

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{\bar{x}_1}{\rho_1} + \frac{\bar{x}_2}{\rho_2} + \dots, \quad (1.21)$$

де $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots$ – масові частки компонентів суміші.

Відносною густиною (відносною питомою вагою) рідини Δ називається відношення густини (питомої ваги) рідини до густини (питомої ваги) води. Відносна густина рідин визначається за формулою (1.15).

Рідини, що підлягають закону внутрішнього тертя Ньютона (див. формулу

(1.16)), називають нормальними, або *ньютонівськими*. Не підлягають закону Ньютона розчини деяких полімерів, колоїдні розчини, густі суспензії, пасти й ін.

В'язкість рідин залежить від властивостей середовища, температури й тиску. В'язкість краплинних рідин значно знижується з підвищенням температури. Значення μ для рідин за різних температур визначається за номограмами.

Для суміші нормальних рідин $\mu_{см}$ визначається за формулою

$$\lg \mu_{см} = x_1 \lg \mu_1 + x_2 \lg \mu_2 + \dots , \quad (1.22)$$

де x_1, x_2, \dots – мольні частки компонентів суміші.

Поверхневий натяг. Ефективність процесів, що проходять у системах за участі рідкої і газової (парової) фаз, багато в чому залежить від площі контакту фаз. Для збільшення поверхні контакту необхідно затратити енергію на подолання поверхневих сил. Робота, необхідна для утворення одиниці нової поверхні, називається міжфазовим, або поверхневим, натягом σ . Поверхневий натяг зменшується із зростанням температури.

Одиниця виміру поверхневого натягу – Н/м.

Із поверхневим натягом пов'язані характеристики змочування краплинними рідинами твердих матеріалів і капілярні явища. Якщо молекули рідини притягуються одна до одної слабкіше, ніж до молекул твердої речовини, то рідину називають змочувальною. Якщо молекули рідини притягуються одна до одної сильніше, ніж до молекул твердої речовини, то це рідина незмочувальна.

У цілому під час контакту рідини з поверхнею твердого тіла можна виділити два граничні випадки: поверхня твердого тіла горизонтальна і поверхня твердого тіла вертикальна.

Під час нанесення краплі на тверду горизонтальну поверхню виникає периметр зіткнення краплі з поверхнею (периметр змочування), у кожній точці якого сходяться сили поверхневого натягу на межі тверде тіло – газ, тверде тіло – рідина й рідина – газ. Сили поверхневого натягу діють уздовж поверхні. Довільна точка периметра змочування стане точкою прикладання трьох

зазначених сил (рис. 1.1). При цьому сила поверхневого натягу $\sigma_{тг}$, що діє на межі поділу тверде тіло – газ, може бути більшою, дорівнювати або меншою за силу поверхневого натягу $\sigma_{тр}$ на межі тверде тіло – рідина. У разі якщо $\sigma_{тр}$ менше, ніж $\sigma_{тг}$, система, прямуючи до стану з мінімумом вільної енергії, буде прагнути замінити поверхню з більшим енергетичним потенціалом $\sigma_{тг}$ на поверхню поділу фаз із меншим енергетичним потенціалом $\sigma_{тр}$, тобто крапля почне розтікатися по твердій поверхні, змочувати її (рис. 1.1 а). Протилежна картина спостерігається, якщо $\sigma_{тг}$ менше, ніж $\sigma_{тр}$ (рис. 1.1 б).

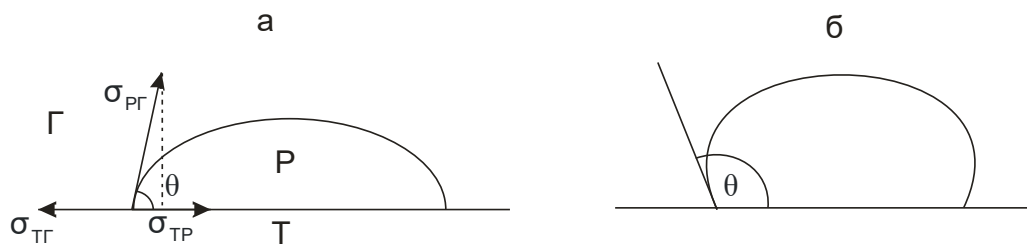


Рисунок 1.1 – Крайові кути для рідини, що змочує (а) і не змочує (б) тверде тіло ($\Gamma, P, T, \sigma_{тг}, \sigma_{тр}, \sigma_{рг}, \theta$)

За досягнення рівноваги одержимо співвідношення, що має назву рівняння Юнга:

$$\sigma_{тг} = \sigma_{тр} + \sigma_{рг} \cos \theta, \quad (1.23)$$

де θ – кут змочування, утворений краплею на поверхні твердого тіла (вимірюється з боку рідини).

Із рисунка 1.1 випливає, що при $\theta < 90^\circ$ рідина змочує, а при $\theta > 90^\circ$ не змочує поверхню твердого тіла. При повному змочуванні $\cos \theta = 1$, і рідина розтікається по поверхні твердого тіла. Одержати на поверхні тіла краплю при повному змочуванні не можна. Повне незмочування, тобто крайовий кут дорівнює 180° , практично не спостерігається, тому що між рідиною й твердим тілом завжди діють сили притягання. Однак теоретично крапля рідини на горизонтальній поверхні твердого тіла в цьому разі повинна мати форму кулі.

За вертикального розміщення твердої поверхні крайовий кут θ також зберігається. У варіанті змочування рідина підніметься біля країв посудини, в яку

вона налита, а при незмочуванні – опуститься. У вузьких трубках викривиться вся вільна поверхня рідини. При круглому перетині трубки ця поверхня є частиною поверхні сфери, яку називають меніском. У разі змочуваної поверхні утворюється увігнутий меніск, а в разі незмочуваної – опуклий (рис. 1.2).

Площа вигнутої поверхні меніска більша, ніж площа внутрішнього перетину трубки, тому рідина, прагнучи до мінімуму енергії, під дією молекулярних сил намагатиметься створити плоску поверхню. Виникає додатковий тиск P , який називають лапласівським. Під час змочування (увігнутий меніск) він спрямований від рідини, а при незмочуванні (опуклий меніск) – усередину рідини. Під час занурення вузької трубки в змочувальну рідину тиск піднімає рідину над її рівнем у широкій посудині із плоским меніском. При незмочувальній рідині спостерігається протилежна картина (рис. 1.2). Явища, обумовлені втягуванням або виштовхуванням рідини в капілярах, називають капілярними явищами.

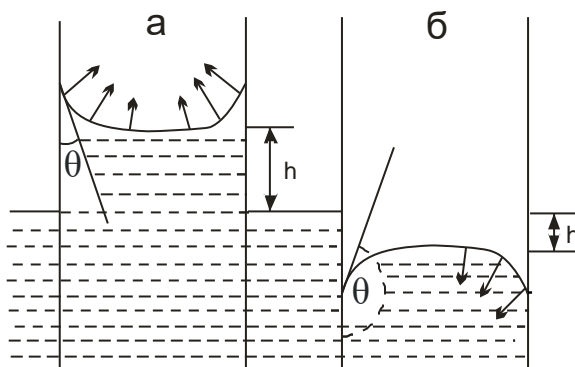


Рисунок 1.2 – Форма поверхні змочувальної (а) та незмочувальної (б) рідин і капілярні явища в трубках (h , θ)

Рівноважна висота h піднімання (опускання) рідини в капілярі з радіусом r визначається за формулою

$$h = \frac{2\sigma \cos \theta}{\rho g r}. \quad (1.24)$$

Сили лапласівського тиску не лише піднімають й опускають рідину в тонких капілярах, а й прагнуть притягти (змочувальна рідина) або відштовхнути (незмочувальна рідина) тверді поверхні, у контакті з якими знаходяться

(наприклад, часточки пилу).

Властивості неоднорідних систем. Неоднорідні (гетерогенні) системи – це системи, що складаються із двох і більше фаз. Кожна неоднорідна система складається з дисперсної (роздробленої, внутрішньої) фази й дисперсійної (суцільної) зовнішньої фази. Кожна фаза може мати три агрегатні стани – газоподібний, рідкий і твердий.

Залежно від фізичного стану фаз розрізняють такі неоднорідні системи:

Дисперсійна фаза	Дисперсна фаза	Назва системи
Рідина	Тверде тіло	Суспензія
Рідина	Рідина	Емульсія
Рідина	Газ	Піна
Газ	Тверде тіло	Пил, дим
Газ	Рідина	Туман

Суспензії. Залежно від розмірів твердих тіл суспензії поділяються на три класи: грубі, з розміром частинок дисперсної фази > 100 мкм; тонкі, з розміром частинок дисперсної фази $0,5–100$ мкм; каламуть, з розміром частинок $0,1–0,5$ мкм.

Густина суспензії визначається за формулою

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{\bar{x}}{\rho_{тв}} + \frac{1-\bar{x}}{\rho_p}, \quad (1.25)$$

де \bar{x} – масова частка твердої фази в суспензії; $\rho_{тв}$, ρ_p – густини твердої й рідкої фаз відповідно, кг/м^3 .

Динамічний коефіцієнт в'язкості розведених суспензій залежить від концентрації твердої фази. При об'ємній концентрації менше ніж 10 % μ_c визначається за формулою

$$\mu_c = \mu_p(1 + 2,5\varphi); \quad (1.26)$$

при об'ємній концентрації твердої фази до 30 %

$$\mu_c = \mu_p \frac{0,59}{(0,77 - \varphi)^2}, \quad (1.27)$$

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

Емульсії – це системи, що складаються з рідини й розподілених у ній крапель іншої рідини, яка не змішується з першою. Величина крапель в емульсіях може коливатися в широких межах. Під дією сили тяжіння емульсії можуть розшаровуватись. Але при розмірах крапель 0,4–0,5 мкм емульсії стійкі. Зі збільшенням концентрації дисперсної фази може виникнути явище, яке називають інверсією фаз. У такому разі внаслідок злиття крапель дисперсна фаза стає суцільною, а суцільна – дисперсною.

Піни – це системи, що складаються з рідини й розподілених у ній пухирців газу. Піна характеризується газовмістом і питомою поверхнею контакту. Газовміст – це частка об'єму ε газової фази в загальному об'ємі піни. Питома поверхня a – це поверхня фазового контакту між газом і рідиною.

Пил – це системи, що створюються під час механічного розподілу частинок у газі (під час дроблення, транспортування, змішування сипких матеріалів і т. д.), розміри частинок пилу 3–70 мкм.

Дими мають як дисперсну фазу тверді зважені частинки розміром 0,3–5 мкм.

Туман як дисперсна фаза має частинки рідини, створювані під час конденсації. Розмір крапель у тумані 0,3–5 мкм.

Дисперсійна й дисперсна фази можуть рухатися в апараті в одному напрямку – прототечією, у протилежному напрямку – протитечією й змішаною течією.

У неоднорідних потоках, крім межі поділу, між суцільною фазою й стінками апарата існує межа поділу між дисперсною та дисперсійною фазами.

У системах рідина – рідина елементи дисперсних частинок (краплі, бульбашки, плівки) змінюють під час течії свою форму, а іноді й масу (при злиття

й дроблення). При цьому межа поділу фаз є рухомою й змінює свою площу.

У системах рідина (газ) – тверде тіло границя поділу має практично сталу площу, тому що форма й розмір частинок твердої фази залишаються сталими (крім випадку розчинення твердих тіл).

Для спрощення аналізу процесів, що відбуваються в неоднорідних середовищах, зручно всі частинки вважати сферичними. Однак за винятком крапель і газових пухирців малих розмірів, які завжди можна вважати сферичними, тверді частинки можуть набирати різноманітних форм. Їх поділяють на три основні класи:

1. Ізометричні частинки – частинки, для яких усі три розміри збігаються.
2. Пластинки – частинки, що мають два довгі й один короткий розмір.
3. Волокна – частинки, протяжні в одному напрямку.

Для частинок неправильної форми вводять поняття *еквівалентного діаметра*:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{6V_q}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6G_q}{\pi\rho_q}}, \quad (1.28)$$

де V_q – об'єм частинок, m^3 ; G_q – маса частинок, kg ; ρ_q – густина частинок, kg/m^3 .

Для несферичних частинок уводиться також поняття коефіцієнта сферичності:

$$\psi = \frac{S_c}{S}, \quad (1.29)$$

де S_c , S – площа поверхні сферичних і несферичних частинок, що мають однаковий об'єм, m^2 .

Як правило, багатофазні середовища є полідисперсними, і в тих випадках, коли один розмір незадовільно характеризує яку-небудь дисперсну фазу, використовують інформацію про розподіл частинок за розмірами.

Характеристика дисперсного складу частинок для зернистих матеріалів може наводитися за результатами ситового аналізу. Функція $D(d)$ дорівнює відношенню маси або числа частинок, розмір яких менше ніж d , до загальної

маси або числа частинок. Функція $R(d)$ дорівнює відношенню маси (числа) частинок, розмір яких більше ніж d , до загальної маси (числа) частинок.

Для розглянутих функцій розподілу маси (числа) частинок за розмірами виконується умова

$$D(d) + R(d) = 1. \quad (1.30)$$

Загальний вигляд функцій розподілу зображений на рис. 1.3.

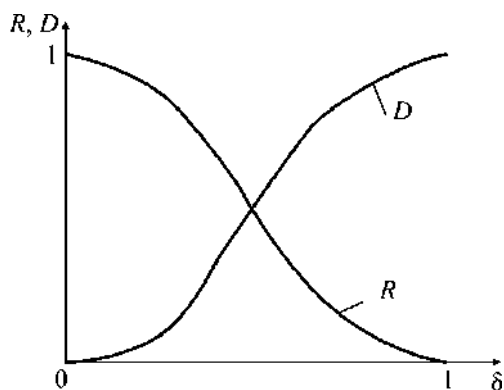


Рисунок 1.3 – Криві розподілу маси (числа) частинок за розмірами
($D, R, \delta, 0, 1$)

На практиці часто використовують функцію щільності розподілу маси (числа) частинок за розмірами $f(\delta)$, яка є похідною щодо функцій D і R :

$$f(\delta) = \frac{dD}{d\delta}. \quad (1.31)$$

Експериментальні або статистичні дослідження дисперсного складу частинок супроводжуються побудовою функції $f(\delta)$ у вигляді гістограм і завершуються графічною (рис. 1.4) або математичною апроксимацією.

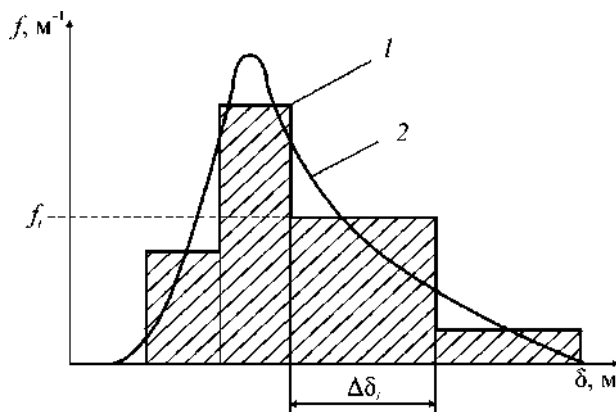


Рисунок 1.4 – Функція щільності розподілу маси (числа) частинок за розмірами
($f, f_i, 1, 2, \delta, \Delta\delta_1, m$)

Гістограма будується виходячи із залежності (1.31):

$$f_N = \frac{\Delta N}{N\Delta\delta} \text{ або } f_M = \frac{\Delta M}{M\Delta\delta}, \quad (1.32)$$

де ΔN , ΔM – число або маса частинок в інтервалі розмірів $\Delta\delta$ відповідно; N , M – число або маса всіх частинок, що брали участь у дисперсійному аналізі, відповідно.

1.4. Класифікація й принципи розрахунків природоохоронних процесів

Будь-який природоохоронний процес складається з низки послідовних стадій, у яких речовини зазнають хімічних або фізичних перетворень. Причому технології захисту довкілля (очищення стічних вод, відхідних газів і т. д.) містять у собі однотипні процеси, що характеризуються загальними закономірностями. Число елементарних процесів, що повторюються в різних комбінаціях у різних природоохоронних технологіях, становить не більше двадцяти. Такі процеси в різних виробництвах проводяться в аналогічних за принципом дії апаратах. Це дозволяє виявити аналогію й загальні закономірності для різних процесів та апаратів незалежно від технології, у якій вони використовуються.

В основу переважної маси природоохоронних технологій покладені фізичні й хімічні перетворення. У фізичних процесах змінюються лише форма, розміри, агрегатний стан та інші фізичні властивості речовин. Їх будова й хімічний склад зберігаються. Хімічні процеси змінюють фізичні властивості вихідної сировини та її хімічний склад.

Основні процеси природоохоронних технологій залежно від кінетичних закономірностей їх перебігу, поділяються на класи:

- 1) гідромеханічні;
- 2) теплові;
- 3) масообмінні;
- 4) хімічні;

5) біохімічні;

б) механічні.

Гідромеханічні процеси – це процеси, швидкість яких визначається законами гідродинаміки. До них відносять осадження зважених у рідкому або газоподібному середовищі частинок під дією сили тяжіння, відцентрової сили або сил електричного поля, фільтрування рідин або газів через шар зернистого матеріалу під дією різниці тисків, перемішування в рідкому середовищі.

Теплові процеси – це процеси, швидкість яких визначається законами теплопередачі. До цієї групи входять процеси нагрівання, випаровування, охолодження та конденсації. Швидкість теплових процесів багато в чому залежить від гідродинамічних умов, за яких відбувається перенесення теплоти між тепловими середовищами.

Масообмінні (дифузійні) процеси. Швидкість цих процесів визначається швидкістю переходу речовин з однієї фази в іншу через поверхню поділу фаз, тобто законами масопередачі. До дифузійних процесів належать абсорбція, адсорбція, ректифікація, екстракція з розчинів, розчинення й екстракція з пористих твердих тіл, кристалізація, сушіння, мембранне розділення сумішей.

Хімічні процеси пов'язані з перетворенням речовин і зміною їх хімічних властивостей. Швидкість цих процесів визначається закономірностями хімічної кінетики.

Біохімічні процеси, в основу яких покладені каталітичні ферментативні реакції біохімічного перетворення речовин у процесі життєдіяльності мікроорганізмів, характеризуються швидкістю перебігу біохімічних реакцій і синтезом речовин на рівні живої клітини. Рушійною силою цих процесів є енергетичний рівень (потенціал) живих організмів.

Механічні процеси використовуються здебільшого для підготовки твердої сировини та оброблення кінцевих твердих продуктів. До таких процесів відносять: здрібнювання, транспортування, сортування (класифікація). Швидкість цих процесів визначається законами фізики твердого тіла.

Зазначена класифікація не є незмінною. Насправді багато процесів

ускладнені перебігом суміжно-паралельних процесів. Наприклад, масообмінні та хімічні процеси часто супроводжуються тепловими процесами. Так, ректифікацію, сушіння й кристалізацію можна віднести до комбінованих тепломасообмінних процесів. Процеси абсорбції, адсорбції часто супроводжуються хімічними перетвореннями. Хімічні процеси нейтралізації й окиснення можна одночасно розглядати як масообмінні процеси. Біохімічні процеси супроводжуються одночасно тепло- і масообміном, а фізико-хімічні процеси – масообмінними процесами.

Процеси захисту атмосфери, гідросфери, літосфери мають загальні закономірності. Той самий клас процесів може застосовуватися для очищення газових викидів, стічних вод, утилізації відходів. Наприклад, процеси осадження твердих частинок під дією сили тяжіння реалізуються у відстійниках для очищення стічних вод і пилових камерах для очищення газів, що відходять; процеси фільтрування застосовуються для очищення газів, що відходять, і стічних вод; хімічні процеси застосовуються для очищення газів, що відходять, від газоподібних домішок, стічних вод, утилізації відходів.

За способом організації процеси поділяються на періодичні й безперервні.

У *періодичному* процесі вихідні речовини завантажуються до апарата, а після їх оброблення з апарата вивантажуються кінцеві продукти. Після цього процес повторюється. Таким чином, під час проведення періодичного процесу всі його стадії проходять в одному апараті, але в різний час.

Безперервні процеси здійснюються в проточних апаратах або установці з декількох апаратів. Надходження сировини і розвантаження кінцевих продуктів відбуваються одночасно й безперервно. Таким чином, під час проведення безперервного процесу всі його стадії проходять одночасно, але в різних частинах апарата або установки.

Загальні принципи розрахунків процесів та апаратів природоохоронних технологій. Метою розрахунків процесів та апаратів є:

- 1) визначення умов рівноважного стану системи;
- 2) знаходження витрати вихідних матеріалів й одержуваних продуктів, а

також кількості витраченої енергії й витрати теплоносіїв;

3) знаходження оптимальних режимів роботи, робочої поверхні або робочого об'єму апарата;

4) знаходження основних конструктивних розмірів апаратів.

Вихідним етапом розрахунків є аналіз статички процесу в системі, на основі якого визначають напрямок проходження процесу й можливі режими його здійснення. Потім складають матеріальні та енергетичні (теплові) баланси.

Наступний етап – це розрахунок кінетики процесу, що визначає швидкість його перебігу. Визначивши швидкість і величину рушійної сили процесу при обраному режимі роботи апарата, обчислюють його робочу поверхню або об'єм. Після цього визначають основні розміри апарата.

Матеріальний баланс апарата описується законом збереження маси: сумарна кількість речовин, що надходять в апарат $\sum G_n$, дорівнює кількості речовин, які є продуктами процесу $\sum G_k$:

$$\sum G_n = \sum G_k . \quad (1.33)$$

Оскільки в реальному процесі практично завжди є втрати речовини, то для реального процесу запишемо

$$\sum G_n = \sum G_k + \sum G_e , \quad (1.34)$$

де $\sum G_e$ – втрати.

Матеріальний баланс складається як для процесу в цілому, так і для окремих його стадій. Баланс складають за одиницю часу, наприклад за 1 годину або 1 секунду. З матеріального балансу визначають витрати фаз, кількість речовин.

Енергетичний баланс складається на основі закону збереження енергії: кількість енергії, що надходить в апарат, дорівнює кількості енергії, що виділяється під час проходження процесу. Окремим випадком енергетичного балансу є тепловий баланс, який у загальному вигляді може бути записаний таким чином:

$$\sum Q_n = \sum Q_k + \sum Q_e = Q_1 + Q_2 + Q_3 , \quad (1.35)$$

де Q_1 – кількість теплоти, яка надходить із первинними речовинами; Q_2 – теплота, яка подається від теплоносія; Q_3 – тепловий ефект фізичних або хімічних перетворень (якщо у ході реакції теплота поглинається, то Q_3 беруть зі знаком «мінус»).

Тепловий баланс, записаний через масову витрату G й ентальпію I , має вигляд

$$G_1(I_{1n} - I_{1к}) = G_2(I_{2к} - I_{2n}), \quad (1.36)$$

де індекси 1 – більш нагрітий теплоносій; 2 – більш холодний теплоносій; n – вхід в апарат; $к$ – вихід з апарата.

Під час проходження теплообміну без зміни агрегатного стану $I = cT$.

Тоді

$$G_1(c_{1n}T_{1n} - c_{1к}T_{1к}) = G_2(c_{2к}T_{2к} - c_{2n}T_{2n}), \quad (1.37)$$

де c – теплоємність теплоносія.

Якщо теплоємності рідин вважати не залежними від температури, то рівняння теплового балансу набере вигляду

$$G_1c_1(T_{1n} - T_{1к}) = G_2c_2(T_{2к} - T_{2n}) \quad (1.38)$$

$$\text{або } W_1(T_{1n} - T_{1к}) = W_2(T_{2к} - T_{2n}), \quad (1.39)$$

де $W = Gc$ – водяний еквівалент. Числове значення водяного еквівалента визначає масу води, яка за своєю тепловою ємністю еквівалентна кількості тепла, необхідного для нагрівання даного теплоносія на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ при заданій його витраті.

З теплового балансу знаходять витрату теплоносіїв, загальні витрати енергії на проведення всього процесу або початкові (кінцеві) температури речовин.

Рушійна сила, швидкість й інтенсивність процесу. Основне рівняння процесу. Процеси природоохоронних технологій незалежно від їх вигляду можуть здійснюватися лише під дією деякої рушійної сили, що характеризує ступінь відхилення системи від стану рівноваги. Рушійною силою

гідродинамічних процесів є різниця тисків, теплових – різниця температур, масообмінних – різниця концентрацій.

Основне рівняння процесу може бути записане двома способами:

$$M = K_F \cdot F \cdot \Delta \cdot \tau, \quad (1.40)$$

$$M = K_V \cdot V \cdot \Delta \cdot \tau, \quad (1.41)$$

де M – кількість перенесеної субстанції (теплоти або речовини); K_F, K_V – коефіцієнти швидкості процесу, поверхневий і об'ємний відповідно; F – поверхня, через яку здійснюється перенесення; V – об'єм апарата; Δ – рушійна сила; τ – час.

Зміна кількості субстанції (теплоти або речовини) за одиницю часу називається *швидкістю процесу*:

$$W = M / \tau. \quad (1.42)$$

Інтенсивність процесу – це швидкість процесу, віднесена до поверхні перенесення або об'єму апарата:

$$J_F = \frac{M}{F \cdot \tau}, \quad J_V = \frac{M}{V \cdot \tau}, \quad \text{або} \quad (1.43)$$

$$J_F = K_F \cdot \Delta, \quad J_V = K_V \cdot \Delta.$$

Питання для самоконтролю

1. Наведіть класифікацію видів забруднення довкілля.
2. Дайте визначення норм забруднення довкілля.
3. Перелічіть види нормативів для оцінювання забруднення довкілля.
4. Які види ГДК установлені для атмосферного повітря населених пунктів?
5. Дайте визначення поняття ГДВ. У чому його відмінність від ГДК?
6. Наведіть класифікацію забруднень природних вод.
7. За якими факторами встановлюються норми гранично допустимого забруднення ґрунтів?
8. Дайте класифікацію промислових відходів.

9. Перелічіть причини забруднення довкілля промисловими підприємствами.

10. Охарактеризуйте особливості забруднення довкілля підприємствами енергетики.

11. Охарактеризуйте особливості забруднення довкілля транспортними підприємствами

12. Охарактеризуйте основні джерела забруднення довкілля комунальними підприємствами.

13. Назвіть та охарактеризуйте види агрегатних станів речовини.

14. Перелічіть основні характеристики твердих речовин, наведіть залежності для їх визначення.

15. Перелічіть основні характеристики газів, наведіть залежності для їх визначення.

16. Перелічіть основні характеристики рідин, наведіть залежності для їх визначення.

17. Дайте визначення поняття неоднорідних систем, назвіть їх види.

18. Наведіть залежності для визначення еквівалентного діаметра й дисперсного складу частинок у неоднорідних системах.

19. Сформулюйте мету й порядок розрахунків процесів та апаратів природоохоронних технологій.

20. Наведіть рівняння матеріального балансу.

21. Наведіть рівняння теплового балансу процесу.

22. Дайте визначення рушійної сили процесу.

23. Наведіть основне рівняння процесу.

24. Дайте визначення швидкості й інтенсивності процесу.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 1

1. Калверт С. Защита атмосферы от промышленных загрязнений : справочник : в 2 ч. / С. Калверт [и др.] ; под ред. С. Калверта,

Г. М. Инглунда ; пер. с англ. А. А. Бондарева [и др.] ; под ред. А. Г. Сутугина, Е. Н. Теворовского. – Москва : Металлургия, 1988. – Ч. 1. – 1988. – 758 с.

2. Коровин Н. В. Общая химия : учеб. для вузов / Н. В. Коровин. – 9-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 2007. – 557 с.

3. Пальгунов П. П. Утилизация промышленных отходов / П. П. Пальгунов, М. В. Сумароков. – Москва : Стройиздат, 1990. – 347 с.

РОЗДІЛ 2

ЯВИЩА ПЕРЕНЕСЕННЯ РЕЧОВИНИ Й ЕНЕРГІЇ У ПРОЦЕСАХ ПРИРОДООХОРОННОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

2.1. Основні визначення математичного аналізу

Фізично нескінченно малий (елементарний) об'єм. Відповідно до прийнятої термінології фізично нескінченно малим об'ємом називають настільки малий об'єм суцільного середовища (газу, рідини, твердого тіла), що, з одного боку, в його межах усі параметри середовища можна вважати незмінними або локально однорідними. З іншого боку, він повинен містити в собі настільки велику кількість молекул, щоб середні для цього об'єму величини були сталими щодо зміни об'єму. Наприклад, із молекулярно-кінетичної теорії газів відомо, що такі властивості газу, як густина, температура, в'язкість, теплопровідність, дифузія, проявляються як наслідок теплового руху досить великої кількості молекул.

Зрозуміло, що об'єм, який виділяється для розгляду із усієї маси середовища, повинен бути відділеним від неї якоюсь межею.

Надалі поняття фізично нескінченно малого об'єму буде неодноразово використовуватися для одержання диференціальних рівнянь перенесення в суцільному середовищі.

Класифікація сил, що діють на фізично нескінченно малий об'єм суцільного середовища. Усі сили, що діють у суцільному середовищі (газі, рідині, твердому тілі), поділяють на два класи: об'ємні (масові) та поверхневі.

Об'ємні сили, що діють на елементарний об'єм середовища, пропорційні величині цього об'єму (чи його масі). До об'ємних сил можуть бути віднесені: сила тяжіння $F_T = m \cdot g$ (де m – маса середовища, що міститься в об'ємі V ;

g – прискорення вільного падіння); відцентрова сила $F_u = \frac{m \cdot \omega^2}{R}$ (де ω –

лінійна швидкість обертання об'єму; R – радіус обертання).

Поверхневі сили проявляються як наслідок дії суцільного середовища, розміщеного за межами виділеного об'єму, на поверхню S , що обмежує об'єм. Поверхневі сили обумовлені молекулярною взаємодією елементів середовища. Величина цих сил пропорційна площі елемента поверхні, з якою вони взаємодіють. Поверхневі сили проявляються як наслідок внутрішнього тертя, зумовленого в'язкістю середовища. До зазначених сил належать сили нормального й дотичного напружень, прикладені до поверхні S .

Основні поняття векторного аналізу. Фундаментальними математичними поняттями, що використовуються для опису фізичних величин та явищ, є скаляр і вектор. Під вектором розуміють величину, яка має напрямок у системі координат. У свою чергу, скаляр – це величина, яка не має напрямку. Прикладами скалярів є маса та температура середовища, його теплофізичні характеристики (густина, теплоємність, в'язкість і т. ін.). Векторні величини – швидкість, прискорення, сила.

Поле – це ще одне важливе математичне поняття. Вважають, що в просторі задане поле деякої величини, якщо в кожній точці простору визначені значення цієї величини. Поле може бути скалярним $U = U(x, y, z, \tau)$ (поле температур, тисків і концентрацій) або векторним $\vec{U} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$ (поле швидкостей, прискорень).

Градiєнтом поля деякої величини U є межа відношення приросту цієї величини до інтервалу, на якому відбувається приріст (рис. 2.1):

$$\text{grad}U = \frac{\partial U}{\partial l} = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta U}{\Delta l} \right). \quad (2.1)$$

Градiєнт – векторна величина, спрямована у бік максимального зростання U . У декартовій системі координат

$$\text{grad} U = \frac{\partial U}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial U}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial U}{\partial z} \vec{k} = \vec{\nabla} U, \quad (2.2)$$

де $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – одиничні вектори (орти) у напрямку координатних осей;

$\vec{\nabla}$ – набла.

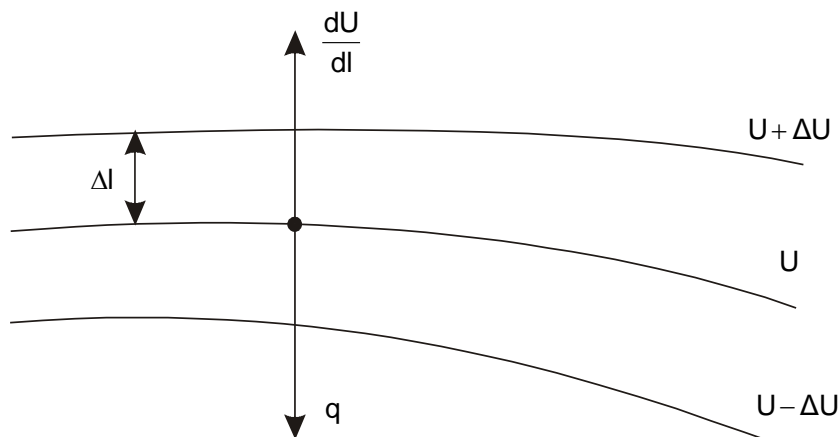


Рисунок 2.1 – До поняття градієнта ($\Delta l, U + \Delta U, U, U - \Delta U, du, dl$)

Подібно до поняття координатних ортів $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ існує поняття вектора нормалі до поверхні \vec{n} , що орієнтований у просторі перпендикулярно до поверхні рівних значень U і спрямований у бік зростання цієї функції або в напрямку зовнішньої нормалі зсередини фізично нескінченно малого об'єму (рис. 2.2).

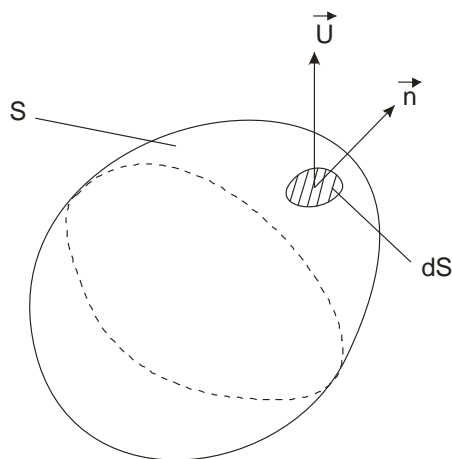


Рисунок 2.2 – До поняття вектора нормалі (S, ds, \vec{U}, \vec{n})

$$\text{grad}U = \lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \int_S \vec{n} U dS = \nabla U, \quad (2.3)$$

$$\text{div} \vec{U} = \lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \oiint_S \vec{n} \cdot \vec{U} dS = \nabla \cdot \vec{U}. \quad (2.4)$$

Крапка у виразі (2.4) означає скалярне множення векторів, оператор div означає дивергенцію функції \vec{U} , що визначається виразом

$$div\vec{U} = \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial z}. \quad (2.5)$$

2.2. Загальні закономірності процесів перенесення речовин та енергії

Кількість теплоти, маси або кількість руху, що можуть переноситися з однієї точки простору в іншу, визначається одним словом – субстанція. Субстанція може переноситися як за рахунок хаотичного руху молекул речовини (градієнтне перенесення), так і за рахунок масових потоків середовища (конвективне перенесення).

Густина потоку теплоти, що переноситься за рахунок теплопровідності, пропорційна градієнту температури. Математично це виражається записом закону Фур'є:

$$q_T = -\lambda \cdot grad T = -\lambda \cdot \nabla T, \quad (2.6)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К); T – температура, К.

Знак «мінус» відображає той факт, що потік теплоти спрямований у бік, протилежний напрямку градієнта температур. Розмірність величини густини потоку теплоти $[q_T] = \text{Вт/м}$.

Аналогічно густина потоку маси речовини відповідно до першого закону Фіка визначається рівнянням

$$q_M = -D \cdot grad C = -D \nabla C, \quad (2.7)$$

де D – коефіцієнт молекулярної дифузії, м²/с; C – концентрація компонента, кг/м³.

Знак «мінус» відповідає напрямку дифузійного потоку від точки з більшою концентрацією компонента до точки з меншою концентрацією. Розмірність густини потоку маси $[q_M] = \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Потік кількості руху пропорційний градієнту швидкості в напрямку,

перпендикулярному до напрямку руху потоку:

$$\vec{q}_\delta = -\mu \cdot \text{grad } \vec{W} = -\mu \nabla \vec{W}, \quad (2.8)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості середовища, Па · с; \vec{W} – вектор швидкості потоку.

Загальні закономірності характерні не лише для процесів градієнтного перенесення. Властиві вони й для процесів конвективного перенесення.

Наприклад, густина кількості руху речовини суцільного середовища виражається таким чином:

$$\vec{q}_{к.р} = \vec{W} \cdot \rho. \quad (2.9)$$

Розмірність густини кількості руху $[\vec{q}_{к.р}] = \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Аналогічно для густини потоку теплоти, що переноситься шляхом конвекції, можна записати так:

$$\vec{q}_{т.к} = \vec{W} \cdot \rho \cdot c_p \cdot T, \quad (2.10)$$

де c_p – теплоємність середовища за сталого тиску Дж/(кг · К).

Розмірність густини потоку теплоти $[\vec{q}_{т.к}] = \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{с})$

Густина потоку маси цільового компонента, що переноситься за допомогою конвекції, визначається таким виразом:

$$\vec{q}_{к.м} = \vec{W} \cdot C, \quad (2.11)$$

де C – концентрація перенесеного компонента.

Загальний характер закономірностей перенесення субстанції дозволяє користуватися єдиним методологічним прийомом для виведення всіх диференціальних рівнянь перенесення. Таким універсальним інструментом є теорема Остроградського – Гаусса: *потік вектора зсередини замкненої поверхні дорівнює потрійному інтегралу за об'ємом, обмеженим цією поверхнею, від дивергенції поля вектора.*

Звернемося до рис. 2.2, на якому зображені вектор \vec{U} та одиничний орт \vec{n} . Математичний запис теореми Остроградського – Гаусса має вигляд

$$\iint_S (\vec{U} \cdot \vec{n}) dS = \iiint_V \text{div} \vec{U} dV, \quad (2.12)$$

або більш простий вигляд

$$\int_S (\vec{U} \cdot \vec{n}) dS = \int_V \operatorname{div} \vec{U} dV. \quad (2.13)$$

Вирази (2.12) і (2.13) пов'язують поверхневі та об'ємні величини, що дає можливість одержати диференціальні рівняння перенесення.

2.3. Основні феноменологічні рівняння гідромеханіки суцільного середовища

Диференціальні рівняння рівноваги рідини Ейлера. Закон Паскаля

Уявімо собі рідину, що перебуває у стані відносного спокою. Умовно виділений у цій рідині елемент об'ємом V також перебуватиме в рівновазі з об'ємом середовища, що його оточує. З цих умов на виділений елемент діють об'ємні сили (сила тяжіння) і поверхневі (сила гідростатичного тиску), прикладені до поверхні об'єму. Відповідно до відомого з фізики принципу Даламбера векторна сума всіх сил, що діють на об'єм, дорівнюватиме нулю. Із властивостей гідростатичного тиску відомо, що прикладений у точці, він завжди діє однаково у всіх напрямках. Оскільки тиск є скалярною величиною, то силу тиску, що діє на елемент поверхні dS , можна записати в такому вигляді:

$$d\vec{F}_p = p\vec{n}dS. \quad (2.14)$$

Сила тиску, що діє на всю поверхню S , яка обмежує розглянутий об'єм, знаходиться інтегруванням:

$$\vec{F}_p = \int_S p\vec{n}dS. \quad (2.15)$$

Для сили тяжіння, що діє на об'єм, запишемо таку формулу:

$$\vec{F}_T = \int_V \rho\vec{g}dV. \quad (2.16)$$

За умов рівноваги

$$\vec{F}_p + \vec{F}_T = \int_S p\vec{n}dS + \int_V \rho\vec{g}dV. \quad (2.17)$$

Розділимо обидві частини рівняння (2.17) на V і знайдемо межу при $V \rightarrow 0$:

$$\lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \int_S p \vec{n} dS + \lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \int_V \rho \vec{g} dV = 0. \quad (2.18)$$

Звернемося до виразу (2.3). Порівнюючи його з виразом (2.18), неважко впевнитися в тому, що

$$\lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \int_S p \vec{n} dS = \nabla p. \quad (2.19)$$

Для другого доданка лівої частини (2.18) відповідно до правила граничного переходу одержимо

$$\lim_{V \rightarrow 0} \frac{1}{V} \int_V \rho \vec{g} dV = \rho \vec{g}. \quad (2.20)$$

З урахуванням цього рівняння (2.18) запишемо в такому вигляді:

$$\nabla p + \rho \vec{g} = 0. \quad (2.21)$$

Одержуваний результат у проєкціях на осі декартової системи координат подамо у вигляді

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ -\frac{\partial p}{\partial y} &= 0 \\ -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.22)$$

Система (2.22) є системою диференціальних рівнянь рівноваги ідеальної рідини Ейлера. Знак «мінус» означає той факт, що проєкція векторів \vec{p} і \vec{g} спрямована протилежно позитивному напрямку осі координат.

Інтегральним записом диференціальних рівнянь рівноваги Ейлера є закон Паскаля. Виберемо із системи (2.22) рівняння для осі z . Оскільки $\frac{\partial p}{\partial x}$ та $\frac{\partial p}{\partial y}$

дорівнюють нулю, частинна похідна $\frac{\partial p}{\partial z}$ може бути замінена на $\frac{dp}{dz}$. Тоді

$$\frac{dp}{dz} + \rho g = 0. \quad (2.23)$$

Для того щоб знайти тиск у точці A , що перебуває на глибині h від поверхні, розділимо змінні й проінтегруємо останнє рівняння в межах від p_0 до p і від 0 до h , як це зображено на рис. 2.3:

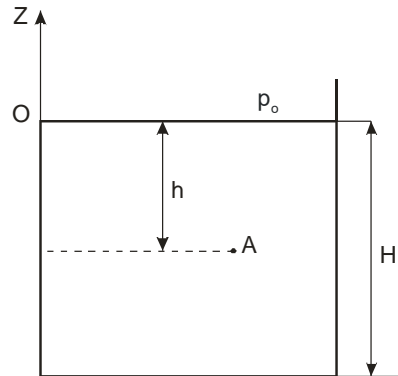


Рисунок 2.3 – Ілюстрація закону Паскаля ($A, H, z, h, 0, p_0$)

$$\int_{p_0}^p dp = - \int_0^h \rho g dz \quad (2.24)$$

Тоді

$$p - p_0 = \rho gh. \quad (2.25)$$

Звідси

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (2.26)$$

Останнє рівняння є *законом Паскаля*, згідно з яким тиск у будь-якій точці спокійної нестисливої рідини передається однаково всім точкам її об'єму та складається із зовнішнього тиску p_0 і тиску стовпа рідини ρgh .

Рівняння нерозривності потоку. Рівняння витрати. Виділимо в середовищі, що рухається, елементарний об'єм, обмежений замкненою *поверхнею* S .

Маса речовини, що проходить через площину dS за час $d\tau$, дорівнює

$$dM = -\vec{w} \cdot \vec{n} \rho dS d\tau. \quad (2.27)$$

Поява скалярного множення $\vec{w} \cdot \vec{n}$ відбиває той факт, що яким би чином не був орієнтований вектор швидкості потоку \vec{w} у просторі, надходження маси речовини в об'єм визначається лише складовою, перпендикулярною до площини dS .

Кількість речовини, що надходить в об'єм через усю поверхню S , визначається інтегруванням по цій поверхні:

$$M = - \int_S \vec{w} \cdot \vec{n} \rho dS d\tau. \quad (2.28)$$

Надходження речовини в об'єм приведе до зміни густини середовища в ньому. Відповідно до цього для величини M можна записати

$$M = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV d\tau. \quad (2.29)$$

Прирівнюючи праві частини виразів (2.28) і (2.29), одержимо

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV d\tau = - \int_S \vec{w} \cdot \vec{n} \rho dS d\tau. \quad (2.30)$$

До інтеграла в правій частині виразу застосуємо теорему Остроградського – Гаусса. Тоді, використовуючи (2.13), можна записати

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV d\tau = - \int_V \operatorname{div}(\rho \vec{w}) dV d\tau. \quad (2.31)$$

Зважаючи на довільність обраного об'єму V , знаки операторів інтегрування можна відкинути. Після скорочення на $dV d\tau$ одержимо

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \vec{w}) = 0, \quad (2.32)$$

або в розгорнутому вигляді

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (2.33)$$

Вираз (2.33) є математичним записом рівняння нерозривності потоку.

Якщо густина рідини не змінюється в часі й рідина нестислива (для краплинних рідин), останнє рівняння значно спрощується і набуває вигляду

$$\operatorname{div} \vec{w} = 0. \quad (2.34)$$

Або в розгорнутому вигляді

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \quad (2.35)$$

Інтегральним записом рівняння нерозривності потоку є рівняння витрати. Дійсно, з рівняння (2.32) випливає, що для нестисливої рідини в кожному перерізі потоку величина $\rho w S$ залишається сталою (рис. 2.4).

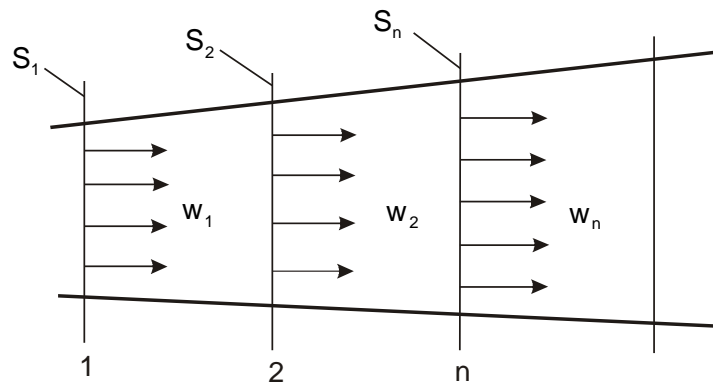


Рисунок 2.4 – Ілюстрація рівняння витрати ($1, 2, n, w_1, w_2, w_n, S_1, S_2, S_n$)

Для будь-якого перерізу потоку можна записати

$$\rho_1 \cdot w_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot S_2 = \rho_n \cdot w_n \cdot S_n, \quad (2.36)$$

або

$$G_1 = G_2 = G_n, \quad (2.37)$$

де G – масова витрата рідини, кг/с.

Рівняння (2.36) є рівнянням сталості витрати, згідно з яким під час усталеного руху рідини, що повністю заповнює трубопровід, через кожний переріз за одиницю часу проходить та сама маса рідини.

Із рівняння (2.35) відповідно одержуємо

$$w_1 \cdot S_1 = w_2 \cdot S_2 = w_n \cdot S_n, \quad (2.38)$$

або

$$V_1 = V_2 = V_n,$$

де V – об'ємна витрата рідини, м³/с.

Із виразу (2.38) випливає, що швидкості краплинної рідини в різних поперечних перерізах трубопроводу обернено пропорційні площам цих

перерізів.

Рівняння сталості витрати рідини є частковим випадком збереження маси й виражає матеріальний баланс потоку.

Диференціальне рівняння ідеальної рідини Ейлера. Рівняння Бернуллі. Розглянемо рівновагу сил, що діють на елементарний об'єм V ідеальної рідини, що рухається. У нерухомій системі координат на елемент у цьому разі діятимуть сили тяжіння F_T , тиску F_p та інерції F_i . Згідно із другим законом Ньютона запишемо

$$\vec{F}_3 = \vec{F}_T + \vec{F}_p. \quad (2.39)$$

Для сили інерції можна записати

$$\vec{F}_3 = -m\vec{a} = -m\frac{d\vec{w}}{d\tau}, \quad (2.40)$$

де m – маса об'єму рідини.

Сила тяжіння та сила тиску мають вирази

$$F_T = \int_V \rho \vec{g} dV,$$
$$F_p = \int_S p \vec{n} dS.$$

Підставляючи (2.15), (2.16) і (2.40) у вираз (2.39) і враховуючи, що для елементарного об'єму $m = \int \rho dV$, одержимо

$$\int_V \rho \vec{g} dV + \int_S p \vec{n} dS + \int_V \rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} dV = 0. \quad (2.41)$$

Розділимо (2.41) на V , перейдемо до межі за $V \rightarrow 0$ і, використовуючи правило граничного переходу, а також враховуючи (2.13), запишемо

$$\rho \vec{g} + \nabla p + \rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} = 0. \quad (2.42)$$

Або в проекціях на осі декартової системи координат одержимо

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} . \quad (2.43)$$

Векторне рівняння (2.42) і система (2.43) є диференціальними рівняннями руху ідеальної рідини Ейлера.

Інтегральним записом диференціальних рівнянь руху ідеальної рідини є рівняння Бернуллі. Для його одержання помножимо ліві й праві частини системи рівнянь (2.43) відповідно на dx , dy , dz і додамо їх почленно:

$$\rho \left(\frac{dx}{d\tau} dw_x + \frac{dy}{d\tau} dw_y + \frac{dz}{d\tau} dw_z \right) = -\rho g dz - \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right). \quad (2.44)$$

Відзначимо, що похідні від координат за часом – це проекції швидкості на відповідні осі координат. Крім того, сума в дужках правої частини є повним диференціалом тиску. Відповідно до цього матимемо

$$\rho (w_x dw_x + w_y dw_y + w_z dw_z) = -\rho g dz - dp. \quad (2.45)$$

Проведемо подальші перетворення, враховуючи, що

$$w_x dw_x = d\left(\frac{w_x^2}{2}\right), \quad w_y dw_y = d\left(\frac{w_y^2}{2}\right), \quad w_z dw_z = d\left(\frac{w_z^2}{2}\right). \quad (2.46)$$

$$d\left(\frac{w_x^2}{2}\right) + d\left(\frac{w_y^2}{2}\right) + d\left(\frac{w_z^2}{2}\right) = d\left(\frac{w_x^2 + w_y^2 + w_z^2}{2}\right). \quad (2.47)$$

Сума квадратів проекцій швидкості на осі координат – це квадрат абсолютної швидкості w^2 , тоді

$$\rho d\left(\frac{w^2}{2}\right) = -\rho g dz - dp. \quad (2.48)$$

Внесемо фізичні константи під знаки диференціювання й перенесемо всі члени в ліву частину:

$$d\left(\rho \frac{w^2}{2}\right) + d(\rho g z) + dp = 0. \quad (2.49)$$

Суму диференціалів замінимо диференціалом суми:

$$d\left(\rho \frac{w^2}{2} + \rho g z + p\right) = 0. \quad (2.50)$$

Оскільки диференціал виразу дорівнює нулю, то вираз у дужках є сталою величиною:

$$\rho \frac{w^2}{2} + \rho g z + p = \text{const}. \quad (2.51)$$

Цей запис і відображає закон Бернуллі, частіше вживаний у вигляді

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const}. \quad (2.52)$$

Члени в цьому рівнянні мають розмірність [м]. Кожний із них відображає напір:

z – нівелірна висота, або геометричний напір;

$\frac{p}{\rho g}$ – статичний, або п'єзометричний, напір;

$\frac{w^2}{2g}$ – динамічний, або швидкісний, напір.

Для будь-яких двох поперечних перерізів (рис. 2.5) потоку закон Бернуллі можна записати у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (2.53)$$

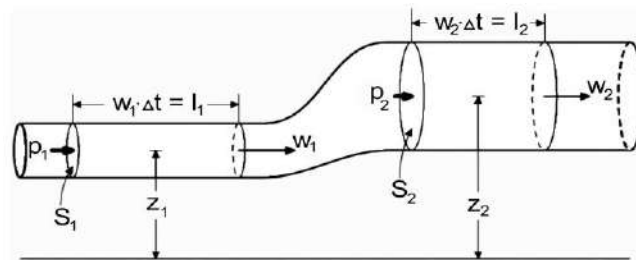


Рисунок 2.5 – Ілюстрація рівняння Бернуллі

($S_1, S_2, z_1, z_2, p_1, p_2, w_1, w_2, w_1 \cdot \Delta t = l_1, w_2 \cdot \Delta t = l_2$)

Закон Бернуллі має таке формулювання: *для будь-якого перерізу потоку сума статичного, динамічного напорів і нівелірної висоти є величиною сталою, що дорівнює повному гідродинамічному напору.*

Закон Бернуллі є частковим випадком вираження закону збереження енергії. Кожен із доданків, що становлять (2.52), може бути виражений в одиницях питомої енергії, тобто енергії, що припадає на одиницю ваги рідини.

Таким чином, кожний доданок визначає питому енергію потоку:

z – питома потенціальна енергія положення (висоти) потоку;

$\frac{p}{\rho g}$ – питома потенціальна енергія сили тиску;

$\frac{w^2}{2g}$ – питома кінетична енергія потоку.

Закон Бернуллі можна сформулювати так: *під час усталеного руху ідеальної рідини сума потенціальної й кінетичної енергії рідини для кожного з поперечних перерізів потоку залишається сталою.*

Диференціальні рівняння руху в'язкої рідини (система рівнянь Нав'є – Стокса). Реальні рідини відрізняються від ідеальних тим, що вони мають в'язкість. Це значно впливає на їх властивості й відтак на динаміку течії. Під час течії реальної рідини між шарами, що рухаються в одному напрямку, але з різними швидкостями, виникають додаткові сили – сили в'язкісного тертя.

Рівновагу сил, прикладених до елементарного об'єму рідини, що рухається, можна описати таким виразом:

$$\vec{F}_i = \vec{F}_T + \vec{F}_p + \vec{F}_{тер}. \quad (2.54)$$

Неважко помітити, що якщо в рівнянні (2.54) припустити, що $\vec{F}_{тер} = 0$, то з нього одержимо рівняння (2.50) для ідеальної рідини.

Перш ніж розписати векторне рівняння (2.54) для виділеного елемента середовища, що рухається, розглянемо останній член у рівнянні (2.54). Вектор $\vec{F}_{тер}$ характеризує головний вектор сил в'язкісного тертя, що діють на поверхню

елемента об'єму:

$$\vec{F}_{\text{мер}} = -\mu \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{w_{(n+\Delta n)}}{\Delta n} S = -\mu \frac{d\vec{w}}{d\vec{n}} S.$$

У виразі знак «мінус» відбиває той факт, що напрямок вектора сили в'язкісного тертя протилежний напрямку вектора швидкості руху рідини.

Позначимо

$$-\mu \frac{d\vec{w}}{d\vec{n}} = \vec{\tau}. \quad (2.55)$$

Величина $\vec{\tau}$ називається вектором напруження тертя.

Рівняння (2.55) виражає закон внутрішнього тертя Ньютона, згідно з яким напруження внутрішнього тертя, що виникає між шарами рідини під час її течії, прямо пропорційне градієнту швидкості.

Тому для сили, прикладеної до елемента поверхні dS :

$$\vec{F}_{\text{mee}} = \tau dS = -\mu \frac{d\vec{w}}{d\vec{n}} dS.$$

Фізично останній запис означає, що вектор швидкості \vec{w} у загальному випадку має невизначений напрямок щодо одиничного орта \vec{n} , спрямованого перпендикулярно до площини dS . Але для виразу рівноваги сил, що діють на елемент, важлива дія проекції сили в'язкісного тертя на нормаль до поверхні.

Сила тертя, прикладена по всій поверхні, що обмежує виділений елемент, визначається інтегруванням

$$\vec{F}_{\text{mee}} = -\int_S \mu \frac{d\vec{w}}{d\vec{n}} dS. \quad (2.56)$$

Підставляючи вирази (2.15), (2.16), (2.40), (2.56) у рівняння (2.54), одержимо

$$\int_V \rho \vec{g} dV + \int_S p \vec{n} dS + \int_V \rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} dV - \int_S \mu \frac{d\vec{w}}{d\vec{n}} dS = 0. \quad (2.57)$$

Розділимо (2.57) на V , знайдемо межу за $V \rightarrow 0$ і, використовуючи правило граничного переходу, а також враховуючи (2.13), запишемо

$$\rho \vec{g} + \nabla p + \rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} - \mu \nabla^2 \vec{w} = 0. \quad (2.58)$$

Останній вираз є математичним записом рівняння Нав'є – Стокса.

Ураховуючи зв'язок напруження із градієнтом швидкості, подамо рівняння (2.58) у більш відомій формі в проекціях на осі декартової системи координат:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w_z \end{aligned} \right\}, \quad (2.59)$$

де ∇^2 – оператор Лапласа, що дорівнює сумі других похідних по осях координат: $\nabla^2 w_x = \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}$.

Система рівнянь Нав'є – Стокса є основою для розрахунків процесів течії реальних рідин. За його допомогою можна визначати розподіл швидкостей у перерізах потоку, визначати витрати енергії на переміщення рідин.

2.4. Основні феноменологічні рівняння теплоперенесення у суцільному середовищі

Усі процеси перенесення теплоти складаються із трьох елементарних виглядів перенесення: теплопровідності, конвективного перенесення та теплового випромінювання.

Під *теплопровідністю* розуміють перенесення внутрішньої енергії з однієї точки речовини в іншу за рахунок енергообміну між структурними частинками речовини (зіткнення молекул під час їх теплового руху в газах і рідинах, обмін енергією коливального руху іонів у кристалічних ґратках твердих тіл і т. ін.).

Під *конвективним перенесенням* теплоти розуміють перенесення енергії плинним середовищем (краплинною рідиною, газом, парою або їх сумішами).

Конвекція може бути вільною або вимушеною. Вільна конвекція

відбувається за рахунок різниці густин рідини, що виникає при зміні температури рідини. Вимушена конвекція відбувається під час примусового руху рідини.

Теплове випромінювання – це процес поширення електромагнітних коливань із різною довжиною хвиль, зумовлений тепловим випромінюванням атомів і молекул випромінювального тіла. Променевий теплообмін складається з випромінювання й променепоглинання.

У реальних апаратах тепло передається не одним зі способів, а комбінованим шляхом – теплопровідністю, конвекцією та тепловим випромінюванням.

До основних феноменологічних рівнянь теплоперенесення належить диференціальне рівняння теплопровідності Фур'є, що описує перенесення тепла в нерухомому середовищі, а також диференціальне рівняння конвективного теплоперенесення, що описує перенесення тепла в плинному середовищі, для якого характерне існування поля швидкостей потоку. На підставі цих рівнянь можна розв'язувати багато важливих задач, таких, наприклад, як визначення полів температур у твердих тілах, елементах конструкцій, у рідинах, що рухаються. На їх підставі можна розрахувати потоки теплоти від різних тіл або середовищ до обмежувальних їх поверхонь, знайти значення коефіцієнтів тепловіддачі від потоку до стінки. Це, у свою чергу, дає можливість визначити оптимальні температурні умови проведення технологічних процесів і безпечні умови роботи апаратури.

Диференціальне рівняння теплопровідності Фур'є. Основним законом передачі теплоти теплопровідністю є закон Фур'є: *кількість теплоти, передана за допомогою теплопровідності через елемент поверхні dS , перпендикулярний до напрямку теплового потоку, за час $d\tau$, прямо пропорційна температурному градієнту $\frac{\partial T}{\partial n}$, площі поверхні й часу:*

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS d\tau . \quad (2.60)$$

Коефіцієнт λ називається *коефіцієнтом теплопровідності*. Коефіцієнт теплопровідності показує, яка кількість теплоти проходить унаслідок теплопровідності за одиницю часу через одиницю поверхні теплообміну при зниженні температури на 1 К на одиницю нормалі до ізотермічної поверхні.

Одиниці виміру $[\lambda] = \left[\frac{Вт}{м \cdot К} \right]$, λ залежить від природи речовини, його структури, температури, а для рідин і газів ще й від тиску. Наявність у матеріалі порожнеч і пор зменшує теплопровідність. Зволоження матеріалів, що супроводжується заповненням пор водою, приводить до значного підвищення тепло-провідності.

Найбільший коефіцієнт теплопровідності мають метали, а найменший – нерухомі пари та газу.

Для виведення диференціального рівняння теплопровідності розглянемо процес поширення теплоти в нерухомому середовищі шляхом теплопровідності. Для цього виділимо в середовищі об'єм V , обмежений поверхнею S , і розглянемо тепловий баланс цього об'єму.

Через елементарну поверхню dS за відрізок часу $d\tau$ в об'єм за допомогою теплопровідності надходить така кількість теплоти:

$$dQ_m = -\vec{q}_T \cdot \vec{n} dS d\tau = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS d\tau, \quad (2.61)$$

де \vec{q}_T – густина теплового потоку, переданого за рахунок теплопровідності, Вт/м.

Знак «мінус» означає, що тепло переміщається у бік зменшення температури. Скалярний добуток векторів \vec{q}_T і \vec{n} відображає частку теплового потоку, що надходить в об'єм перпендикулярно до поверхні dS .

Кількість теплоти, що надходить в об'єм через поверхню S , визначається інтегруванням:

$$Q_m = - \int_s \lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS d\tau. \quad (2.62)$$

Припустимо, що в об'ємі діє постійне джерело теплоти потужністю q_{it}

(Вт/м³), зумовлене, наприклад, хімічною реакцією, яка проходить у цьому об'ємі й супроводжується тепловиділенням.

Кількість теплоти, що виділяється в об'ємі за час $d\tau$ за рахунок дії джерела, визначається як

$$Q_{it} = \int_V q_{it} dV d\tau. \quad (2.63)$$

За законом збереження енергії збільшення кількості теплоти в об'ємі дорівнює зміні ентальпії об'єму, тобто

$$dQ = dI = c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau.$$

Загальна кількість теплоти в об'ємі через зміну ентальпії

$$Q = \int_V c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau. \quad (2.64)$$

Тепловий баланс для об'єму V дорівнює

$$Q = Q_m + Q_{it}. \quad (2.65)$$

Відповідно до правих частин виразів (2.62) і (2.64) запишемо

$$\int_V c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = - \int_S \lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS d\tau + \int_V q_{it} dV d\tau. \quad (2.66)$$

Застосуємо до першого доданка правої частини (2.66) теорему Остроградського – Гаусса відповідно до формули (2.13). У результаті одержимо

$$\int_V c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = - \int_V \operatorname{div} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right) dV d\tau + \int_V q_{it} dV d\tau. \quad (2.67)$$

Ураховуючи довільність обраного об'єму V , винесемо значення з-під знаків інтегрування й розділимо обидві частини на $dV d\tau$:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = - \operatorname{div} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \right) + q_{it}. \quad (2.68)$$

Позначимо $\frac{\lambda}{c\rho} = a$ й одержимо

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = - \operatorname{div} \left(a \frac{\partial T}{\partial n} \right) + \frac{q_{it}}{c\rho}. \quad (2.69)$$

При $a = \text{const}$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T + \frac{q_{it}}{c\rho}, \quad (2.70)$$

де $\nabla^2 T$ – оператор Лапласа:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}. \quad (2.71)$$

Коефіцієнт a у рівняннях (2.69), (2.70) називають *коефіцієнтом температуропровідності*, що характеризує теплоінерційні властивості тіла. За однакових умов швидше нагріється або охолоне те тіло, для якого a більше.

Одиниці вимірювання коефіцієнта температуропровідності – $\text{м}^2/\text{с}$.

Якщо температурне поле стаціонарне, але наявні внутрішні джерела енергії, то рівняння (2.70) набуває вигляду рівняння Пуассона:

$$\nabla^2 T + \frac{q_{it}}{\lambda} = 0.$$

За відсутності теплового джерела й нестационарного теплообміну рівняння (2.70) має вигляд

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T. \quad (2.72)$$

Якщо в будь-якій точці простору температура не змінюється в часі, то спостерігається стаціонарне теплоперенесення. Для цього випадку

$$a \nabla^2 T = 0. \quad (2.73)$$

Рівняння (2.72) і (2.73) називають диференціальними рівняннями теплопровідності – рівняннями Фур'є. Вони широко використовуються для визначення полів температур у середовищах, що нагріваються та охолоджуються.

Диференціальне рівняння конвективного теплообміну Фур'є – Кірхгофа. Розглянемо середовище, у якому перенесення теплоти здійснюється одночасно теплопровідністю і конвекцією. Виділимо знову елементарний об'єм dV , у який через поверхню dS надходить теплота за рахунок обох механізмів перенесення. Кількість теплоти, що надійшла в об'єм за час $d\tau$, знайдемо за формулою

$$dQ = -(\bar{q}_T + \bar{q}_{T,\kappa})dSd\tau, \quad (2.74)$$

де \bar{q}_T і $\bar{q}_{T,\kappa}$ – густина потоків теплоти, переданих теплопровідністю й конвекцією відповідно.

Припустимо також, що у виділеному об'ємі діє джерело теплоти потужністю q_{it} .

Тоді загальна кількість теплоти, що проникає в об'єм через поверхню S і надходить від джерела в об'ємі, визначається таким чином:

$$Q = -\int_S (\bar{q}_T + \bar{q}_{T,\kappa})dSd\tau + \int_V q_{it}dVd\tau. \quad (2.75)$$

З іншого боку, теплота, що надходить в об'єм, приведе до зміни теплоємності за рівнянням (2.64).

Запишемо тепловий баланс для об'єму V :

$$\int_V c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = -\int_S (\bar{q}_T + \bar{q}_{T,\kappa})dSd\tau + \int_V q_{it}dVd\tau. \quad (2.76)$$

Застосуємо до першого доданка правої частини (2.76) теорему Остроградського – Гаусса відповідно до формули (2.13). У результаті одержимо

$$\int_V c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = -\int_V \text{div}(\bar{q}_T + \bar{q}_{T,\kappa})dVd\tau + \int_V q_{it}dVd\tau. \quad (2.77)$$

Ураховуючи довільність обраного об'єму V , відкинемо знаки інтегралів і розділимо обидві частини на $dVd\tau$:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = -\text{div}(\bar{q}_T + \bar{q}_{T,\kappa}) + q_{it}. \quad (2.78)$$

Підставляючи під знак дивергенції вирази для векторів густин потоків теплоти за рахунок теплопровідності (2.6) і конвекції (2.10) і вважаючи, що густина, теплоємність і теплопровідність середовища в процесі теплообміну змінюються незначно, запишемо

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \text{div}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) - c\rho \text{div}(WT) + q_{it}. \quad (2.79)$$

Після ділення рівняння (2.79) на $c\rho$ одержуємо

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\nabla^2 T - \text{div}(WT) + q_V, \quad (2.80)$$

$$\text{де } \nabla^2 T = \text{div}\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right); q_v = \frac{q_{it}}{c\rho}.$$

Другий член лівої частини виразу (2.80) за правилом диференціювання добутку двох функцій запишемо як

$$\text{div}(WT) = \left(\frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z \right) + T \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right). \quad (2.81)$$

Із рівняння нерозривності (2.34) випливає, що останній доданок у (2.81) дорівнює нулю. З урахуванням вищевикладеного, рівняння (2.80) спрощується до такого вигляду:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\nabla^2 T - \left(\frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z \right) + q_v. \quad (2.82)$$

За відсутності внутрішнього джерела теплоти вираз (2.82) спрощується, і в розгорненому вигляді в проекціях на осі декартової системи координат диференціальне рівняння конвективного теплообміну запишеться таким чином:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (2.83)$$

або

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w \text{grad } T = a\nabla^2 T. \quad (2.84)$$

Ці рівняння, доповнені відповідними початковими й граничними умовами, дозволяють розраховувати поля температур у плинних середовищах. При $w_x = w_y = w_z = 0$ рівняння конвективного теплообміну перетворюється в рівняння теплопровідності.

При сталому процесі теплообміну в рівняннях (2.83) і (2.84) член $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$.

2.5. Основні феноменологічні рівняння масоперенесення у суцільному середовищі

До цієї групи рівнянь належать диференціальне рівняння молекулярної дифузії (другий закон Фіка), що описує перенесення речовини в нерухомому

середовищі, та диференціальне рівняння конвективного масообміну, що описує перенесення речовини (маси) цільового компонента в плинному середовищі, для якого характерне існування поля швидкостей потоку. На підставі цих рівнянь можна розв'язувати задачі визначення полів концентрацій речовин, що переносяться, у нерухомому або рухомому об'ємі суцільного середовища, визначати потік речовини через межу середовища, знаходити значення коефіцієнтів масовіддачі від ядра потоку до межі поділу фаз або у протилежному напрямку.

2.5.1. Диференціальне рівняння молекулярної дифузії

Молекулярна дифузія – це перенесення речовини, спричинене невпорядкованим тепловим рухом молекул речовини.

Молекулярна дифузія описується першим законом Фіка, згідно з яким маса речовини dM , перенесеної за рахунок дифузії за час $d\tau$ через елементарну поверхню dS , нормальну до напрямку дифузії, пропорційна градієнту концентрації цієї речовини:

$$dM = -DdSd\tau \frac{\partial C}{\partial n}. \quad (2.85)$$

Коефіцієнт D називається коефіцієнтом молекулярної дифузії.

$$\text{Одиниці вимірювання } [D] = \left[\frac{m^2}{c} \right].$$

Коефіцієнт молекулярної дифузії показує, що маса речовини дифундує за одиницю часу через одиницю поверхні при градієнті концентрації, що дорівнює одиниці.

D – це фізична константа, що характеризує здатність даної речовини проникати внаслідок дифузії в нерухоме середовище. Коефіцієнт молекулярної дифузії не залежить від гідродинамічних умов процесу.

Значення коефіцієнта молекулярної дифузії визначають дослідним шляхом або розраховують за емпіричними залежностями.

Для виведення диференціального рівняння молекулярної дифузії розглянемо процес дифузії якої-небудь речовини в нерухомому середовищі.

Прикладом такого процесу може бути поширення газоподібного аміаку в приміщенні з відкритої пляшечки з нашатирним спиртом. Процес поширення компонента, що переноситься в іншому (інертному) компоненті (у розглянутому прикладі в повітрі) проходить аналогічно процесу поширення теплоти теплопровідністю. Тому виведення рівняння молекулярної дифузії виконується аналогічно виведенню рівняння теплопровідності.

Виділяючи, як і раніше, для розгляду фізично нескінченно малий об'єм V , позначимо концентрацію речовини в середовищі C . Припустимо, що в об'ємі діє джерело масою речовини q_{mV} , зумовлене хімічними перетвореннями, що проходять в об'ємі.

Аналогічно рівнянню (2.62) запишемо кількість речовини, що переноситься й надходить в елементарний об'єм через усю поверхню S , що обмежує цей об'єм, і підставимо в це рівняння вираз (2.7) для вектора густини потоку маси:

$$M_D = \int_S \vec{q}_M \cdot \vec{n} dS d\tau = - \int_S D \nabla C dS d\tau, \quad (2.86)$$

де \vec{q}_M – вектор густини потоку компонента, що переноситься й надходить в об'єм за допомогою молекулярної дифузії.

Аналогічно рівнянню (2.63) кількість речовини, що надходить в об'єм унаслідок дії джерела, визначимо таким чином:

$$M_i = \int_V q_{mV} dV d\tau. \quad (2.87)$$

З іншого боку, надходження маси в розглянутий об'єм приведе до зміни концентрації речовини, що переноситься в об'ємі:

$$M = \int_V \frac{\partial C}{\partial \tau} dV d\tau. \quad (2.88)$$

Матеріальний баланс об'єму V за цільовим компонентом має вигляд

$$M = M_D + M_i. \quad (2.89)$$

З урахуванням цього, прирівнюючи праву частину виразу (2.88) до суми правих частин виразів (2.86) і (2.87), одержуємо

$$\int_V \frac{\partial C}{\partial \tau} dV d\tau = - \int_S D \nabla C dS d\tau + \int_V q_{mV} dV d\tau. \quad (2.90)$$

Застосувавши до першого доданка правої частини (2.90) теорему Остроградського – Гаусса, відкидаючи знаки інтегралів і скорочуючи на $dV d\tau$, одержимо

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = -\text{div}(D \nabla C) + q_{mV}. \quad (2.91)$$

У разі сталості коефіцієнта дифузії D він може бути винесений за знак оператора:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \nabla^2 C + q_{mV}. \quad (2.92)$$

У розгорненій формі в декартовій системі координат рівняння молекулярної дифузії записується у вигляді

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right) + q_{mV}. \quad (2.93)$$

Або за відсутності джерела маси речовини

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \nabla^2 C. \quad (2.94)$$

Рівняння (2.94) має назву другого закону Фіка.

Розв'язок цього рівняння з урахуванням початкових і граничних умов дозволяє розраховувати динаміку полів концентрацій речовини, що переноситься в нерухомому середовищі.

Диференціальне рівняння конвективного масообміну. У плинному середовищі перенесення речовини здійснюється двома механізмами – за допомогою конвекції та молекулярної дифузії. Для виведення диференціального рівняння конвективного масообміну використовуємо той самий метод, яким були одержані раніше всі рівняння перенесення. Виділимо в середовищі, що рухається, фізично нескінченно малий об'єм V , у який через елемент поверхні dS надходить потік маси речовини, що переноситься за

рахунок обох механізмів перенесення.

Кількість речовини, що надійшла в об'єм за час $d\tau$, визначається за формулою

$$dM = -(\vec{q}_M + \vec{q}_{\kappa.M})dSd\tau. \quad (2.95)$$

Припустимо також, що у виділеному об'ємі діє джерело маси, зумовлене якими-небудь хімічними перетвореннями: потужність джерела q_{mV} .

Загальна кількість речовини, що надходить в об'єм через поверхню S і створюється за рахунок дії джерела, визначається виразом

$$M = -\int_S (\vec{q}_M + \vec{q}_{\kappa.M})dSd\tau + \int_V q_{mV}dVd\tau. \quad (2.96)$$

З іншого боку, приріст маси речовини, що надходить в об'єм, приведе до зміни концентрації:

$$M = \int_V \frac{\partial C}{\partial \tau} dVd\tau. \quad (2.97)$$

Прирівнюючи два останні вирази, запишемо

$$\int_V \frac{\partial C}{\partial \tau} dVd\tau = -\int_S (\vec{q}_M + \vec{q}_{\kappa.M})dSd\tau + \int_V q_{mV}dVd\tau. \quad (2.98)$$

Застосуємо до першого доданка правої частини (2.98) теорему Остроградського – Гаусса відповідно до формули (2.13), відкинемо знаки інтегрування, й після скорочень на $dVd\tau$ одержимо

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = -\text{div}(\vec{q}_M + \vec{q}_{\kappa.M}) + q_{mV}. \quad (2.99)$$

Підставляючи під знак дивергенції вирази для векторів густин потоків маси за рахунок молекулярної дифузії (2.7) і конвекції (2.11), запишемо

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D\text{div}\left(\frac{\partial C}{\partial n}\right) - \text{div}(\vec{W}C) + q_{mV}. \quad (2.100)$$

Вираз (2.100) є диференціальним рівнянням конвективного масоперенесення в плинному середовищі із внутрішнім джерелом маси.

Другий доданок правої частини (2.100) можна подати у вигляді

$$\operatorname{div}(\vec{W}C) = \left(\frac{\partial C}{\partial x} w_x + \frac{\partial C}{\partial y} w_y + \frac{\partial C}{\partial z} w_z \right) + C \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right). \quad (2.101)$$

Із рівняння нерозривності (2.33) випливає, що останній доданок (2.101) дорівнює нулю. З урахуванням (2.101) вираз (2.100) набере вигляду

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \nabla^2 C - \left(\frac{\partial C}{\partial x} w_x + \frac{\partial C}{\partial y} w_y + \frac{\partial C}{\partial z} w_z \right) + q_{mv}. \quad (2.102)$$

За відсутності внутрішнього джерела маси рівняння (2.102) спрощується, й у розгорненому вигляді в проекціях на осі декартової системи координат диференціальне рівняння конвективного масоперенесення запишеться таким чином:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + \frac{\partial C}{\partial x} w_x + \frac{\partial C}{\partial y} w_y + \frac{\partial C}{\partial z} w_z = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right), \quad (2.103)$$

або

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + w \operatorname{grad} C = D \nabla^2 C. \quad (2.104)$$

Неважко помітити, що при $w_x = w_y = w_z = 0$ диференціальне рівняння конвективного масоперенесення перетвориться на диференціальне рівняння молекулярної дифузії.

2.6. Початкові й граничні умови до задач перенесення

Диференціальні рівняння описують цілі класи явищ і тому мають велику кількість розв'язків. Єдиний розв'язок диференціального рівняння можна одержати, задавши значення функції на межах області простору, що розглядається, у початковий момент часу. При цьому якщо процес є стаціонарним, то для розв'язання задачі досить задати лише граничні умови. Розглянемо окремо ці умови для задач гідродинаміки та перенесення теплоти й маси.

Початкові й граничні умови до задач гідродинаміки. Розв'язанням задач гідродинаміки (рівняння руху ідеальної рідини Ейлера, рівняння руху

реальної рідини Нав'є – Стокса) є визначення профілю швидкостей потоку, його зміна в напрямку руху середовища, визначення середньої витрати рідини в розглянутому перерізі. У випадку аналізу руху реальної рідини розв'язання рівняння Нав'є – Стокса дозволяє розраховувати додаткові сили тертя й напруження, що виникають у внутрішніх шарах рідини та на поверхні, що обмежує потік, наприклад, на стінках труби, по якій рухається рідина.

У задачах гідродинаміки початковою умовою служить функція, що визначає поле швидкостей потоку в початковий момент часу:

$$w = f(x, y, z, \tau). \quad (2.105)$$

Цей запис означає, що в початковий момент часу поле швидкостей потоку є функцією координат, вигляд якої повинен бути відомим.

Граничні умови задач гідродинаміки характеризують значення швидкостей потоку на його геометричних межах – у місці контакту рідини зі стінкою або на її поверхні. Як правило, такою умовою є так звана «умова прилипання» – рівність нулю швидкості потоку на стінці в будь-який момент часу процесу:

$$w_{cm} = 0. \quad (2.106)$$

Початкові й граничні умови до задач перенесення тепла й маси.

Диференціальні рівняння перенесення теплоти й речовини встановлюють зв'язок між вимірами в часі й просторі. Для того щоб із множини розв'язків диференціального рівняння вибрати одне, що характеризує конкретний процес, необхідно доповнити задачу крайовими умовами. Крайові умови в задачах тепломасоперенесення, як і в задачах гідродинаміки, – це сукупність початкових і граничних умов.

Початкові умови задаються лише під час розв'язання нестационарних задач перенесення та містять у собі розподіл температури (концентрації) у середовищі в початковий момент часу

$$T|_{\tau=0} = T(x, y, z), C|_{\tau=0} = C_0(x, y, z). \quad (2.107)$$

До завдань теплопровідності й дифузії є чотири основні види (роди) граничних умов.

Граничні умови першого роду. Ці умови характеризують закон зміни температури (T) або концентрації компонентів (C) на зовнішній межі тіла (середовища):

$$T|_{x=x_{zp}} = T; \quad (2.108)$$

$$C|_{x=x_{zp}} = C. \quad (2.109)$$

Граничні умови першого роду, за яких температура (концентрація) на поверхні не залежить від часу, називають умовами Дірихле.

Граничні умови другого роду. Відповідно до цих умов на поверхні тіла задається розподіл густини теплового (масового) потоку як функція координат і часу

$$q_T = f(x, y, z, \tau), \quad q_M = f(x, y, z, \tau). \quad (2.110)$$

З урахуванням законів Фур'є і Фіка рівняння (2.110) можуть бути записані у вигляді

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=x_{zp}} = -\frac{q_{Tzp}}{\lambda}, \quad (2.111)$$

$$\frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{x=x_{zp}} = -\frac{q_{Mzp}}{D}. \quad (2.112)$$

У тому разі, якщо густина потоку субстанції не змінюється в часі, гранична умова другого роду називається умовою Неймана. Частковим випадком умови Неймана є умова теплової ізоляції (для процесів теплопровідності), або умова непроникності (для дифузійних процесів).

Граничні умови третього роду. Їх називають умовами Ньютона, оскільки вони характеризують умови тепло- і масообміну на межі тіла:

$$\alpha(T_{zp} - T_a) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=x_{zp}}, \quad (2.113)$$

$$\beta(C_{zp} - C_{я}) = -D \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{x=x_{zp}}, \quad (2.114)$$

де α і β – коефіцієнти тепло- і масовіддачі в середовищі, що оточує розглянуте тіло; $T_{я}$ і $C_{я}$ – відповідно температура і концентрація речовини в ядрі потоку середовища.

Праві частини рівнянь (2.113) і (2.114) – це потоки теплоти й маси речовини, що надходять до поверхні тіла за допомогою конвективного перенесення. Ліві частини рівнянь показують, що субстанція, яка надходить, іде від поверхні всередину тіла за допомогою теплопровідності або дифузії.

Граничні умови четвертого роду. Їх називають також умовами дотикання, оскільки вони задаються в місцях контакту тіл. Допускаємо, що в місці контакту тіл однакові як температури, так і теплові потоки:

$$T_1 \Big|_{x_{zp}} = T_2 \Big|_{x_{zp}}, \quad -\lambda_1 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{zp}} = -\lambda_2 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{zp}}, \quad (2.115)$$

$$C_1 \Big|_{x_{zp}} = C_2 \Big|_{x_{zp}}, \quad -D_1 \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{x=x_{zp}} = -D_2 \left. \frac{\partial C}{\partial x} \right|_{x=x_{zp}}. \quad (2.116)$$

Диференціальні рівняння перенесення субстанції, доповнені крайовими рівняннями, є крайовими задачами перенесення, розв'язок яких може бути одержаний методами математичної фізики.

2.7. Подібність типових процесів природоохоронних технологій та основи моделювання

Дослідження процесів та апаратів в умовах і масштабах промислового виробництва – це складний і дорогий процес. У зв'язку із цим застосовується моделювання – вивчення закономірностей процесу на моделях у лабораторних умовах. Однак розроблення технологічного процесу, виконане в лабораторії, може дати лише принципову схему майбутнього виробництва. Тому, як правило, результати, одержані в лабораторних умовах, перевіряються на збільшених (пілотних) установках для визначення питомих витрат, коефіцієнтів

і конструкції майбутнього промислового апарата або машини. Однак такий процес дуже тривалий і складний. Це ставить завдання відмови від багатоступінчастої перевірки результатів лабораторного експерименту і можливості відразу одержати дані, які б можна було використовувати для проектування промислового апарата. Проте для цього необхідні, по-перше, знання основних кінетичних закономірностей процесу і його математичний опис, по-друге – наявність надійної теорії масштабування.

Лише поєднання експериментального й теоретичного досліджень дозволяє досягти максимального ефекту під час створення та експлуатації сучасного природоохоронного устаткування. Оптимізації досліджень служить теорія моделювання.

Теорія моделювання розвивається за двома напрямками:

– вивчення сучасних технологічних процесів за допомогою моделей та аналізу впливу фізичних параметрів і лінійних розмірів апаратів на швидкість перебігу процесу (фізичне моделювання);

– створення і дослідження математичної моделі процесу за допомогою обчислювальної техніки (математичне моделювання).

Фізичне моделювання базується на законах теорії подібності. Теорія подібності ґрунтується на тому, що експериментальні дані, одержані на лабораторній моделі, обробляються у вигляді залежності між критеріями подібності, що визначають процес. Потім за цими залежностями визначаються параметри роботи промислового апарата, а в деяких випадках і його розміри.

Під час математичного моделювання дослідження складних реальних процесів відбувається на підставі широкої фізичної аналогії явищ різної фізичної природи. Щоб виконати розрахунки будь-якого процесу природоохоронної технології, необхідно детально вивчити стадії цього процесу і побудувати його математичну модель. Модель подається у вигляді математичного запису, що встановлює зв'язок між окремими фізичними змінними – диференціальними рівняннями або їх системою. Для створення такої моделі використовуються як експериментальні дані, так і теоретичні залежності.

Моделі структури потоків у апаратах. Кожний процес природоохоронних технологій може бути класифікований відповідно до умов його проведення та апаратного оформлення. При цьому важливим фактором є дані про структуру потоків в апаратах. Найчастіше натурні виміри швидкостей потоку в апаратах складної конструкції виконати складно й дорого, тому що швидкість є функцією координат і часу. Тому інформацію про поле швидкостей потоку зручно вивчати шляхом аналізу розподілу окремих частинок рідини за часом їх перебування в апараті. Для цього в потік вводять індикатор і знаходять тривалість (час) перебування в апараті окремих його частинок. Як індикатор використовують різні фарби, розчини солей, що змінюють електропровідність рідини, радіоактивні речовини та інші речовини, концентрацію яких легко виміряти. Відгук на збурення, внесені в апарат з індикатором, поданий у вигляді кривих залежності концентрації його у рідині, що виходить із апарата, від часу, називають *кривими відгуку*.

Для опису процесу або його частини може бути обрана одна з кількох типових моделей. Найчастіше застосовують моделі: 1) повного (ідеального) витіснення; 2) повного (ідеального) перемішування.

Модель ідеального витіснення характеризується поршнеvim рухом потоків і відсутністю поздовжнього перемішування. Така структура потоку всередині апарата характеризується тим, що частинки рідини рухаються паралельно одна до іншої з однаковими швидкостями, не випереджаючи основну масу потоку і не відстаючи від неї. Це переважно процеси, що відбуваються в проточних апаратах.

Основне рівняння моделі повного витіснення

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = -w \frac{\partial C}{\partial x}, \quad (2.117)$$

де C – концентрація трасера; w – швидкість потоку; τ – час; x – координата.

Час перебування τ усіх частинок потоку в апараті ідеального

витіснення однаковий і дорівнює середньому часу перебування $\tau_{сер}$, що визначається діленням довжини шляху частинок l на лінійну швидкість рідини w :

$$\tau_{сер} = \frac{l}{w} = \frac{l \cdot S}{w \cdot S} = \frac{V_a}{V}, \quad (2.118)$$

де S – площа поперечного перерізу; V_a – об'єм апарата; V – об'ємна витрата рідини.

Відгуки на імпульсне й ступінчасте збурення для ідеального витіснення зображені відповідно на рис. 2.6 а і б. Перший із них є диференціальною, а другий – інтегральною функціями розподілу часу перебування частинок. Оскільки час перебування для всіх частинок однаковий, то при $\tau < \tau_{сер}$ виходу не досягає жодна частинка: $C = 0$ (рисунок 2.6 а). При $\tau > \tau_{сер}$ на виході також не буде мічених частинок, усі вони вже пройшли $C = 0$. Концентрація відмітна від нуля лише при $\tau = \tau_{сер}$.

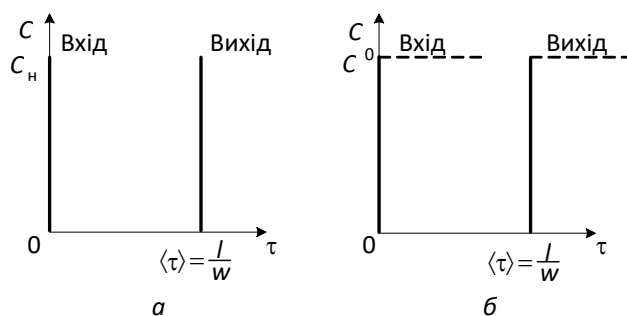


Рисунок 2.6 – Модель ідеального витіснення, відгук на: а) імпульсне збурення; б) ступінчасте збурення ($C, C_n, 0, \tau, \tau_{сер} = l/w$, вхід, вихід)

Модель ідеального перемішування відрізняється рівномірним розподілом частинок потоку по всьому об'єму і відповідає звичайному реактору з мішалкою.

Основне рівняння моделі ідеального перемішування

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = \frac{V}{V_a} (C_n - C), \quad (2.119)$$

де C_n – концентрація трасера на вході; C – поточна концентрація.

Рівняння показує, що якщо в апарат із мішалкою різко ввести барвник, то вимиватися він буде поступово, а не відразу, як в апараті ідеального витіснення.

Відгук моделі ідеального перемішування на вхідне збурення для імпульсного введення індикатора відповідає спадній експонентній залежності з початковою концентрацією C_n (крива 1 на рис. 2.7):

$$C(\tau) = C_n \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_{сер}}\right). \quad (2.120)$$

Під час ступінчастого введення індикатора зі стрибкоподібною зміною концентрації в момент часу $\tau = 0$ від $C = 0$ до $C = C_0$ функція відгуку набере вигляду (крива 2 на рис. 2.7):

$$C(\tau) = C_0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_{сер}}\right)\right]. \quad (2.121)$$

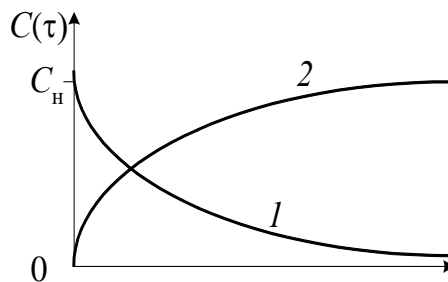


Рисунок 2.7 – Функції відгуку для моделі ідеального перемішування:

1 – метод імпульсного введення індикатора; 2 – метод ступінчастого введення індикатора ($C(\tau)$, C_n , 0, 1, 2)

Модель ідеального перемішування відрізняється значною простотою. Водночас у ряді випадків її застосування цілком обґрунтоване. Це стосується передусім багатьох апаратів із механічними перемішувальними пристроями. Основна умова застосування моделі – це інтенсивність перемішування.

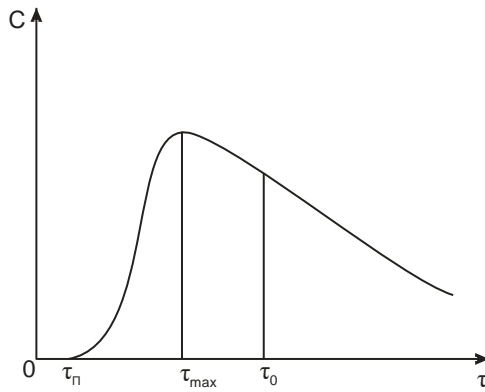


Рисунок 2.8 – Крива відгуку для проміжної моделі ($\tau, \tau_{п}, \tau_{max}, \tau_0, C, 0$)

Картина руху потоків у більшості безперервно діючих апаратів не відповідає жодній з ідеальних моделей. За структурою потоків ці апарати можна вважати апаратами проміжного типу. Крива відгуку для проміжної моделі наведена на рис. 2.8.

Для опису структури потоків у апаратах проміжного типу використовують дифузійну й коміркову моделі.

В основу **дифузійної моделі** покладене допущення, що структура потоку описується рівнянням, аналогічним рівнянню молекулярної дифузії:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D_l \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} - w \frac{\partial C}{\partial x}. \quad (2.122)$$

Параметром моделі є коефіцієнт поздовжнього перемішування D_l , що також має назву коефіцієнта турбулентної дифузії, або коефіцієнта зворотного перемішування.

На практиці, як правило, використовують безрозмірну форму запису основного рівняння. Як безрозмірні змінні використовують змінні

$z = \frac{x}{l}, \theta = \frac{\tau}{\tau_{сер}}$. З урахуванням прийнятих позначень рівняння (2.122) набере

вигляду

$$\frac{wl}{D_l} \frac{\partial C}{\partial \theta} + \frac{wl}{D_l} \frac{\partial C}{\partial z} = \frac{\partial^2 C}{\partial z^2}.$$

Множник $\frac{wl}{D_l} = Pe'_i$ називається модифікованим критерієм Пекле для

поздовжнього перемішування. За його числовим значенням можна робити висновки про структуру потоку, визначаючи її відхилення від моделі ідеального витіснення, за якої $Pe'_m = \infty$, або від моделі ідеального перемішування, за якої $Pe'_m = 0$. Значення Pe'_m залежить від конструкції та розмірів апарата, а також від гідродинаміки потоків у апараті.

Дифузійну модель використовують здебільшого для опису апаратів із безперервним контактом фаз.

Коміркова модель, уперше запропонована для каскаду реакторів із мішалками, є однією з найбільш простих. Згідно із цією моделлю апарат можна зобразити як ряд послідовно з'єднаних комірок, через які проходить потік речовини (рис. 2.9).

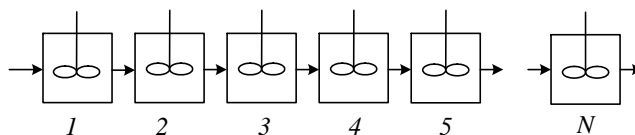


Рисунок 2.9 – Схема коміркової моделі:

1, 2, 3, 4, N – номери комірок

Вважається, що в кожній комірці здійснюється ідеальне перемішування; між комірками відсутнє зворотнє перемішування.

Параметром коміркової моделі служить число комірок повного перемішування N однакового об'єму $V_{\text{ч}}$. Зі збільшенням N структура потоку наближається до моделі повного витіснення, а зі зменшенням N – до моделі ідеального перемішування.

Структура потоку в реальних апаратах рідко відповідає розглянутим моделям, тому що поступальний рух рідини, як правило, супроводжується її частковим перемішуванням у поперечному й поздовжньому напрямках, наявністю струминних або відривних течій, застійних зон, циркуляції потоку в апараті, різких його поворотів під час удару об перешкоду. Ні коміркова модель, ні дифузійна модель у цьому разі не описує фактичного режиму течії оброблюваного середовища в апараті. У той самий час такі гідродинамічні

умови часто можна спостерігати в промислових установках, наприклад в апаратах із мішалками або в апаратах із киплячим шаром зернистих матеріалів. У цих випадках доцільно розглядати реальний апарат як сукупність взаємозалежних ділянок потоку, причому моделі руху рідини в кожній із них можуть братися різними. Зазначені моделі називають змішаними, або комбінованими.

Під час побудови комбінованої моделі для різних ділянок реактора можуть бути використані такі прості режими течії: ідеального перемішування, ідеального витіснення, витіснення з дифузією.

Під час побудови моделі, що містить перелічені компоненти, одне з важливих завдань полягає у визначенні об'єму зон апарата з різними типами течії рідини. Цю задачу необхідно розв'язувати так, щоб форма кривої, що характеризує відгук системи на збурення, передбачена на підставі моделі, по можливості близько збігалася з експериментальною кривою, одержаною для реального об'єкта. Число параметрів, що входять до передбачуваної моделі, визначається, з одного боку, точністю, з якою вона повинна відображати досліджуваний потік у межах даного класу режимів; з іншого боку – ступенем складності математичних положень, необхідних для аналізу моделі.

У міру збільшення числа параметрів модель охоплює все ширше й ширше коло явищ. Наприклад, включаючи до комбінованої моделі застійну зону, як правило, припускають, що її вміст повністю нерухомий або дуже повільно обмінюється з основним потоком, що проходить крізь апарат. Під час вивчення деякої реальної ситуації необхідно спочатку прагнути до найпростішої моделі, що узгоджується з дослідними даними. Модель повинна виходити з дійсних умов руху середовища в апараті. Лише в цьому разі параметри моделі матимуть конкретний фізичний зміст і можуть бути визначені незалежними методами.

Основні поняття й теореми подібності. Теоретичні дослідження процесів природоохоронної технології, як правило, містять у собі розв'язок і подальший аналіз диференціальних та алгебраїчних рівнянь, якими описуються зазначені процеси. Будь-яке диференціальне рівняння описує цілий клас

однотипних явищ, і для одержання єдиного розв'язку, що описує конкретний процес, воно повинне бути доповненим умовами однозначності.

Умови однозначності містять у собі геометричні розміри системи, у якій здійснюється процес, фізичні константи властивостей речовин, початкові й граничні умови.

Однак багато процесів характеризуються більшим числом змінних і вони настільки складні, що часто вдається лише математично сформулювати задачі й визначити умови однозначності. Для деяких процесів, здійснюваних, наприклад, за участі декількох фаз, що взаємодіють, не вдається навіть математично сформулювати задачу.

У цих та інших подібних випадках на допомогу дослідникам приходять теорія подібності.

Теорія подібності – це вчення про методи наукового узагальнення експерименту для одержання єдиних рівнянь, що описують широкий клас подібних процесів.

Використання теорії подібності дозволяє замість здійснення дорогих і трудомістких дослідів на промислових апаратах виконувати дослідження на моделях меншого розміру. За виразом Бекеланда проведення дослідів на моделях дозволяє здійснювати помилку в маленькому масштабі, а вигоду одержувати у великому.

Методи теорії подібності покладені в основу моделювання процесів.

Подібними називаються явища, для яких постійні відношення подібних величин, що характеризують ці явища.

У теорії подібності розрізняють геометричну подібність, фізичну подібність, часову подібність, подібність початкових і граничних умов.

Наприклад, із курсу шкільної геометрії відомо, що два трикутники подібні, якщо відношення їх подібних сторін однакові при однакових кутах між ними:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{b_1}{b_2} = \frac{c_1}{c_2}. \quad (2.123)$$

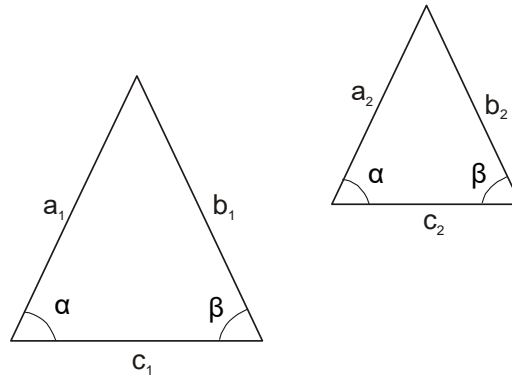


Рисунок 2.10 – До поняття геометричної подібності ($a_1, b_1, c_1, \alpha, \beta, a_2, b_2, c_2$)

Подібність фізичних величин припускає подібність фізичних властивостей у моделі й натурі. Існування подібності фізичних величин дозволяє, наприклад, вивчення закономірностей течії агресивних і токсичних рідин здійснювати безпосередньо з використанням самих рідин, а вибрати нетоксичну рідину, що має подібні фізичні властивості, й проводити дослідження з нею. Одержані результати будуть слухними й для агресивних рідин.

Наприклад, для подібних точок плинної рідини натурі й моделі

$$\frac{\rho_{01}}{\rho_{02}} = \frac{\rho_{11}}{\rho_{12}} = \frac{\rho_{21}}{\rho_{22}} = const = k_\rho, \quad (2.124)$$

$$\frac{\mu_{01}}{\mu_{02}} = \frac{\mu_{11}}{\mu_{12}} = \frac{\mu_{21}}{\mu_{22}} = const = k_\mu, \quad (2.125)$$

де ρ_0, ρ_1, ρ_2 – густини рідини в подібних точках; μ_0, μ_1, μ_2 – в'язкості рідини в подібних точках.

Часова подібність спостерігається тоді, якщо процеси подібно змінюються в часі, наприклад подібні точки двох потоків рухаються за подібними траєкторіями і проходять подібні відрізки шляху за відрізки часу, відношення яких буде величиною сталою:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = const = k_t, \quad (2.126)$$

де T_1, T_2 – час проходження подібними точками всього шляху (натури й моделі відповідно); τ_1, τ_2 – час проходження подібними точками подібних відрізків шляху.

Допускається, що відношення основних параметрів на початку процесу й на межах природи й моделі є величиною сталою. Для початкових і граничних умов повинні виконуватися геометрична, фізична й часова подібності.

У теорії подібності розрізняють константи й інваріанти подібності.

Константи подібності показують відношення параметрів природи й подібних параметрів моделі. Наприклад, для розглянутого випадку геометричної подібності

$$k_l = \frac{a_1}{a_2} = \frac{b_1}{b_2} = \frac{c_1}{c_2} = const. \quad (2.127)$$

Інваріанти подібності показують відношення подібних величин у природі й моделі:

$$i_l = \frac{a_1}{b_1} = \frac{a_2}{b_2} = const. \quad (2.128)$$

Константи подібності стали для різних подібних точок подібних систем, але змінюються залежно від співвідношення розмірів моделі й природи.

Інваріанти подібності, навпаки, можуть бути неоднаковими для різних подібних точок подібних систем, але не залежать від співвідношення розмірів природи й моделі.

Інваріанти подібності, що відображають співвідношення фізичних величин, називаються параметричними критеріями, або симплексами:

$$\frac{\tau_1}{T_1} = \frac{\tau_2}{T_2} = i_t, \quad \frac{w_1}{w_{01}} = \frac{w_2}{w_{02}} = i_w, \quad \frac{\rho_1}{\rho_{01}} = \frac{\rho_2}{\rho_{02}} = i_\rho, \quad \frac{\mu_1}{\mu_{01}} = \frac{\mu_2}{\mu_{02}} = i_\mu. \quad (2.129)$$

У наведених виразах за масштаб змінних взяті їх значення на вході в систему, тобто їх початкові значення w_0, ρ_0, μ_0 .

Інваріанти подібності можуть бути виражені співвідношенням різнорідних величин, однак залишатися при цьому безрозмірними

комплексами. Ці комплекси називаються критеріями подібності.

Критерії подібності мають усі властивості інваріантів: вони безрозмірні, можуть змінюватися від однієї точки простору до іншої в моделі й натурі, але для подібних точок подібних систем – однакові.

Теорема подібності. Перша теорема подібності була сформульована Ньютоном: *подібні явища характеризуються чисельно однаковими критеріями подібності.*

Із курсу механіки відомий другий закон Ньютона

$$F = m \frac{dw}{d\tau}. \quad (2.130)$$

Складемо із цього рівняння безрозмірний комплекс, розділивши величини правої частини на величини лівої частини:

$$\frac{Fd\tau}{mdw} = k. \quad (2.131)$$

Важливою властивістю теорії подібності є те, що в безрозмірних комплексах (критеріях) відношення приросту фізичних величин можуть бути замінені відношеннями самих величин. Ураховуючи це, з (2.131) одержимо критерій Ньютона, що характеризує відношення сили, яка діє на тіло, до сили інерції:

$$Ne = \frac{F\tau}{mw}, \text{ або } Ne = \frac{Fl}{mw^2}. \quad (2.132)$$

Аналізуючи послідовність виконаних дій, звернемо увагу на те, яким чином ми використовували метод подібного перетворення диференціальних рівнянь. Критерії подібності з диференціального рівняння знаходять діленням однієї частини рівняння на іншу з подальшим відкиданням знаків математичних операторів.

Якщо диференціальне рівняння у своєму складі має кілька доданків у кожній частині, то критерії знаходять за допомогою ділення складових цих частин.

Перша теорема подібності дає ще один важливий результат – вона свідчить про те, які величини потрібно виміряти під час проведення дослідів, результати яких потрібно узагальнити: виміряти потрібно величини, що входять до критеріїв подібності.

Друга теорема подібності сформульована Бекінгемом та Афанасьєвою-Еренфест. *Розв'язок будь-якого диференціального рівняння, яке зв'язує між собою змінні величини, що впливають на процес, може бути поданий як залежність між безрозмірними відношеннями цих величин (критеріями подібності).*

Якщо $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$ – критерії, що характеризують процес і впливають із перетворення диференціального рівняння, то розв'язок цього рівняння в загальному вигляді може бути поданий такою функціональною залежністю:

$$\varphi(k_1, k_2, k_3, \dots, k_n) = 0. \quad (2.133)$$

Критерії подібності, що складаються з величин, які входять до умов однозначності, називаються визначальними. Критерії, до яких входить хоча б одна величина, що не міститься в умовах однозначності, називаються невизначальними. Який із критеріїв є визначальним, а який невизначальним – залежить від постановки задачі.

Звичайний розв'язок диференціального рівняння, одержаний унаслідок подібного перетворення, подається у вигляді функціональної залежності, або у степеневому вигляді. Наприклад, якщо невизначальний критерій k_n , а інші – визначальні, одержимо

$$k_n = Ak_1^m \cdot k_2^p \cdot \dots \cdot k_n^q, \quad (2.134)$$

де A, m, p, q – константи, одержані дослідним шляхом.

Друга теорема подібності показує, що результати дослідів, проведених на моделях, потрібно подавати у вигляді функціональної залежності між критеріями подібності.

Третя теорема подібності (теорема Кирпичова і Гухмана). *Подібні явища описуються одними й тими самими диференціальними рівняннями, і для них*

дотримується подібність умов однозначності.

Використання методів теорії подібності дозволяє виявити таку послідовність дій під час дослідження технологічних процесів:

– розробивши математичний опис процесу, що міститиме диференціальні (а в загальному випадку й алгебраїчні) рівняння та умови однозначності, перетворюють їх методами теорії подібності, визначаючи критерії подібності (перша теорема);

– визначивши мету досліджень, виділяють визначальні й невизначальні критерії і подають залежність між ними у вигляді степеневі, або функціональної, залежності;

– дослідним шляхом у модельних умовах визначають дійсний вигляд залежності (2.134), знаходячи числові значення коефіцієнтів і визначаючи інтервал зміни критеріїв, у якому ця залежність виконується;

– одержане узагальнене рівняння буде справедливим і для натурального об'єкта, але лише за умови, що критерії подібності в ньому змінюватимуться в тих самих межах, що й у модельному об'єкті.

Питання для самоконтролю

1. Наведіть класифікацію сил, що діють у суцільному середовищі.
2. Сформулюйте теорему Остроградського – Гаусса.
3. Які закони описують градієнтне і конвективне перенесення речовини?
4. Запишіть систему диференціальних рівнянь Ейлера. Охарактеризуйте складові цієї системи.
5. Сформулюйте закон Паскаля.
6. Запишіть рівняння нерозривності потоку та рівняння витрати.
7. Охарактеризуйте складові в рівнянні Бернуллі. Яку розмірність мають члени цього рівняння?
8. Запишіть систему диференціальних рівнянь Нав'є – Стокса. Охарактеризуйте складові цієї системи.
9. Назвіть і охарактеризуйте види перенесення теплоти.

10. Сформулюйте і запишіть закон Фур'є.
11. Запишіть диференціальне рівняння Фур'є для стаціонарного і нестаціонарного процесів перенесення тепла.
12. Запишіть диференціальне рівняння Фур'є – Кірхгофа. Охарактеризуйте члени цього рівняння.
13. Сформулюйте закон Фіка. Дайте характеристику коефіцієнта молекулярної дифузії.
14. Запишіть диференціальне рівняння молекулярної дифузії.
15. Запишіть диференціальне рівняння конвективного масоперенесення.. Охарактеризуйте члени цього рівняння.
16. Що таке крайові умови? Яке їх значення для опису процесів перенесення субстанції?
17. З якою метою застосовуються методи моделювання виробничих процесів?
18. Назвіть методи моделювання. У чому їх сутність?
19. Дайте характеристику моделей структури потоків у апаратах.
20. Які задачі розв'язує теорія подібності?
21. Сформулюйте ознаки подібності явищ.
22. Дайте визначення константи, інваріанта та критерію подібності.
23. Сформулюйте основні теореми подібності.
24. У чому відмінність визначальних і невизначальних критеріїв подібності?

Список додаткової літератури для вивчення розділу 2

1. Алабужев П. М. Основы теории подобия, размерности, моделирования : учеб. пособие / П. М. Алабужев, М. Ш. Кирнарский, В. Г. Полищук и др. – Курск, 1993. – 103 с.

2. Берд Р. Явления переноса / Р. Берд, В. Стюарт, Э. Лайтфут ; пер. с англ. – Москва : Химия, 1974. – 688 с.

3. Гухман А. А. Теория подобия, анализ размерностей, характеристические масштабы / А. А. Гухман, А. А. Зайцев. – Москва : Изд-во МГОУ, 1993. – 73 с.

РОЗДІЛ 3

ОСНОВИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

Закони гідромеханіки та їх практичні додатки вивчають у гідравліці. Гідравліка складається з гідростатики й гідродинаміки.

Гідростатика вивчає закони рівноваги рідин і газів, *гідродинаміка* – закони їх руху.

Гідродинамічні закономірності значною мірою визначають хід процесів теплопередачі, масопередачі та хімічних реакцій у промислових апаратах.

Під час вивчення законів рівноваги рідин і газів використовують поняття про ідеальну й реальну рідини. *Ідеальна рідина* абсолютно нестислива під дією тиску, не змінює густини при зміні температури і не має внутрішнього тертя (в'язкості). *Реальні рідини* поділяються на краплинні (рідини) і пружні (гази та пари). Краплинні рідини практично нестисливі й мають малий коефіцієнт об'ємного розширення. Об'єм пружних рідин значно змінюється при зміні температури або тиску.

3.1. Гідростатика. Основне рівняння гідростатики

Гідростатика вивчає рівновагу рідин, що перебувають у стані спокою, за якого частинки рідини не переміщуються одна відносно одної. При цьому сили внутрішнього тертя відсутні, що дозволяє вважати рідину ідеальною. У стані відносного спокою форма об'єму рідини не змінюється, і вона, подібно до твердого тіла, переміщується як єдине ціле. На рідину в стані спокою діють сили тяжіння і тиску.

Основне рівняння гідростатики описує закон розподілу тиску в повному об'ємі рідини в стані спокою:

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + z = \text{const.} \quad (3.1)$$

Перший член рівняння становить *статичний* (або п'єзометричний) *напір*, що характеризує питому потенціальну енергію рідини (енергію, що припадає на

одиницю ваги рідини). Другий член рівняння – це так званий «геометричний» напір.

Отже, для будь-якої точки рідини в стані спокою сума статичного (п'єзометричного) і геометричного напорів (у метрах) – величина стала. Рівняння (3.1) відображає *повний гідростатичний напір* і є частковим випадком *закону збереження енергії*: сума питомої потенціальної енергії тиску і питомої потенціальної енергії стану є величиною сталою.

Практичні додатки основного рівняння гідростатики

Принцип сполучених посудин. Нехай дві відкриті сполучені посудини (рис. 3.1) заповнені рідиною, що має густину ρ . Виберемо довільно площину порівняння $0-0$ і деяку точку A всередині рідини, що лежить у цій площині.

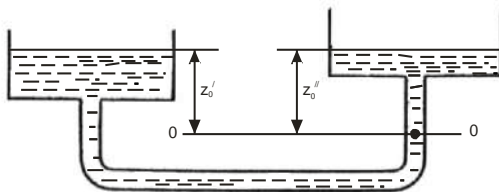


Рисунок 3.1 – Умови рівноваги в сполучених посудинах

$$(0, A, z'_0 = z''_0.)$$

Якщо вважати точку A такою, що належить лівій посудині, то згідно з рівнянням (3.1) тиск у даній точці дорівнює

$$p_{л} = p_{атм} + \rho g z'_0. \quad (3.2)$$

Якщо ж вважати A такою, що належить правій посудині, то тиск у ній

$$p_{пр} = p_{атм} + \rho g z''_0. \quad (3.3)$$

У разі рівноваги для кожної точки тиск однаковий у будь-якому напрямку. Отже,

$$p_{л} = p_{п} \text{ і } z'_0 = z''_0. \quad (3.4)$$

Таким чином, у відкритих або закритих сполучених посудинах, що перебувають під однаковим тиском, заповнених однорідною рідиною, рівні її розміщуються на одній висоті незалежно від форми й поперечного перерізу посудин.

Якщо сполучені посудини заповнені двома рідинами, що не змішуються, і мають густину ρ' (ліва посудина) та ρ'' (права посудина), то при проведенні площини порівняння $0 - 0$ через межу розподілу рідин аналогічно одержимо

$$\rho'z'_0 = \rho''z''_0, \text{ або } \frac{z'_0}{z''_0} = \frac{\rho''}{\rho'}. \quad (3.5)$$

Із рівняння (3.5) випливає, що в сполучених посудинах висоти рівнів різнорідних рідин над поверхнею їх розділення обернено пропорційні густинам цих рідин.

Якщо посудини заповнені однією рідиною, що має густину ρ , але тиск над рівнем рідини в них неоднаковий і неоднакові рівні p' (ліва посудина) і p'' (права посудина), то різниця рівнів рідин у посудині дорівнюватиме

$$z''_0 - z'_0 = \frac{p' - p''}{\rho g}. \quad (3.6)$$

Гідростатичні машини. На основному рівнянні гідростатики базується робота гідростатичних машин, наприклад гідравлічних пресів (рис. 3.2), що застосовуються для пресування і брикетування різних матеріалів (наприклад, під час утилізації твердих відходів).

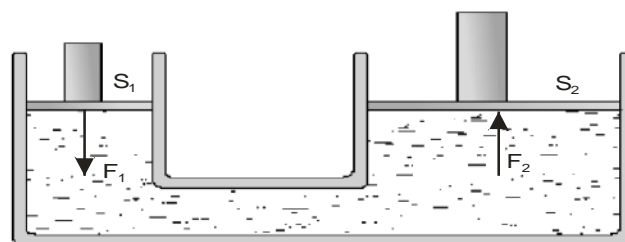


Рисунок 3.2 – Схема гідравлічного преса (S_1 , S_2 , F_1 , F_2)

Якщо докласти невелике зусилля до поршня, що рухається в циліндрі меншого діаметра d_1 площею S_1 і створити тиск p на поршень, то згідно із законом Паскаля такий самий тиск p діятиме на поршень у циліндрі більшого діаметра d_2 площею S_2 . При цьому сила тиску на поршень 1 становитиме

$$F_1 = \frac{p\pi d_1^2}{4},$$

а сила тиску на поршень 2 –

$$F_2 = \frac{p\pi d_2^2}{4}.$$

У результаті поршень у циліндрі більшого діаметра передає силу тиску в стільки разів більшу, ніж сила, прикладена до поршня в циліндрі меншого діаметра, у скільки поперечний переріз циліндра 2 більший, ніж циліндра 1. Отже, за допомогою порівняно невеликих зусиль здійснюють пресування матеріалу, поміщеного між поршнем 2 і нерухомою плитою.

Тиск рідини на дно і стінки посудини. Якщо рідина поміщена в посудину будь-якої форми, то гідростатичний тиск в усіх точках горизонтального дна посудини однаковий, тиск на його бічні стінки зростає зі збільшенням глибини занурення.

Гідростатичний тиск p на рівні дна посудини, як і для будь-якої точки всередині рідини, визначається рівнянням (2.26), але для всіх точок дна величина h становить висоту рідини в посудині. Позначивши останню як H , одержимо

$$p = p_0 + \rho gH. \quad (3.7)$$

Таким чином, сила тиску F на горизонтальне дно посудини не залежить від форми посудини та об'єму рідини в ній. За даної густини рідини ця сила визначається лише висотою стовпа рідини H і площею S дна посудини:

$$F = (p_0 + \rho gH)S.$$

Гідростатичний тиск рідини на вертикальну стінку посудини змінюється по висоті. Відповідно сила тиску на стінку також різна по висоті посудини. Тому

$$F = (p_0 + \rho gh)S_{зм}, \quad (3.8)$$

де h – відстань від верхнього рівня рідини до центра ваги змоченої площі $S_{зм}$ стінки.

У рівнянні (3.8) вираз у дужках становить гідростатичний тиск у центрі ваги змоченої площі стінки. Тому сила тиску на вертикальну стінку дорівнює добутку змоченої площі на величину гідростатичного тиску в центрі ваги змоченої площі стінки.

Пневматичне вимірювання кількості рідини в резервуарах. Для контролю над об'ємом рідини в будь-якому резервуарі 1 (рис. 3.3) у нього поміщають трубу 2, нижній кінець якої доходить майже до дна резервуара. Тиск над рідиною в резервуарі дорівнює p_0 . По трубі 2 подають стиснене повітря або інший газ, поступово підвищуючи його тиск, що вимірюється манометром 3. Коли повітря подолає опір стовпа рідини в резервуарі й почне барботувати крізь рідину, тиск p , що фіксується манометром, перестане зростати й дорівнюватиме

$$p = p_0 + \rho g z_0.$$

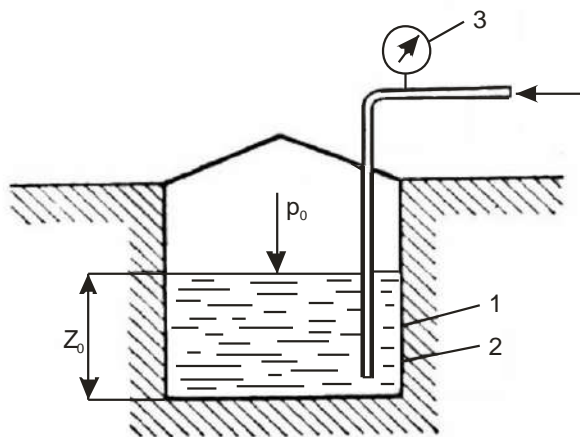


Рисунок 3.3 – Пневматичне вимірювання рівня рідини в резервуарі (p_0 , z_0 , 1, 2, 3)

Звідси рівень рідини в резервуарі

$$z_0 = \frac{P - P_0}{\rho g}. \quad (3.9)$$

За величиною z_0 і відомою площею поперечного перерізу резервуара визначають об'єм рідини, що знаходиться в ньому.

3.2. Гідродинаміка. Основні характеристики руху рідин

Рушійною силою під час течії рідин є різниця тисків, що створюється за допомогою насосів і компресорів або внаслідок різниці рівнів чи густин рідини.

Знання законів гідродинаміки дозволяє знаходити різницю тисків, необхідну для переміщення даної кількості рідини заданою швидкістю, а отже, й витрату енергії на це переміщення, або, навпаки, визначати швидкість і витрату рідини за відомого перепаду тисків.

Основні задачі гідродинаміки класифікують як внутрішню, зовнішню і змішану. До внутрішньої задачі відносять рух рідин і газів по трубах і каналах, до зовнішньої – рух твердих частинок у газі або рідині, обтікання тіл потоком рідини; до змішаної – рух рідин і газу крізь шар твердих тіл.

У різних точках поперечного перерізу потоку швидкість частинок рідини неоднакова. Біля осі труби швидкість максимальна, а в міру наближення до стінок вона зменшується внаслідок дії сил тертя рідини об стінку труби. У розрахунках, як правило, використовують фіктивну *середню швидкість*. Ця швидкість w (м/с) виражається відношенням об'ємної витрати рідини Q (м³/с) до площі поперечного перерізу S (м²) потоку:

$$w = \frac{Q}{S}. \quad (3.10)$$

Величина $w\rho$ є масовою швидкістю рідини W (кг/м²·с).

Гідравлічний радіус та еквівалентний діаметр. Під час течії рідини по каналах некруглого перерізу за розрахунковий лінійний розмір беруть гідравлічний радіус, або еквівалентний діаметр.

Під *гідравлічним радіусом* r_z (м) розуміють відношення площі затопленого перерізу трубопроводу або каналу, крізь який проходить рідина, S ,

до змоченого периметра Π :

$$r_z = \frac{S}{\Pi}. \quad (3.11)$$

При суцільному заповненні рідиною круглої труби внутрішнім діаметром d гідравлічний радіус дорівнюватиме

$$r_z = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (3.12)$$

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, становить еквівалентний діаметр:

$$d_e = 4r_z, \text{ або } d_e = \frac{4S}{\Pi}. \quad (3.13)$$

Для каналу прямокутного перерізу зі сторонами a і b , повністю заповненого рідиною, гідравлічний радіус дорівнюватиме

$$r_z = \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{d}{4}, \quad (3.14)$$

а еквівалентний діаметр –

$$d_e = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}. \quad (3.15)$$

Для круглої труби $d_e = d$.

Сталий та несталий потоки. Рух рідини є сталим, або стаціонарним, якщо швидкості частинок потоку, а також усі інші фактори, що впливають на його рух (густина, температура, тиск та ін.), не змінюються в часі в кожній фіксованій точці простору, крізь який проходить рідина.

Розглянемо поняття сталого потоку на прикладі такого параметра, як швидкість w . У трубі змінного перерізу швидкість потоку змінюватиметься як за напрямком руху потоку, так і за перерізом труби. Тобто ми можемо записати, що для обраного напрямку x

$$w_x = f(x, y, z). \quad (3.16)$$

Однак у кожній фіксованій точці потоку значення швидкості не змінюється в часі: $\frac{\partial w_x}{\partial \tau} = 0$.

За цих умов для кожного перерізу потоку витрати рідини сталі в часі.

На відміну від стаціонарного при несталому, або нестаціонарному, потоці фактори, що впливають на рух рідини, змінюються в часі.

Для обраного напрямку x

$$w_x = f(x, y, z, \tau). \quad (3.17)$$

Сталий рух рідини характерний для безперервних процесів природоохоронної технології. Несталий рух рідини відбувається переважно в періодичних процесах або виникає короткочасно під час пусків, зупинень, а також змін режиму роботи апаратів безперервної дії.

3.3. Режими руху рідини

Різні режими течії рідини можна простежити, вводячи в потік забарвлену струминку рідини або якийсь інший індикатор.

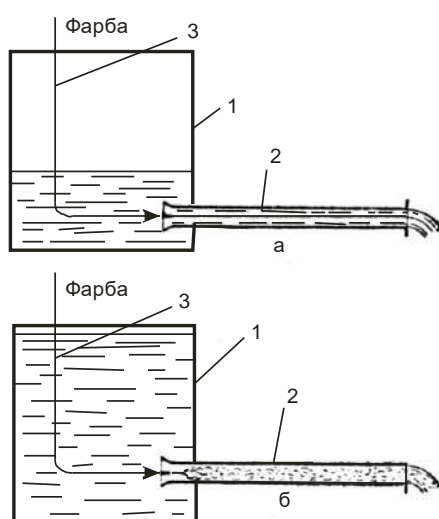


Рисунок 3.4 – Дослід Рейнольдса: а – ламінарний рух рідини; б – турбулентний рух рідини; 1 – посудина; 2 – трубка; 3 – індикатор (фарба 1, 2, 3)

Структуру потоку в трубах вивчало багато дослідників. Однак остаточно вдалося з'ясувати причини зміни структури потоку в трубах у 1883 р. Рейнольдсу. Він помітив (рис. 3.4), що в разі невеликої швидкості води в трубці забарвлена струминка витягується в горизонтальну нитку, яка, не розмиваючись, досягає кінця труби (рис. 3.4 а). Це свідчить про те, що шляхи частинок прямолінійні й паралельні одна одній. Такий рух, за якого всі частинки рухаються паралельними траєкторіями, називають *ламінарним* (від лат. *Lamina* – смужка).

У разі подальшого збільшення швидкості забарвлена струминка спочатку набуває хвилеподібного руху, а потім розмивається, змішуючись з основною масою води (рис. 3.4 б). Це пояснюється тим, що окремі частинки рідини рухаються за хаотичними траєкторіями. Такий неупорядкований рух, за якого окремі частинки рідини рухаються за хаотичними траєкторіями, у той час як уся маса рідини в цілому переміщується в одному напрямку, називають *турбулентним* (від лат. *turbulentus* – вихровий).

У турбулентному потоці відбуваються пульсації швидкостей, під дією яких частинки рідини, що рухаються в головному напрямку, набувають також поперечних переміщень, що зумовлює інтенсивне перемішування потоку по перерізу і потребує, відповідно, більшої витрати енергії на рух рідини, ніж при ламинарному потоці. Під час турбулентного руху близько розміщені частинки мають близькі за значенням швидкості й захоплюються у вихровий рух. При цьому утворюються як великі, так і дрібні вихри. Розмір таких вихрів, або глибина їх проникнення в шар до руйнування, називається *масштабом турбулентності*.

Рейнольдс установив, що величини, які впливають на рух рідини, можна об'єднати в безрозмірний комплекс, числове значення якого дозволяє робити висновки про режим руху рідини. Цей комплекс має назву *критерію Рейнольдса (або числа Рейнольдса)*:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}. \quad (3.18)$$

Під час руху потоку рідини по прямолінійній трубі ламінарний режим існує, якщо $Re \leq 2300$, турбулентний – якщо $Re \geq 10\,000$. Ділянку руху при значеннях Re від 2300 до 10 000, як правило, називають перехідною. Значення критерію Рейнольдса, що відповідає переходу від ламінарного руху до турбулентного, називається **критичним $Re_{кр}$** .

До критерію Рейнольдса входить середня швидкість потоку, розрахована за рівнянням $w = \frac{Q}{S}$. Дійсні ж швидкості рідини неоднакові в різних точках перерізу трубопроводу. Внаслідок дії сил тертя між шарами вони рухатимуться з неоднаковими швидкостями. При цьому розподіл зазначених швидкостей по перерізу потоку буде різним для ламінарного і турбулентного руху (рис. 3.5).

При ламінарному режимі руху по осі труби рідина має максимальну швидкість, а безпосередньо біля стінки труби внаслідок дії сил тертя її швидкість перетворюється на нуль.

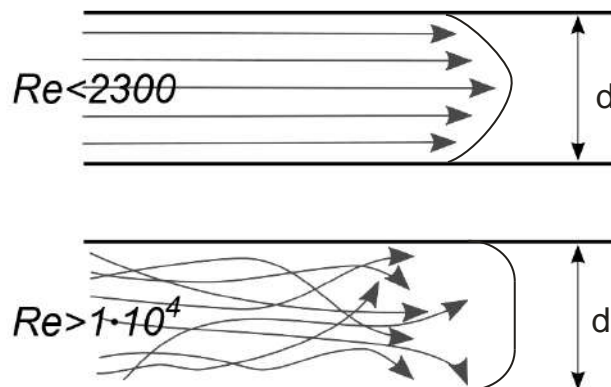


Рисунок 3.5 – Розподіл швидкостей по перерізу потоку: *a* – ламінарний режим; *б* – турбулентний режим ($Re < 2300$, $Re > 1 \cdot 10^4$, D)

Для ламінарного режиму руху розподіл швидкостей по перерізу потоку описується **законом Стокса**: $w = w_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$.

При ламінарному режимі руху потоку нестисливої рідини по прямій трубі максимальна швидкість по осі труби вдвічі більша за середню швидкість, або

$$w = \frac{w_{\max}}{2}.$$

Витрата рідини при ламінарному режимі руху рідини визначається за **рівнянням Пуазейля:**

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l}. \quad (3.20)$$

Під час течії рідини в турбулентному режимі виділяють центральну зону, в якій рух є розвиненим турбулентним, і гідродинамічний граничний шар, у якому рух переходить у ламінарний. У середині цього шару є тонкий прошарок, у якому сили в'язкості перевищують сили турбулентних пульсацій. Біля стінки швидкість рідини дорівнює нулю.

Під час турбулентного руху через хаотичний рух частинок відбувається вирівнювання швидкостей в основній масі потоку і їх розподіл по перерізу труби характеризується кривою, що значно відрізняється від параболи. Середня швидкість потоку w під час турбулентного руху дорівнює $w_{\text{сеп}} \approx 0,85 w_{\max}$.

Під час розгляду турбулентного руху рідини вводиться поняття турбулентної в'язкості. Переміщення частинок за хаотичними траєкторіями зумовлює виникнення додаткових дотичних напружень у рідині, які визначаються за рівнянням

$$\tau_T = -\rho \nu_T \frac{d\vec{w}_x}{dy}, \quad (3.21)$$

де ν_T – коефіцієнт турбулентної в'язкості.

Турбулентна в'язкість, на відміну від звичайної в'язкості не є фізико-хімічною константою, а залежить від факторів, що обумовлюють ступінь турбулентності потоку (швидкості рідини, відстані від стінки труби і т. ін.).

Сумарне дотичне напруження в турбулентному потоці визначається за формулою

$$\tau = \tau_n + \tau_T = -\rho(\nu + \nu_T) \frac{d\vec{w}_x}{dy}. \quad (3.22)$$

3.4. Закон Бернуллі для реальної рідини.

Гідравлічний опір трубопроводів

Під час течії реальної рідини в трубопроводі виникають втрати тиску, зумовлені подоланням сил тертя.

Рівняння Бернуллі для реальної рідини враховує втрачений напір і записується у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_n. \quad (3.23)$$

Визначення втрат напору є важливим практичним завданням, необхідним під час визначення енергетичних витрат на проведення процесів.

Втрати напору або тиску в трубопроводі під час руху по ньому реальної рідини зумовлені опором тертя і місцевими опорами. Втрати на тертя спостерігаються по всій довжині трубопроводу і залежать від режиму течії потоку, збільшуючись зі зростанням турбулентності. Місцеві опори виникають за будь-яких змін швидкості потоку внаслідок зміни його перерізу або напрямку течії рідини. До них належать вхід потоку в трубу і вихід з неї рідини, раптові звуження і розширення труб, відводи, коліна, запірні й регулювальні пристрої (крани, вентиля, засувки та ін.):

$$h_n = h_{тер} + h_{м.о}, \quad (3.24)$$

де $h_{тер}$ – втрати напору внаслідок тертя; $h_{м.о}$ – втрати напору внаслідок місцевих опорів.

Втрата тиску на подолання тертя під час течії потоку по круглій циліндричній трубі за рівнянням Дарсі – Вейсбаха дорівнюватиме

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w_{сеп}^2}{2}. \quad (3.25)$$

Для ламінарної рівномірної течії рідини вздовж осі циліндричної горизонтальної труби

$$\lambda = \frac{32\mu}{\rho w_{сep} R} = \frac{64}{Re}. \quad (3.26)$$

Тоді

$$\Delta p = \frac{32l\mu w_{сep} l}{d^2}. \quad (3.27)$$

Рівняння (3.28) має назву рівняння Гагена – Пуазейля.

Для каналів некруглого перерізу коефіцієнт опору обчислюється за залежністю

$$\lambda = \frac{C}{Re}, \quad (3.28)$$

де C – коефіцієнт, значення якого залежить від форми поперечного перерізу каналу (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта C для труб різних форм перерізу

Форма перерізу каналу	C	$Re_{кр}$	d_e
Коло діаметром d	64	2 320	D
Еліпс із півосями a і b	64	2 300	
Кільцева щілина	96	$\approx 2\,000$	$D - d$
Квадрат зі стороною a	57		a
Прямокутник зі сторонами a і b			
$a : b = 0,1$	85		
$a : b = 0,25$	73		
$a : b = 0,5$	62		
Трикутник рівнобедрений прямокутний з катетом a	52		$0,58a$
Трикутник рівносторонній зі стороною a	53		

При ламінарному режимі всі труби вважаються гідравлічно гладкими. Рідина ковзає по поверхні, огинаючи виступи шорсткостей, і вплив шорсткості труби на λ не враховується, тобто $\lambda = f(Re)$.

При турбулентному режимі потік має розвинену швидкість, тому коефіцієнт тертя залежить не лише від характеру руху рідини, а й від шорсткості стінок труб. На виступах, утворених шорсткістю, виникають вихри,

що гальмують рух рідини. При цьому $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{e_w}{d}\right)$, де e_w – еквівалентна шорсткість; d – діаметр труби (рис. 3.6). Орієнтовні значення середньої шорсткості поверхні труб наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Середні значення шорсткості труб

<i>Труби суцільнотягнуті</i>	
Технічно гладкі з латуні, міді, свинцю	0,0015–0,01
Нові сталеві	0,02–0,1
Сталеві бітумізовані	до 0,4
Сталеві водяних систем опалення	0,2
Сталеві водопровідні	1,2–1,5
Сталеві оцинковані	0,07–0,15
<i>Чавунні труби</i>	
Нові	0,25–0,1
Нові бітумізовані	0,1–0,15
Асфальтовані	0,12–0,3
Водопровідні, що були в експлуатації	1,4
Кородовані, що були в експлуатації	1,0–1,5
<i>Бетонні труби</i>	
Із затиранням поверхні	0,3–0,8
Із середньою якістю поверхні	2,5
Із грубою поверхнею	3–9

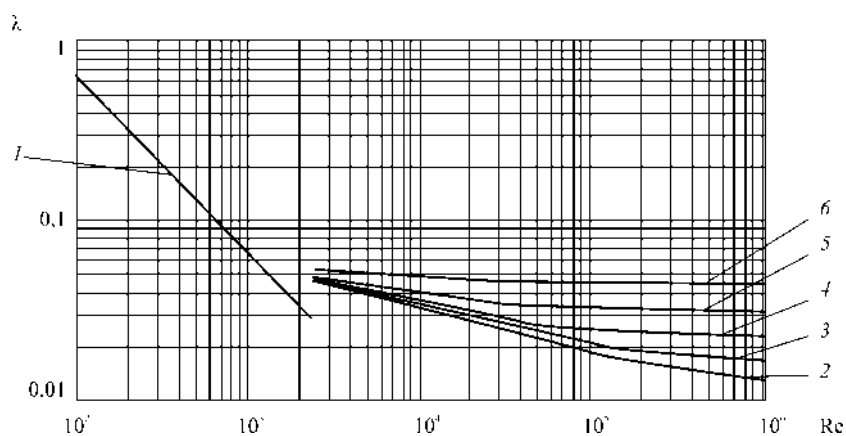


Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта гідравлічного тертя для труб круглого перерізу від числа Рейнольдса і відносної шорсткості:

1 – ламінарний режим, $Re < 2\,320$; 2 – 6 – турбулентний режим,
 $Re > 2\,320$, якщо $e_{ш}$:
 2 – $1 \cdot 10^{-4}$; 3 – $4 \cdot 10^{-4}$; 4 – $16 \cdot 10^{-4}$; 5 – $64 \cdot 10^{-4}$; 6 – $256 \cdot 10^{-4}$
 ($Re, \lambda, 0,01, 0,1, 1, 102, 103, 104, 105, 106, 1, 2, 3, 4, 5, 6$)

Течія рідини в криволінійних трубах круглого перерізу. Відцентрові сили, які діють на рідинні частинки, що знаходяться біля осі каналу, набагато перевищують сили, що діють у пристінних шарах. Це зумовлює виникнення *вторинних течій* (рис. 3.7). Вторинні течії впливають на профіль осьових швидкостей і, отже, на умови переходу від ламінарного режиму течії до турбулентного і на гідравлічний опір труби.

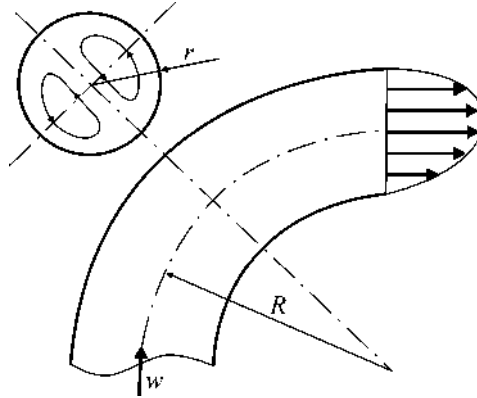


Рисунок 3.7 – Течія рідини в криволінійних трубах круглого перерізу
 (R, r, w)

На рисунку 3.8 показаний характер впливу числа Рейнольдса на коефіцієнт гідравлічного тертя за різної кривизни труб.

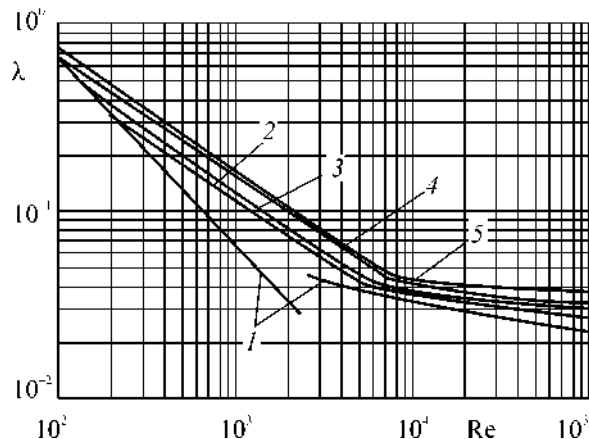


Рисунок 3.8 – Залежність коефіцієнта гідравлічного тертя від числа Рейнольдса за відносної кривизни труби: 1 – ∞ ; 2 – 50; 3 – 20; 4 – 10; 5 – 5

За подолання потоком рідини місцевих опорів відбуваються зміни швидкості потоку, наприклад під час раптового розширення або звуженні, зміни напрямку при повороті, проходження через запірно-регулювальні пристрої, утворюються застійні зони, у яких виникають замкнені вихри, на утворення яких витрачається механічна енергія. Втрати енергії при цьому виражають як частку від швидкісного напору:

$$\Delta p_{м.о} = \lambda_{м.о} \frac{\rho w_{сеп}^2}{2}, \quad (3.30)$$

де $\lambda_{м.о}$ – коефіцієнт місцевого опору.

При ламінарному режимі течії рідини коефіцієнт $\lambda_{м.о}$ залежить від геометричних розмірів і обернено пропорційний числу Re, при турбулентному – це константа, величина якої залежить лише від геометричних розмірів.

У разі раптового розширення (рис. 3.9) напір втрачається внаслідок удару потоку, що виходить із великою швидкістю w_1 із трубопроводу перерізом S_1 об потік, який рухається повільніше зі швидкістю w_2 у трубопроводі з більшим перерізом S_2 , при цьому в області прямого кута виникають вихри, в яких також втрачається напір.

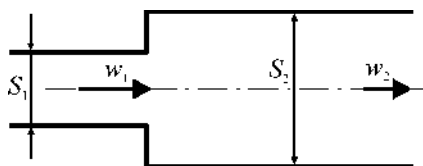


Рисунок 3.9 – Раптове розширення (S_1 , w_1 , S_2 , w_2)

Під час раптового звуження трубопроводу (рис. 3.10) втрата енергії зумовлена втратами на подолання тертя у звуженні й виникненням вихрів у широкій частині перед звуженням потоку.

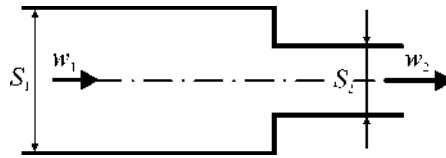


Рисунок 3.10 – Раптове звуження (S_1, w_1, S_2, w_2)

Під час проходження дифузора і конфузора (рис. 3.11) числові значення коефіцієнта місцевого опору залежать від кута розкриття α .

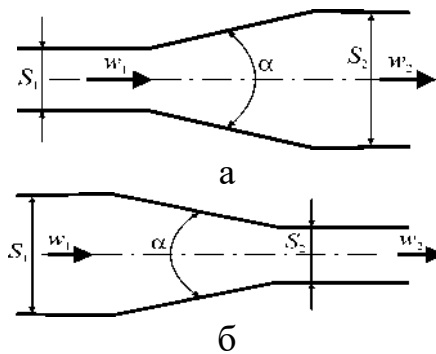


Рисунок 3.11 – Проходження рідиною:
 а – дифузора; б – конфузора ($S_1, w_1, S_2, w_2, \alpha$)

При зміні напрямку потоку, наприклад у відводі (рис. 3.12), утворення завихрень, що виникли внаслідок дії інерційних сил, також призводять до втрати енергії. Значення коефіцієнта місцевого опору в цьому разі залежить від кута повороту труби α .

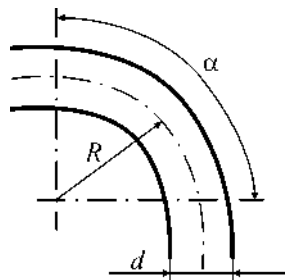


Рисунок 3.12 – Відвід (R, d, α)

Коефіцієнти місцевих опорів знаходять дослідним шляхом або теоретичними розрахунками, вони наведені в довідковій літературі.

Втрати тиску на місцеві опори можна виразити через втрати на тертя за такою залежністю:

$$\Delta p_{m.o} = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (3.30)$$

де l_e – еквівалентна довжина.

Еквівалентна довжина – це довжина такої ділянки прямої труби, під час проходження якої втрати тиску на тертя будуть такими самими, як втрати тиску під час проходження даного місцевого опору:

$$l_e = nd. \quad (3.32)$$

Величину n знаходять у довідковій літературі.

Загальна втрата напору під час течії рідини визначається за формулою

$$h_n = \frac{w_{cep}^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \lambda_{m.o} \right). \quad (3.32)$$

Втрати тиску знайдемо, виходячи з того, що $\Delta \delta = \rho g h_n$:

$$\Delta p_n = \frac{\rho w_{cep}^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \lambda_{m.o} \right). \quad (3.33)$$

Величина h_n не залежить від виду рідини та виражається в метрах стовпа рідини, а втрати тиску залежать від густини рідини.

Для вимірювання швидкостей руху рідини і газів у трубопроводах успішно використовуються прості пристрої, принцип роботи яких базується на рівнянні Бернуллі. Ці пристрої називаються трубками Піто – Прандтля. Трубка Піто – Прандтля (рис. 3.13) – це пристрій із відкритою трубкою 1, який знаходиться в трубці 2, що має отвір збоку. Трубку Піто встановлюють по осі трубопроводу відкритим кінцем назустріч потоку. Трубка Піто з'єднується з диференціальним манометром 3, що має вимірювальну шкалу.

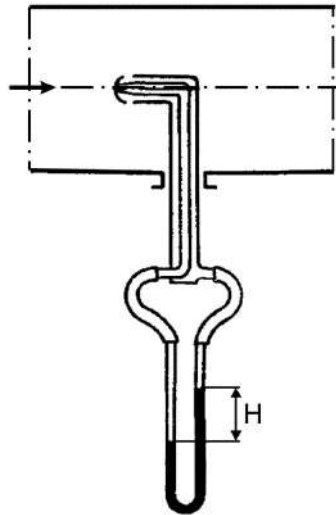


Рисунок 3.13 – Ілюстрація до схеми вимірювання трубкою Піто – Прандтля (h)

На трубку 1 з відкритим кінцем діють швидкісний і статичний напори, а на трубку 2 діє лише статичний напір середовища. Диференціальний манометр вимірює величину швидкісного напору $h = \frac{w^2}{2g}$. За результатами вимірів визначають максимальну швидкість рідини вздовж осі трубопроводу. Для визначення середньої швидкості рідини знімають епюру розподілу швидкостей по перерізу трубопроводу, пересуваючи трубку в різні точки перерізу трубопроводу.

3.5. Перетворення рівнянь Нав'є – Стокса.

Гідродинамічна подібність

Як уже зазначалося раніше, сучасними способами математики одержати аналітичний розв'язок диференціальних рівнянь руху реальної рідини вдається лише для окремих випадків. Теорія подібності дозволяє, не розв'язуючи цих рівнянь, перетворити їх й одержати функціональну залежність між критеріями подібності.

Запишемо рівняння Нав'є – Стокса в розгорненому вигляді для однієї координати z :

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \\ = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (3.34)$$

Виконаємо процедуру перетворення подібності, відкинувши знаки математичних операторів:

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial \tau} = \frac{w}{\tau}, \quad w_x \frac{\partial w}{\partial x} = w \frac{w}{l}, \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{p}{l}, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{w}{l^2}, \end{aligned}$$

де l – визначальний розмір.

Після цієї заміни рівняння (3.34) набуває вигляду

$$\rho \frac{w}{\tau} + \rho \frac{w^2}{l} = -\rho g + \frac{p}{l} + \mu \frac{w}{l^2}. \quad (3.35)$$

Поділивши другий доданок лівої частини на перший, одержимо

$$\frac{\rho w^2 / l}{\rho w / \tau} = \frac{w \tau}{l}. \quad (3.36)$$

Одержаний безрозмірний комплекс має назву критерію гомохронності:

$$Ho = \frac{w \tau}{l}. \quad (3.37)$$

Цей критерій враховує вплив нестационарності потоку на характер течії. Всі інші критерії, одержують при подальшому перетворенні рівнянь Нав'є – Стокса, характеризують співвідношення між різними силами, що діють на рідину під час її руху.

Поділивши другий член лівої частини на перший член правої частини, одержимо

$$\frac{\rho g}{\rho w^2 / l} = \frac{gl}{w^2}. \quad (3.38)$$

Це критерій Фруда, що враховує співвідношення сил інерції (її характеризую швидкість і тяжіння в потоці). Щоб уникнути чисел менших за

одиницю користуються оберненим виразом i , таким чином,

$$Fr = \frac{w^2}{gl}. \quad (3.39)$$

Поділимо знову другий член лівої частини на другий член правої частини:

$$\frac{p/l}{\rho w^2/l} = \frac{p}{\rho w^2}. \quad (3.40)$$

Одержаний комплекс характеризує співвідношення сил інерції й тиску. Оскільки течія рідини визначається не тиском, а перепадом тиску, що викликає цей рух, то критерій (3.40), який називається критерієм Ейлера, записується у вигляді

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}. \quad (3.41)$$

Ділення другого члена лівої частини на останній член правої дозволяє одержати найвідоміший критерій гідродинамічної подібності – критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{wl\rho}{\mu}. \quad (3.42)$$

Re характеризує співвідношення сили інерції (w) і сили в'язкісного тертя (μ). Після проведених перетворень відповідно до другої теореми подібності, розв'язок рівняння Нав'є – Стокса може бути записаний такою функціональною залежністю:

$$f(Ho, Fr, Eu, Re) = 0. \quad (3.43)$$

Оскільки течія рідини спостерігається в трубопроводах, каналах та інших системах, що мають певні геометричні розміри, то до критеріальних рівнянь належать симплекси геометричної подібності:

$$f\left(Ho, Fr, Eu, Re, \frac{l}{d_e}\right) = 0. \quad (3.44)$$

Як правило, у задачах гідродинаміки необхідно визначати перепад тисків,

який потрібен для створення заданої швидкості потоку, розраховувати опір трубопроводу (апарата) руху середовища. Тому в задачах гідродинаміки за невизначальний беруть критерій Ейлера. У цьому разі степенева залежність визначального критерію від визначальних називається **узагальненим критеріальним рівнянням гідродинаміки**:

$$Eu = A \cdot Re^m \cdot Fr^n \cdot Ho^p \cdot \left(\frac{l}{d_e} \right)^q. \quad (3.45)$$

Іноді задача визначення якоїсь фізичної величини, що входить до критерію подібності, є важкою. Наприклад, під час природної конвекції в рідині, що виникає під дією різниці густин рідини у двох точках простору, важко визначити швидкість конвективного потоку. Вплив сили тяжіння (природна конвекція) враховує критерій Фруда, проте він містить швидкість w .

У таких випадках величину, яку важко визначити, намагаються виключити за допомогою об'єднання двох або більше критеріїв. Новий критерій, що з'явився, дістав назву похідного критерію.

Повертаючись до розглянутого випадку природної конвекції, бачимо, що виключення швидкості можливе лише при комбінації критеріїв Рейнольдса та Фруда:

$$\frac{Re^2}{Fr} = \frac{w^2 l^2 \rho^2 / \mu^2}{w^2 / gl} = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2}. \quad (3.46)$$

Одержаний безрозмірний комплекс має назву критерія Галілея:

$$Ga = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2}. \quad (3.47)$$

Ще один із похідних критеріїв має важливе значення для гідродинамічних процесів, у яких відбувається взаємодія дисперсних і суцільних середовищ. Він називається критерієм Архімеда:

$$Ar = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2} \frac{\rho_0 - \rho}{\rho}. \quad (3.48)$$

3.6. Розрахунок діаметра трубопроводу

При заданій продуктивності діаметр трубопроводу може бути обчислений, виходячи з рівняння витрати

$$Q = wS = w \frac{\pi d^2}{4},$$

звідки

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}}, \quad (3.49)$$

де d – внутрішній діаметр трубопроводу; Q – об'ємна витрата рідини або газу; w – середня швидкість потоку.

Таким чином, розмір діаметра трубопроводу визначається вибором значення швидкості рідини, що рухається в ньому. Орієнтовні значення середньої швидкості потоку наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Орієнтовні значення середньої швидкості потоку

№ пор.	Потік	Середня швидкість, м/с
1	Фази за природної тяги	2–4
2	Гази за атмосферного тиску у вентиляційних газоходах і трубопроводах	5–20
3	Рідини під час руху самопливом	0,1–0,5
4	Рідини в напірних трубопроводах	0,5–2,5
5	Водяна пара за абсолютного тиску $P_{абс} \geq 4,9 \cdot 10^4$ Па	15–40

Чим вищою є вибрана швидкість, тим менший, згідно з рівнянням (3.49), необхідний діаметр трубопроводу. Водночас при збільшенні швидкості, відповідно до рівняння (3.32), збільшуються втрати напору в трубопроводі й, отже, зростають витрати енергії на її переміщення.

3.7. Рух рідини через шари твердих тіл

У багатьох процесах природоохоронних технологій (фільтрування, адсорбція, абсорбція, ректифікація та ін.) відбувається рух краплинних рідин або газів через нерухомі шари матеріалів, що складаються з окремих елементів.

Форма та розміри елементів зернистих шарів досить різноманітні: дрібні частинки осаду на фільтрах, гранули й шматки каталізаторів або адсорбентів, великі насадкові тіла (у вигляді кілець, сідел і т. ін.), що застосовуються в абсорбційних і ректифікаційних колонах. При цьому зернисті шари можуть бути монодисперсними або полідисперсними залежно від того, однакові чи різні за розміром частинки самого шару.

Під час руху рідини крізь зернистий шар рідина одночасно обтікає окремі елементи шару й рухається всередині каналів неправильної форми, утворених порожнечами та порами між елементами. Вивчення такого руху є змішаним завданням гідродинаміки.

Розрахунок гідравлічного опору зернистого шару може бути виконаний за залежністю, аналогічною за виглядом рівнянню для визначення втрати тиску на тертя в трубопроводах:

$$\Delta p = \lambda_0 \frac{l}{d_a} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (3.50)$$

Коефіцієнт λ_0 враховує вплив як загальних, так і місцевих втрат гідравлічного опору. λ_0 залежить від гідродинамічного режиму, зумовленого критерієм Рейнольдса.

Еквівалентний діаметр відповідає сумарному поперечному перерізу каналів у зернистому шарі й може бути визначений таким чином:

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{S\varepsilon}{\alpha_\kappa} \right)}{\frac{Sa}{\alpha_\kappa}} = \frac{4\varepsilon}{a}, \quad (3.51)$$

де a – питома поверхня, що є відношенням площі поверхні елементів або частинок матеріалу шару до об'єму шару, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon = \frac{V - V_0}{V}$ – порозність; V – загальний об'єм, що займає зернистий шар, м^3 ; V_0 – об'єм, що займають елементи шару, м^3 ; α_κ – коефіцієнт кривизни каналів.

Еквівалентний діаметр d_e може бути виражений також через розмір частинок, з яких складається шар:

$$d_e = \frac{2d\Phi\varepsilon}{3(1-\varepsilon)}, \quad (3.52)$$

де Φ – коефіцієнт сферичності; для кулястих частинок Φ дорівнює 1; $d = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{d_i}}$ – діаметр частинок у полідисперсному шарі; x_i – об'ємна або масова (за однакової густини) частка частинок твердої фази діаметром d_i .

Питому поверхню можна подати через фактор форми і порозність у такому вигляді:

$$a = \frac{6(1-\varepsilon)}{\Phi d}. \quad (3.53)$$

Дійсну швидкість рідини в каналах шару знайти важко. Тому доцільно виразити її через фіктивну швидкість w_0 , що дорівнює відношенню об'ємної витрати рідини до всієї площі поперечного перерізу шару.

Співвідношення між дійсною швидкістю і фіктивною швидкістю має вигляд

$$w = \frac{w_0}{\varepsilon}.$$

Підставивши значення d_e і w у рівняння (3.50), одержимо

$$\Delta p = \frac{3(1-\varepsilon)}{2\varepsilon^3\Phi} \lambda_0 \frac{H}{d} \frac{\rho w_0^2}{2}. \quad (3.54)$$

Для характеристики руху рідини в каналах шару використовують модифікований критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4w_0\rho}{a\mu} = \frac{4W}{a\mu}, \quad (3.55)$$

де W – масова швидкість рідини, віднесена до 1 м² перерізу апарата, кг/(м²·с).

При підстановці в рівняння (3.55) значення a одержуємо

$$\text{Re} = \frac{2}{3} \frac{\Phi}{1-\varepsilon} \text{Re}_0, \quad (3.56)$$

де $\text{Re}_0 = \frac{w_0 d \rho}{\mu}$ – модифікований критерій Рейнольдса, виражений через фіктивну швидкість потоку й діаметр частинок.

Потрібно зазначити, що під час руху рідини (газу) через зернистий шар турбулентність у ньому розвивається значно раніше, ніж під час течії по трубах, причому між ламінарним і турбулентним режимами немає різкого переходу. Ламінарний режим практично існує приблизно за $\text{Re} < 50$.

Ламінарний режим течії рідини часто спостерігається в одному з поширених процесів розподілу неоднорідних систем – фільтруванні через пористе середовище (шар осаду й отвори фільтрувальної перегородки). За малого діаметра пор i , відповідно, низького значення Re рух рідини під час фільтрування є ламінарним.

$$\text{При ламінарному режимі течії } \lambda_0 = \frac{133}{Re}.$$

Тоді гідравлічний опір зернистого шару для ламінарного режиму становить

$$\Delta p = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2 \mu H}{\Phi^2 \varepsilon^3 d^2} w_0. \quad (3.57)$$

Із рівняння (3.57) бачимо, що гідравлічний опір зернистого шару при ламінарному режимі течії прямо пропорційний швидкості.

Якщо $Re > 7\,000$, настає автомодельна зона турбулентного режиму руху в зернистому шарі ($\lambda_0 \approx 2,34 = const$). Зі збільшенням турбулентності вплив швидкості рідини на гідравлічний опір зростає.

Порозність ε значною мірою залежить від способу завантаження шару. При вільному засипанні шару кулястих частинок частка вільного об'єму зернистого шару в середньому становить $\varepsilon \approx 0,4$. Однак практично ε в цьому разі може змінюватися від 0,35 до 0,45 і більше.

Крім того, величина ε може залежати від співвідношення між діаметром d частинок і діаметром D апарата, у якому знаходиться шар. Це пов'язане з так званим **п р и с т і н н и м е ф е к т о м**: густина частинок, що прилягають до стінок апарата, завжди менша, а порозність шару біля стінок завжди вища, ніж у центральній частині апарата. Зазначена відмінність порозності тим значніша, чим більше відношення d/D .

Унаслідок цього під час моделювання промислових апаратів із зернистим шаром діаметр моделі повинен перевищувати діаметр частинок шару не менше ніж у 8–10 разів.

Пристінний ефект не лише змінює порозність шару, а й призводить до нерівномірної порозності його по перерізу апарата. Це, у свою чергу, викликає нерівномірність розподілу швидкостей потоку: швидкості біля стінок, де частка вільного об'єму шару більша й опір руху нижчий, перевищують швидкості в центральній частині апарата. Тому в пристінних шарах може відбуватися проскакування потоку без достатнього контакту із зернистим шаром. Із тієї самої причини може спостерігатись і нерівномірність розподілу рідини під час її плівкової течії в насадкових абсорбційних і ректифікаційних колонах.

Гідродинаміка апаратів зі зваженим (псевдозрідженим) шаром

Апарати зі зваженим шаром широко використовуються для проведення процесів адсорбції, сушіння, теплообміну. Псевдозрідження матеріалів дозволяє досягти рівномірного розподілу концентрацій, збільшити поверхню контакту фаз, що обумовлює інтенсифікацію процесів.

Взаємодія суцільного середовища із зернистим шаром відбувається в апаратах із примусовим рухом суцільного середовища крізь зернистий матеріал. При цьому газ або рідина подається під шар частинок, що вільно лежать на проникній розподільній ґратці. Різниця статичних тисків у потоці під і над шаром дисперсного матеріалу визначає кількість енергії, переданої суцільною фазою зернистому шару. На рисунку 3.14 подана експериментальна залежність гідравлічного опору шару частинок від фіктивної швидкості суцільної фази (швидкості, віднесеної до повного поперечного перерізу шару).

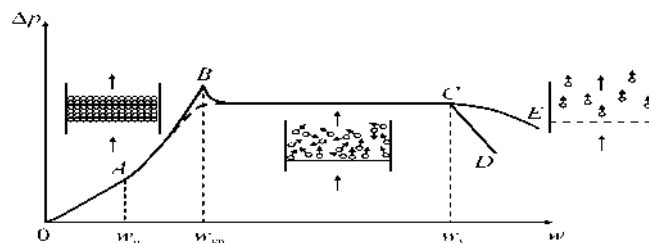


Рисунок 3.14 – Залежність гідравлічного опору зернистого шару від фіктивної швидкості суцільного середовища й гідродинамічні режими роботи апаратів із зернистим шаром (Δp , 0, A, B, C, D, E, w , $w_{п}$, $w_{кр}$, $w_{з}$)

Залежність $\Delta p = f(w)$ (рис. 3.14) має кілька характерних точок. Область невисоких швидкостей – лінія ОВ – відповідає фільтрації суцільного середовища через нерухомий зернистий шар. Початкова область кривої ОВ відповідає режиму фільтрації. Область ОА відповідає ламінарному режиму фільтрації, а АВ – перехідному і турбулентному режимам фільтрації.

Якщо немає перешкод розширенню шару, то за певної швидкості руху середовища, що має назву критичної $w_{кр}$ (точка В), коли силовий вплив суцільного середовища перевищить вагу частинок, останні набувають рухомості й починають переміщатись одна відносно одної, утворюючи зважений шар (область ВР). Частинки твердої фази у зваженому шарі хаотично рухаються, обертаючись і співударяючись. Загальний об'єм шару збільшується, збільшується його пористість. Зважений шар твердих частинок називається також *псевдозрідженням*, або *киплячим*, оскільки йому, подібно рідині, властива текучість. У момент початку псевдозрідження – у точці В – спостерігається пік перепаду тиску, пов'язаний здебільшого з подоланням сил тертя шару частинок об стінку апарата й меншою мірою – зчепленням частинок між собою, перерозподілом енергії газових струменів в отворах решітки. Сплеск перепаду тиску для неущільнених матеріалів у середньому становить 5–10 % Δp . У разі зменшення швидкості суцільного середовища й зворотному переході шару в нерухомий стан пік перепаду тиску відсутній (пунктир на рис. 3.14). У стані псевдозрідження за умови збільшення фіктивної швидкості (або витрати) суцільного середовища шар розширюється, при цьому локальна швидкість середовища в проміжках між частинками залишається майже сталою і перепад тиску не залежить від фіктивної швидкості. Перепад тиску на межах шару визначається його вагою:

$$\Delta p = \left(\rho_c \varepsilon_0 + \rho_m (1 - \varepsilon_0) \right) g H_0 = \left(\rho_c \varepsilon + \rho_m (1 - \varepsilon) \right) g H, \quad (3.58)$$

де ρ_m , ρ_c – густина твердого матеріалу суцільного середовища відповідно, кг/м^3 ; ε_0 , ε – пористість шару в нерухомому стані й при

псевдозрідженні; H_0 , H – висота шару в нерухомому стані й при псевдозрідженні.

За подальшого збільшення швидкості суцільного середовища шар продовжує розширюватися, концентрація частинок знижується настільки, що кожену частинку можна розглядати як поодинокую. По досягненні значення швидкості потоку, що відповідає швидкості витання поодинокі частинки, матеріал виноситься з апарата. На рисунку 3.14 це лінія CD. Точка C відповідає початку віднесення матеріалу, швидкість w_B називається **швидкістю віднесення**. Таким чином, зважений шар твердих частинок існує в певному діапазоні швидкостей потоку від $w_{кр}$ до w_B , а BC – область роботи апаратів зі зваженим шаром. В апаратах зі зваженим шаром розрізняють три зони з різною структурою: приграткову зону, основний киплячий шар і надшаровий простір (рис. 3.15).

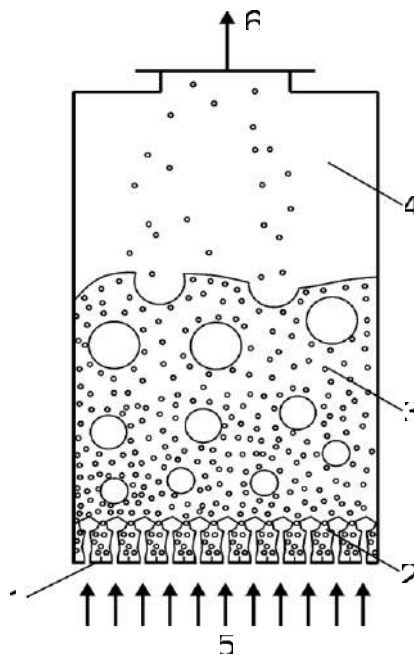


Рисунок 3.15 – Апарат зі зваженим шаром: 1 – газорозподільна ґратка;
2 – приграткова зона; 3 – основний киплячий шар; 4 – надшаровий простір;
5 – вхід газу; 6 – вихід газу

У пригратковій зоні відбувається формування і розвиток струменів газу,

що виходять з отворів газорозподільної решітки. Газорозподільна ґратка слугує для рівномірної подачі легкої фази в апарат, перешкоджає провалу частинок й утворенню застійних зон матеріалу на її поверхні. Для рівномірного розподілу газу по перерізу апарата необхідно, щоб ґратка, маючи достатній гідравлічний опір, забезпечувала однакову витрату через усі отвори. Отже, необхідно, щоб спад тиску на розподільнику був значно більший від опору входу.

Гідравлічний опір сухої газорозподільної ґратки визначається за формулою

$$\Delta p = \xi \rho \frac{w_{ome}^2}{2}, \quad (3.59)$$

де w_{ome} – швидкість газу в отворах ґратки; ξ – коефіцієнт гідравлічного опору ґратки.

Орієнтовно можна взяти для ковпачкових ґраток $\xi = 1,5$, для ґраток із круглими отворами $\xi = 1,8-2$. Опір ґратки із шаром частинок зростає на 10–20 % унаслідок часткового забивання отворів і стисненого проходження струменів газу. Живий переріз ґратки (відношення сумарної площі отворів до вільного поперечного перерізу апарата) за різними рекомендаціями становить від 2 до 30 %.

Зона основного киплячого шару – область взаємодії суцільної й дисперсної фаз і зона перебігу основних фізико-хімічних процесів у киплячому шарі. Характер псевдозрідження дисперсного матеріалу й діапазон робочих умов, за яких підтримується псевдозрідження, значно змінюються для різних систем газ (рідина) – тверде тіло і залежать як від властивостей дисперсної і суцільної фаз, так і від конструкції апарата, у якому здійснюється процес.

В інтервалі швидкостей від $w_{кр}$ до w_v шар розширюється, його пористість ε і загальна висота H зростають порівняно з їх початковими значеннями ε_0 і H_0 для нерухомого шару:

$$H = \frac{1 - \varepsilon_0}{1 - \varepsilon} H_0. \quad (3.60)$$

Величину ε розраховують за рівнянням

$$\varepsilon = \left(\frac{18\text{Re} + 0,351\text{Re}^2}{Ar} \right)^{0,21}. \quad (3.61)$$

Залежність між критеріями Рейнольдса та Архімеда для режиму псевдозрідження має вигляд

$$\text{Re} = \frac{Ar \cdot \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,59\sqrt{Ar \cdot \varepsilon^{4,75}}}. \quad (3.62)$$

Для неоднорідних псевдозріджених систем пористість помітно нижча, ніж для однорідних, однак для практичних розрахунків рівняння (3.61) цілком прийнятне. При розрахунках псевдозрідження несферичних частинок необхідно враховувати фактор форми частинок. Для полідисперсних шарів характерна наявність інтервалу швидкостей початку псевдозрідження та віднесення, пов'язаного з тим, що для різних фракцій існують свої критична швидкість і швидкість віднесення. Для полідисперсних шарів при розрахунках як розрахунковий розмір частинки потрібно підставляти еквівалентний діаметр. Якщо псевдозрідження зазнають частинки різної густини, то можуть відбуватися повне змішування, часткове змішування й сегрегація частинок.

Верхня зона киплячого шару – *надшаровий (сепараційний) простір*, або зона віднесення, де концентрація твердих частинок знижується з висотою. Існує два види віднесення: віднесення дрібних частинок, для яких швидкість віднесення менша від швидкості газу, і викиди частинок, зумовлені неоднорідністю киплячого шару, формуванням і розвитком газових пухирців. Зниженню віднесення сприяють різного виду пристрої типу відбійних решіток. Збільшення висоти надшарового простору до певної величини призводить до зниження інтенсивності віднесення, подальше збільшення висоти сепараційної зони не впливає на величину віднесення. Орієнтовно величину надшарового простору можна визначити за співвідношенням $H_{cen} \geq 0,8H$.

За псевдозрідження поганосипких і різнофракційних матеріалів

використовують нестационарне, або *імпульсне* псевдозрідження. Під час створення низькочастотних збурень (0,5–5 Гц) застосовують пульсаційну техніку, для надання середньочастотного впливу (10–100 Гц) використовують вібраційні пристрої та високооборотні мішалки. Для створення високочастотного резонансу на рівні окремих зерен шар опромінюють акустичними (ультразвуковими) хвилями. Вибір частотного діапазону залежить від конкретних вимог, що ставляться до технологічного процесу, і від властивостей гетерогенного середовища. Найбільшого поширення в промисловій практиці набули *віброзріджені шари*, що утворюються під час впливу сил інерції, що виникають унаслідок механічних вібрацій певних вузлів апарата, створюваних за допомогою спеціальних пристроїв – вібраторів. Вібрувальними елементами апаратів можуть бути днища, похилі лотки, робочі камери, а також вібратори у вигляді труб, пластин або перегородок, уведених безпосередньо в робочу камеру. Найчастіше використовуються гармонічні коливання частотою 5–50 Гц. Вібраційний вплив може поєднуватися з фільтрацією газу або рідини. Фільтрація газу використовується у випадках, коли створити киплячий шар шляхом продування газу неможливо, а також важко створити й суто віброкиплячий шар. Прикладом таких матеріалів є тонкодисперсні порошки. Вібрація зменшує утворення наскрізних газових каналів із проскакуванням газу, знижує віднесення дрібної фракції. Швидкість газу, що продувається через шар, нижча, ніж при псевдозрідженні лише газом. Апарати з віброзрідженим шаром матеріалу можуть використовуватися в процесах, що відбуваються за підвищених або знижених тисках.

Імпульсне псевдозрідження здійснюється за пульсуючої подачі суцільного середовища. Пульсації суцільного середовища усувають застійні зони, агломерати твердої фази, збільшують турбулізацію потоку, знижують поздовжнє перемішування, зменшують зовнішньодифузійний опір у масообмінних процесах. Імпульсна подача рідини або газу забезпечується за допомогою спеціальних пристроїв – пульсаторів. За пульсуючої подачі суцільного середовища швидкість дуття може змінюватися за синусоїдальним

законом близько певного середнього значення або східчато. В останньому випадку найбільш часто пульсуючий шар створюється періодичним умиканням (активна частина періоду) і вимиканням дуття (пасивна частина періоду). В активній частині періоду утворення зваженого шару проходить через ряд послідовних стадій:

- утворення над ґраткою поршня суцільної фази, що піднімає шар матеріалу;
- розширення шару;
- прорив поршневої бульбашки;
- звичайне псевдозрідження.

У пасивній частині періоду шар поступово осідає на ґратку. За низьких частот пульсацій (менше ніж 1 Гц) і за достатньої тривалості активного й пасивного періодів властивості пульсуючого шару в активній частині періоду, як правило, вважають такими самими, як у киплячого, у пасивній частині – як у суцільного. За більш високих частот (більше ніж 1 Гц), коли впродовж активного періоду не встигає встановитися звичайне псевдозрідження, спостерігаються хвильові рухи шару. За частот вище ніж 5 Гц коливальний рух вироджується і пульсуючий шар зовні нічим не відрізняється від звичайного киплячого.

3.8. Рух частинок у рідинах

Рух твердих частинок. Під час руху твердого тіла в рідині або газі на нього діють сили опору середовища. Характер руху тіла залежить від цього опору. Сили опору спрямовані в протилежний бік напрямку руху тіла і складаються із сил тертя й сил інерції. Опір тертя переважає за невеликих швидкостей руху і маленьких розмірів частинок, а також за великої в'язкості середовища. У цьому разі потік плавно обтікає частинку дисперсної фази – спостерігається ламінарний режим руху частинки. За вищих швидкостей руху (зі збільшенням числа Re) значну роль відіграють сили інерції. У кормовій частині частинки дисперсної фази створюються завихрення і відбувається

явище, що дістало назву відриву примежового шару (рис. 3.16).

Згідно із законом Ньютона опір середовища в загальному випадку визначається рівнянням

$$R = \xi F \frac{\rho w_0^2}{2}, \quad (3.63)$$

де R – сила опору, Н; ξ – коефіцієнт опору середовища; F – площа поперечного перерізу частинки, м²; ρ – густина середовища, кг/ м³; w_0 – швидкість осадження частинки, м/с.

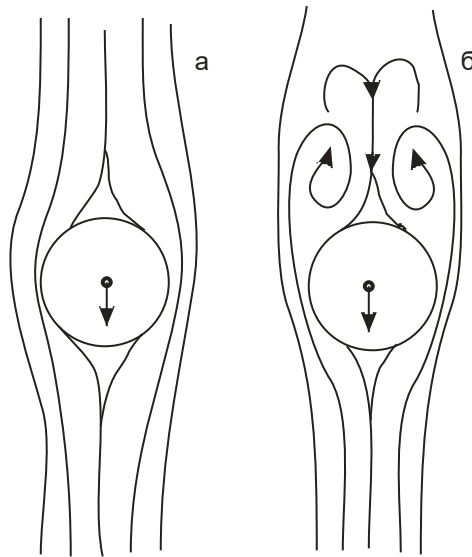


Рисунок 3.16 – Рух твердого тіла в рідині:

а – ламінарний потік; б – турбулентний потік

Для частинки круглої форми $F = \frac{\pi d^2}{4}$. Тоді рівняння (3.63) набере

вигляду

$$R = \zeta \frac{\pi}{4} d^2 \frac{\rho w_0^2}{2}.$$

Уведемо поняття коефіцієнта опору:

$$\psi = \zeta \frac{\pi}{8}. \quad (3.64)$$

Тоді

$$R = \psi d^2 \rho w_0^2. \quad (3.65)$$

Звідси для ψ одержимо

$$\psi = \frac{R}{\rho d^2 w_0^2}. \quad (3.66)$$

За обтікання частинок рідини за аналогією із внутрішньою задачею гідродинаміки також виділяються три основні режими: ламінарний ($Re \leq 2$), перехідний ($2 < Re < 500$) і турбулентний ($Re > 500$) (табл. 3.4).

Вираз для визначення сили опору для кожного режиму можна одержати, підставивши в рівняння (3.65) значення ψ , що відповідає даному режиму.

Наприклад, для ламінарного режиму маємо

$$R_n = \frac{3\pi}{Re} d^2 \rho w_0^2 = 3\pi \mu d w_0. \quad (3.67)$$

Таблиця 3.4 – Значення коефіцієнта опору для різних режимів осадження частинок

Ламінарний режим	Перехідний режим	Турбулентний режим
$\psi = \frac{3\pi}{Re}$	$\psi = \frac{7,27}{Re^{0,6}}$	$\psi = \frac{\pi}{6}$

У процесі осадження сила опору середовища повинна компенсувати силу ваги G .

Тоді для ламінарного режиму

$$3\pi \mu d w_0 = \frac{\pi}{6} d^3 (\rho_m - \rho) g, \quad (3.68)$$

де ρ_m, ρ – густина твердої частинки й середовища, у якому відбувається осадження відповідно; g – прискорення вільного падіння.

Виконуючи скорочення і розв'язуючи рівняння (3.68) відносно швидкості осадження, одержимо

$$w_0 = \frac{d^2 (\rho_m - \rho) g}{18\mu}. \quad (3.69)$$

Рівняння (3.68) називається *рівнянням Стокса*.

За законом Стокса швидкість осадження твердої частинки прямо пропорційна квадрату діаметра частинки, різниці густин частинки і середовища та обернено пропорційна в'язкості середовища, в якому відбувається осадження.

З рівняння (3.68) можна визначити припустимі розміри круглих частинок, осадження яких описується законом Стокса:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{18\mu w_0}{(\rho_m - \rho)g}}. \quad (3.70)$$

Подамо останнє рівняння в іншому вигляді:

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{18\mu^2 Re}{d(\rho_m - \rho)g\rho}}, \quad (3.71)$$

або

$$d_{кр} = \sqrt[3]{\frac{18\mu^2 Re}{(\rho_m - \rho)g\rho}}. \quad (3.72)$$

Підставивши в рівняння допустиме значення $Re = 2$, одержимо

$$d_{кр} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 18\mu^2}{9,81(\rho_m - \rho)\rho}} \approx 1,56 \cdot \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{(\rho_m - \rho)\rho}}. \quad (3.73)$$

Подібні розрахунки можна провести й для інших режимів. Однак у реальному процесі не завжди відомий режим осадження частинок. У такому разі нам доводиться попередньо задаватися режимом осадження, розраховувати швидкість осадження, а потім перевіряти, чи відповідає режим осадження вибраному. У цьому полягає недолік наведеного методу розрахунку.

П. Б. Лященко розробив оригінальний метод розрахунку, що дозволяє уникнути послідовних наближень в обчисленнях. Він запропонував виключити з рівняння (3.65) швидкість осадження. Помноживши рівняння (3.66) на Re^2 ,

одержимо

$$\psi \operatorname{Re}^2 = \frac{R\rho}{\mu^2}, \quad (3.74)$$

або

$$\psi \operatorname{Re}^2 = \frac{R}{\rho v^2}. \quad (3.75)$$

Підставимо в рівняння (3.75) замість R значення сили ваги G й одержимо

$$\psi \operatorname{Re}^2 = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{gd^3}{v^2} \cdot \frac{\rho_m - \rho}{\rho}. \quad (3.76)$$

Вираз, наведений у лівій частині рівняння, дістав назву **критерію Ляценка**:

$$Ly = \psi \operatorname{Re}^2. \quad (3.77)$$

Рівняння (3.77) називається рівнянням осадження.

Величина, що знаходиться в правій частині рівняння (3.76), – це не що інше, як критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{gd^3}{v^2} \cdot \frac{\rho_m - \rho}{\rho}. \quad (3.78)$$

Виходячи з наведених рівнянь, маємо

$$Ly = \frac{\pi}{6} Ar. \quad (3.79)$$

Критерій Ляценка

$$Ly = \frac{w_0^3 \rho^2}{\mu(\rho_m - \rho)g}. \quad (3.80)$$

Також П. Б. Ляценком були складені таблиці й графічні залежності між критеріями Ляценка, Архімеда й Рейнольдса. За їх допомогою можна розв'язувати такі задачі:

- 1) визначити швидкість осадження частинок (за відомим діаметром визначити критерій Ar , потім критерій Ly , а після цього швидкість осадження);
- 2) визначити діаметр частинок, що осаджуються за відомої швидкості осадження (визначають критерій Ly , потім критерій Ar і за відомим значенням

критерію Архімеда знаходять діаметр частинки).

У разі, якщо форма частинок, що осаджуються, відмінна від кулястої, швидкість осадження визначається виразом

$$w_{oc} = Iw_o, \quad (3.81)$$

де I – коефіцієнт форми частинки.

Для частинок кутової форми $I = 0,66$, довгастої – $I = 0,58$, пластинчастої $I = 0,43$.

Якщо осадження частинок відбувається в потоці, що рухається, то в потоці суцільного середовища завжди існує градієнт тиску, який може бути зумовлений гравітацією, гальмуванням або прискоренням потоку чи втратою енергії, пов'язаної з тертям потоку об стінки апарата або каналу. В усіх цих випадках на частинку діятиме сила, зумовлена градієнтом тиску. Для кулі

$$F_g = -grad p \frac{\pi d^3}{6}. \quad (3.82)$$

У разі порушення в суцільному середовищі стоячих хвиль відбувається міграція частинок під дією як сил тертя й інерції приєднаної маси, так і сили від градієнта тиску. На рисунку 3.17 показана зміна тиску в стоячій хвилі. У перерізі 0–0 у момент часу τ_1 середовище переміщається із зони розрідження до зони стиснення (стрілка 3). У момент τ_2 середовище переміщається в протилежний бік (стрілка 4). Якщо густина частинок і середовища однакова, то частинка буде коливатися разом із середовищем без руху. Якщо $\tau_2 > \tau_1$, сила F_g перевищує силу інерції частинки, і частинка відставатиме від середовища, поступово зміщуючись із кожним наступним періодом у зону вузла хвиль (точка В). Якщо переріз 0–0 розміщений праворуч від точки У, також відбувається зміщення до зони вузла хвиль. Якщо $\tau_2 < \tau_1$, картина буде протилежною. Під дією більшої інерції частинка випереджатиме гальмувальне середовище і зміщуватиметься до зони пучності хвиль (точка П).

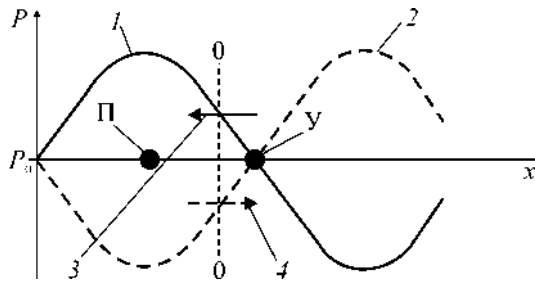


Рисунок 3.17 – До механізму міграції частинок у стоячих хвилях:
 1, 2 – розподіл тиску в моменти часу τ_1 і τ_2 відповідно; 3, 4 – напрямки руху середовища в перерізі 0–0 у моменти часу τ_1 і τ_2 відповідно; В – вузол хвиль;
 П – вузол пучності хвиль (P, P₀, П, В, 0, x, 1, 2, 3, 4)

Прикладом практичного застосування цього ефекту може бути *акустична коагуляція* частинок у газі, де частинки, збираючись у зоні пучності хвиль, коагулюють у великі агрегати, що сприяє підвищенню ефективності осадження, і випадають із газового потоку.

Багаторазового збільшення швидкості осадження частинок можна досягти зміною напрямку швидкості потоку. Це легко показати, якщо уявити рух частинки в обертовому потоці, коли сили ваги набагато менші за відцентрові. У найпростішому випадку, коли траєкторія руху частинки неістотно відрізняється від траєкторії руху частинок суцільного середовища, рівняння рівноваги сил можна подати у вигляді

$$(\rho_m - \rho) \frac{\pi d^3}{6} \frac{w_\varphi^2}{R} = P(w_r), \quad (3.83)$$

де w_φ – тангенціальна швидкість потоку і частинки; R – радіус обертання потоку; w_r – радіальна швидкість частинки (швидкість осадження в обертовому потоці).

Практика показала, що в криволінійних і закручених потоках величина $\frac{w_\varphi^2}{R}$ може в сотні й тисячі разів перевищувати прискорення вільного падіння g , що зумовлює інтенсифікацію процесу осадження. Цей принцип осадження

широко застосовується для очищення газів у циклонах і стічних вод у гідроциклонах, центрифугування суспензій. Із формули (3.82) випливає, що для підвищення ефективності осадження потрібно зменшувати радіус обертання потоку. Цей принцип ефективно використовується в батарейних циклонах і гідроциклонах, а також у зернистих фільтрах, у яких радіус кривизни ліній струму несучого потоку визначається не розміром елемента апарата (десятки сантиметрів), а розміром зерна (міліметри).

Застосовуючи рушійні електричні сили, також вдається набагато збільшити швидкість осадження частинок. Як правило, такі процеси реалізуються в електрофільтрах під час очищення газів. Під дією сталої напруги, що подається на коронувальний та осаджувальний електроди, відбувається іонізація повітря й накопичення частинками негативного заряду від вільних електронів. Під дією електричної сили частинки осаджуються на осаджувальних електродах.

Рух крапель і бульбашок. Багато природоохоронних процесів (мокре пиловловлювання, екстракція, абсорбція тощо) відбувається під час диспергування рідини та газу. Диспергування рідини або газу дозволяє проводити процес при розвиненій поверхні контакту фаз, утвореній краплями і бульбашками газу, що, у свою чергу, викликає інтенсифікацію процесів перенесення маси й теплоти.

Диспергування може здійснюватися шляхом різних динамічних впливів у суцільному середовищі, а також під час проходження середовища через отвори, діаметри яких і визначають розмір крапель та бульбашок. Під час диспергування рідини та газу за другим методом витрати енергії на проведення процесу мінімальні.

Модель відриву легкої краплі або бульбашки зображена на рис. 3.18, відповідно до якого умови відриву краплі можна подати як рівновагу сил поверхневого натягу, що втримують краплю по периметру отвору, і рівнодійної сил ваги та Архімеда:

$$\frac{\pi d^3}{6} \Delta \rho g = \pi d_{отв} \sigma, \quad (3.84)$$

де $\Delta \rho$ – різниця густин суцільної і дисперсної фаз.

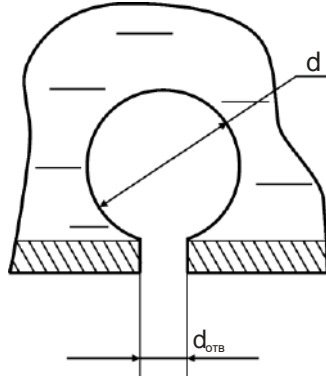


Рисунок 3.18 – Схема відриву легкої краплі або бульбашки ($d, d_{отв}$)

Рух крапель і бульбашок у рідині відрізняється від руху твердих частинок наявністю двох основних ефектів: рухомістю поверхні розподілу фаз та здатністю крапель і бульбашок змінювати свою форму. На рух крапель або бульбашок впливають такі параметри: еквівалентний діаметр краплі або бульбашки d_e ; швидкість потоку суцільного середовища w ; густина і в'язкість суцільного середовища ρ, μ ; в'язкість диспергованого середовища μ_d ; поверхневий натяг σ .

Для характеристики руху крапель і бульбашок використовують критерії Вебера, Мортонна, Бонда і симплекс $\mu^* = \frac{\mu}{\mu_1}$, що характеризує рухомість поверхні розподілу фаз.

Критерій Вебера $We = \frac{\rho w^2 d_e}{\sigma}$ є мірою відношення сил інерції до сил міжфазного натягу і характеризує сталість цього відношення в подібних точках подібних потоків.

Модифікований критерій Мортонна $M = \frac{g \mu^4 \rho_d - \rho}{\rho \sigma^3 \rho}$ характеризує фізичні

властивості фаз.

Критерій Бонда $Bo = \frac{gd_e \rho_d - \rho}{\sigma}$ характеризує відношення сили тяжіння і

гідростатичного тиску до сили поверхневого натягу.

Критеріальне рівняння, що описує рух крапель і бульбашок, має вигляд

$$Re = f(We, \mu^*). \quad (3.85)$$

Під час руху під дією сили тяжіння рівняння набирає вигляду

$$Re = f(We, M, Bo, \mu^*). \quad (3.86)$$

Залежно від характеру обтікання крапель і бульбашок рідиною, а також від форми, яку вони набирають у процесі руху, розрізняють кілька основних режимів (табл. 3.5).

Режим сферичних крапель і бульбашок характерний для частинок невеликого розміру. Для коефіцієнта опору рідкої сферичної частинки існує такий вираз:

$$\psi = \frac{24}{Re} \frac{2 + 3\mu^*}{3(1 + \mu^*)}. \quad (3.87)$$

Таблиця 3.5 – Режими руху крапель і бульбашок

Режим течії	Форма частинок
$Re \leq 1$	Сферичні краплі та бульбашки
$Re \leq 100$ $Re \leq 750$	Сферичні краплі та бульбашки. Еліпсоїдальні краплі
Автомодельний режим	Коливні еліпсоїдальні краплі та бульбашки

Швидкість руху сферичних крапель і бульбашок під дією сили тяжіння за $Re \leq 1$ визначається за формулою

$$w = \frac{gd_e^2 (\rho_d - \rho)}{18\mu} \frac{3(1 + \mu^*)}{2 + 3\mu^*}. \quad (3.88)$$

За наявності навіть незначної кількості домішок у рідині відбувається гальмування крапель і бульбашок. При цьому їх гранична швидкість знижується і стає близькою до швидкості руху твердої частинки того самого діаметра, визначеної за рівнянням Стокса.

Якщо $Re \leq 750$, відбувається деформація крапель. Деформація краплі викликає збільшення в розмірах зони зворотно-вихрової течії за краплею. Циркуляція в цій зоні стає більш інтенсивною, що спричиняє ще більшу деформацію кормової частини краплі. У разі подальшого збільшення чисел Re і $We \geq 0,53$ крапля набирає форму еліпсоїда обертання.

В інтервалі значень критерію Вебера $1,2 \leq We \leq 4$ рух крапель стає нестійким. Нестійкість руху виявляється, з одного боку, у коливаннях краплі в цілому, а з іншого – у коливаннях її поверхні. Вихри за краплею стають нестабільними й несиметричними. Їхнє періодичне відривання збурює зовнішній потік і викликає пульсації тиску на поверхні краплі. Це призводить до порушення коливань і, зрештою, до втрати стійкості прямолінійного руху краплі.

Якщо рух крапель і бульбашок відбувається в турбулентному потоці, то необхідно враховувати силовий вплив турбулентних пульсацій потоку на дисперсну фазу і злиття частинок, що часто спостерігається.

3.9. Плівкова течія рідини

У ряді процесів природоохоронних технологій (пиловловлювання, випарювання, конденсація, абсорбція, ректифікація та ін.) застосовуються апарати із плівковою течією рідини. Під час проведення процесів у тонких плівках збільшується поверхня контакту фаз, що зумовлює інтенсифікацію процесів масо- і теплообміну. Інтенсифікація процесів залежить від товщини плівки та ступеня її турбулізації. Ще одним фактором, що обумовлює застосування плівкової течії, є зменшення витрати рідини.

Розрізняють конвективні, конденсатні плівки та плівки, що випаровуються. Конвективні плівки штучно створюються за допомогою розподільних пристроїв. Під час руху такої плівки витрата зрошувальної рідини не змінюється. Конденсатні плівки утворюються внаслідок конденсації на стінці парів рідини. Під час стікання такої плівки на її вільній поверхні конденсуються нові порції пари, тому витрата рідини в поперечному перерізі

потоків і товщина плівки збільшуються. У плівок, що випаровуються, витрата рідини і товщина плівки зменшуються в міру стікання рідини.

Залежно від розміщення поверхні розрізняють вертикальну, похилу (рис. 3.19) і горизонтальну течії плівки. Плівка може рухатися прототечією і протитечією до руху газового або парового потоку.

Під час течії розподіл дотичних напружень у плівці буде лінійним. За відсутності дотичного напруження на вільній поверхні дотичні напруження на стінці врівноважують вагу плівки:

$$\tau_{cm} = \delta \rho g \sin \beta. \quad (3.89)$$

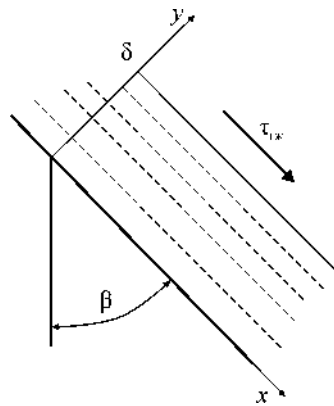


Рисунок 3.19 – Течія плівки рідини по похилій поверхні ($y, x, \delta, \beta, \tau_{cp}$)

За визначальний розмір при плівковій течії беруть еквівалентний діаметр:

$$d_e = 4\delta. \quad (3.90)$$

Тоді критерій Рейнольдса для плівкової течії становить

$$\text{Re} = \frac{d_e \bar{w}}{\nu} = \frac{4\delta \bar{w}}{\nu} = \frac{4\Gamma_V}{\nu}, \quad (3.91)$$

де \bar{w} – середня швидкість по перерізу плівки; Γ_V – об'ємна густина зрошення, що дорівнює кількості стікаючої рідини, яка припадає на одиницю зрошеного периметра за одиницю часу:

$$\Gamma_V = \frac{G_V}{\Pi} = \delta \bar{w} = \frac{g \delta^3}{3\nu} \sin \beta. \quad (3.92)$$

Ламінарна течія плівки рідини спостерігається при $\text{Re} \leq 1600$. При цьому

розрізняють безхвильовий ламінарний рух при $Re \leq 20$. Якщо $Re \approx 20-30$, на зовнішній поверхні плівки з'являються хвилі. П. Л. Капіца у своїх працях показав, що утворення хвиль пов'язане з дією капілярних сил, які під час течії тонких рідинних шарів із малими швидкостями й за невеликих скривлень їх зовнішньої поверхні стають за величиною порівнянними з в'язкісними силами.

Хвилеутворення залежить від кута нахилу поверхні, густини зрошення і відстані від місця подачі зрошувальної рідини. Вертикальному плівковому руху завжди властива нестабільність, хоча цю нестабільність виявити практично важко. На похилих поверхнях є невелика ділянка стійкої ламінарної течії плівки, довжина цієї ділянки збільшується з нахилом поверхні. Для досягнення чистого безхвильового режиму необхідно в рідину додавати поверхнево-активні речовини.

Під час вільної ламінарної течії плівки із гладкою поверхнею швидкість по товщині її змінюється за параболічним законом від нуля біля твердої стінки до w_{\max} поблизу вільної поверхні, причому $w_{\max} = 1,5\bar{w}$. Під час стікання плівки рідини протитечією до потоку газу швидкість плівки та її товщина не залежать від швидкості газу доти, поки вона досить мала. У разі зростання швидкості газу на поверхні плівки виникають дотичні напруження, газовий потік гальмує рух плівки, її товщина збільшується, гідравлічний опір апарата зростає. За швидкості газу 5–10 м/с досягається рівновага між силою тяжіння, під дією якої стікає плівка, і силою тертя. Це викликає накопичення рідини в апараті, зростання гідравлічного опору, настає «захливання» апарата. Протитечійний рух фаз вищий від швидкості захливання неможливий.

У разі прямотечійного руху газу та плівки рідини зверху вниз (спадна прямотечія) газ захоплює плівку рідини, збільшуючи її середню швидкість і зменшуючи товщину. Стійкий режим спадної прямотечії існує, якщо швидкість газу становить 15–30 м/с, за більш високих швидкостей настає бризковіднесення.

Характер зміни профілю швидкостей залежно від напрямку й величини

дотичного напруження τ_{cp} наведений на рис. 3.20.

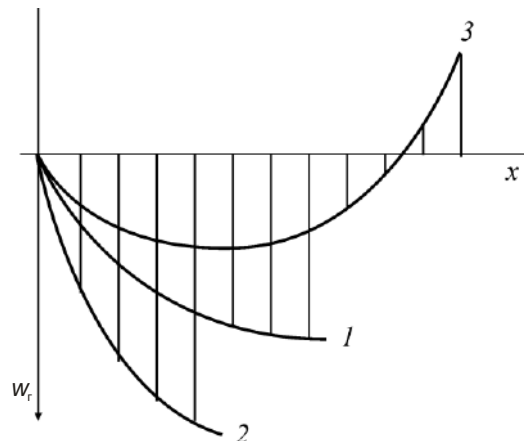


Рисунок 3.20 – Характер розподілу швидкостей у плівці:

1 – вільна течія ($\tau_{cp} = 0$); 2 – спадна прямотечія ($\tau_{cp} > 0$);

3 – протитечія ($\tau_{cp} < 0$) ($x, w_r, 1, 2, 3$)

За досягнення $Re > 1600$ і зі збільшенням густини зрошення хвилеутворення на поверхні плівки набуває все більш хаотичного характеру, причому по товщині плівки розвивається поперечне перемішування, типове для турбулентного режиму.

Найважливішим наслідком утворення хвиль є зростання опору газу, що рухається протитечією. Для оцінювання опору газовому потоку введено плівкове число

$$K_{nl} = \frac{\rho \sigma^3}{g \mu^4} = \left[\frac{Re^4 Fr}{We^3} \right], \quad (3.93)$$

де $Fr = \frac{\bar{w}^2}{gd_e} = \frac{1}{36} \frac{g \delta^3}{v^2}$ – критерій Фруда для плівкової течії;

$$We = \frac{d_e \bar{w}^2 \rho}{\sigma} = \frac{4 \delta \bar{w}^2 \rho}{\sigma}.$$

3.10. Неньютонівські рідини

У багатьох природоохоронних процесах доводиться мати справу з суспензіями, емульсіями, пастами, паливом й іншими середовищами, фізичні властивості яких значною мірою відрізняються від звичайних рідин і газів.

Ці текучі середовища мають складну внутрішню структуру, і їх характерною рисою є залежність коефіцієнтів перенесення (теплопровідності, дифузії тощо) від кінематичних і динамічних характеристик та елементів руху. Тому закони перенесення в таких середовищах досить складні й не піддаються узагальненому опису єдиною формулою, як, наприклад, законом внутрішнього тертя Ньютона, у зв'язку з чим вони дістали назву неньютонівських рідин.

Усі неньютонівські рідини поділяються на групи і називаються пружнов'язкими, в'язкопластичними, псевдопластичними («суто в'язкі»).

Пружнов'язкі рідини мають властивості як твердого тіла, так і рідини й частково виявляють пружне відновлення форми після зняття напружень. Тиксотропні, реопектичні рідини становлять собою ще більш складні системи, у яких зв'язок між напруженням τ і швидкістю зрушення $\dot{\epsilon}$ залежить від часу дії напруження.

На рисунку 3.21 наведені криві течії для різних типів неньютонівських рідин.

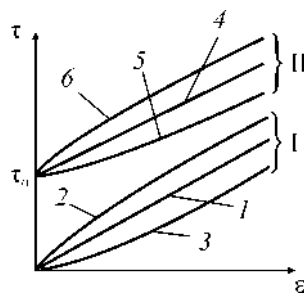


Рисунок 3.21 – Типові криві течії неньютонівських рідин: I – суто в'язкі рідини (1 – ньютонівська; 2 – псевдопластична; 3 – дилатантна);

II – в'язкопластичні рідини (4 – лінійно-в'язкопластичні; 5 і 6 – нелінійно-в'язкопластичні) (τ , τ_0 , $\dot{\epsilon}$, 1, 2, 3, 4, 5, 6, I, II)

Криві течії рідини групи I характеризуються тим, що вони криволінійні й

проходять через початок координат. Такі рідини називають суто в'язкими, нелінійно-в'язкими, аномально в'язкими, в'язкими неньютонівськими рідинами. Особливістю рідин групи II є те, що за $\varepsilon = 0$ на осі напружень відтинається відрізок кінцевої довжини $\tau_0 = 0$. Отже, такі рідини починають текти лише після перевищення деякого порога, що має назву межі текучості. Величина τ характеризує пластичні властивості рідини, а нахил кривої течії до осі ε – її рухомість.

Рідини непластичні поділяються на псевдопластичні (крива 2) і дилатантні (крива 3).

За наявності реологічної характеристики уявну в'язкість можна знайти за рівнянням

$$\mu_a = \frac{\tau}{\varepsilon}, \quad (3.94)$$

де τ – напруження зрушення; $\varepsilon = \frac{dw}{dn}$ – швидкість зрушення.

Нижче межі текучості в'язкопластичне середовище поводить себе як тверде, недеформоване тіло або як ідеально пружне тіло.

Для знаходження τ запропонована залежність

$$\tau = K \left(\frac{dw}{dy} \right)^n = K \varepsilon^n, \quad (3.95)$$

де K і n – експериментальні реологічні сталі для даної рідини. Для таких рідин

$$\mu_a = K \varepsilon^{n-1}. \quad (3.96)$$

Із рівняння (3.96) бачимо, що для $n < 1$ величина μ_a спадає зі зростанням швидкості зрушення. Якщо залежність консистенції рідини K від температури досить висока, то індекс поведінки потоку n змінюється меншою мірою й часто для конкретної рідини може братися сталим. Якщо $n < 1$, рідина називається псевдопластичною, якщо $n > 1$ – дилатантною. Випадок $n = 1$ відповідає звичайній ньютонівській рідині.

За ламінарної течії неньютонівських рідин по трубах середня швидкість потоку визначається за виразом

$$\bar{w}(r) = \frac{3+n}{1+n} w \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{1+n} \right], \quad (3.97)$$

де w – швидкість потоку.

Якщо $n = 1$, рівняння (3.96) перетворюється на рівняння Гагена – Пуазейля для поля швидкостей за розвиненої ламінарної течії ньютонівської рідини.

На рисунку 3.22 показаний розподіл швидкостей по радіусу труби. Область $0 < n_1 < 1$ відповідає картині течії дилатантної рідини, у якої в'язкість зростає зі збільшенням швидкості зрушення. Значення $n_1 = 1$ відповідає течії ньютонівської рідини (параболічний профіль швидкостей), якщо $n_1 > 1$ – течії псевдопластичної рідини.

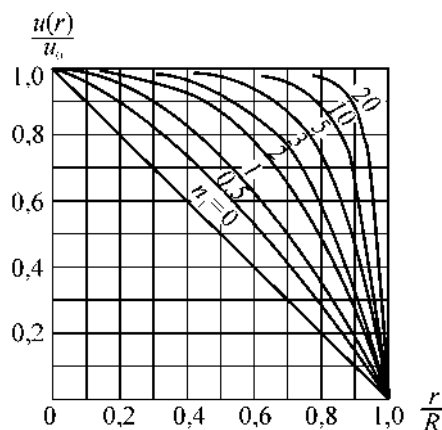


Рисунок 3.22 – Розподіл швидкостей неньютонівської рідини при ламінарній течії в трубі

При розрахунках гідравлічного опору труби значення коефіцієнта гідравлічного тертя розраховують за формулою $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$, де критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{8D^n w^{2-n}}{K \left(\frac{6n+2}{n} \right)^n}. \quad (3.98)$$

Питання для самоконтролю

1. Запишіть основне рівняння гідростатики. Охарактеризуйте його складові.
2. Запишіть формули для визначення тиску на дно й стінки посудини.
3. Назвіть та охарактеризуйте задачі гідродинаміки.
4. Які основні характеристики руху рідини вам відомі?
5. Охарактеризуйте режими руху рідини.
6. Запишіть рівняння для визначення гідравлічного опору під час течії потоку в прямій циліндричній трубі.
7. Де виникають місцеві опори течії потоку рідини? Напишіть формулу для визначення загального гідравлічного опору трубопроводу за наявності місцевих опорів.
8. Назвіть критерії гідродинамічної подібності. Запишіть критеріальне рівняння руху в'язкої рідини.
9. Наведіть формулу для визначення діаметра трубопроводу.
10. Наведіть формулу для визначення еквівалентного діаметра під час течії рідини через зернистий шар.
11. Які фактори враховуються під час визначення гідравлічного опору зернистого шару? Наведіть формулу для визначення гідравлічного опору шару зернистого матеріалу.
12. Назвіть й охарактеризуйте режими роботи апаратів псевдозрідженого шару.
13. Наведіть формулу для визначення опору сухої газорозподільної решітки.
14. Дайте характеристику зон робочого простору в апаратах киплячого шару.
15. Які фактори впливають на процес осадження частинок?
16. Запишіть формули для визначення швидкості осадження частинки для різних режимів осадження.

17. Назвіть режими осадження частинок під дією сили тяжіння. За яких значень критеріїв Re і Ar існують різні режими?

18. Якими критеріями характеризується рух крапель і бульбашок? Наведіть залежності для визначення цих критеріїв.

19. Запишіть вираз для визначення швидкості руху сферичних крапель і бульбашок.

20. Чим зумовлене застосування плівкового режиму течії в процесах природоохоронних технологій?

21. Які фактори впливають на хвилеутворення на поверхні плівки?

22. Запишіть формулу для визначення плівкового числа.

23. Наведіть формулу для визначення швидкості течії неньютонівських рідин по трубах.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 3

1. Константинов Ю. М. Гидравлика : учеб. для вузов / Ю. М. Константинов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Київ : Вища школа, 1988. – 397 с.

2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учеб. для вузов / Л. Г. Лойцянский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1987. – 848 с.

3. Шлихтинг Герман. Теория пограничного слоя : пер. с 5-го нем. изд., испр. по 6-му амер. изд. / Г. Шлихтинг ; ред. Л. Г. Лойцянский, пред. Л. Г. Лойцянского ; пер. Г. А. Вольперт. – Москва : Наука ; Главная редакция физико-математической литературы, 1974. – 711 с.

РОЗДІЛ 4

ФІЛЬТРУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

4.1. Призначення, засоби та фізичні основи фільтрування

Фільтрацією називається процес розподілу неоднорідних рідинних та газових систем за допомогою пористих перегородок, що затримують тверду та пропускають рідку та газову фази.

Рушійна сила процесу – різниця між тиском перед фільтрувальною перегородкою та після, саме тому для його реалізації необхідно створити таку різницю, бажано, по обидва боки від фільтрувальної перегородки (первинний опір). Швидкість перебігу процесу прямо залежить від різниці тисків і обернено пропорційна опору пористої перегородки та осаду. Додатковий опір на фільтрувальній перегородці зростає за збільшення товщини осаду та під час закупорювання частинками, що на ній затримались, а найчастіше, за одночасної дії зазначених факторів. Через надмірне стиснення осаду та пористої перегородки між собою збільшення тиску може призвести до стрімкого зростання опору перебігу процесу, причиною цьому є зменшення пропускної здатності перегородки із шаром осаду, як наслідок – блокування проходження фільтрату та зміни самої форми пор (деформація через перевищення допустимого стискання та зміщення).

Пориста перегородка створює під час фільтрування первісний опір, що обумовлюється в'язкістю рідкої фази (фільтрату), діаметром, формою поперечного перерізу та звивистістю каналів пор. Цей опір може змінюватися через набрякання матеріалу перегородки, зміни поверхневого натягу системи «рідина – тверда перегородка», адсорбції рідини на стінках, виникнення застою шару рідини поруч зі стінками пор й електроосмотичного потоку рідини, а також від часткової чи повної втрати пропускної здатності фільтрувальної перегородки.

Зазвичай осад, що відкладається на перегородці, створює основну частину опору перебігу процесу. Цей опір залежить здебільшого від структури та товщини осаду, на нього впливають також фізико-хімічні фактори системи «рідина –

на – тверде тіло». Структура осаду за фракцією частинок змінюється, починаючи від фільтрувальної перегородки, де осаджуються найдрібніші частинки, що здатні проникати в її пори. Далі осаджуються більш великі частинки, проте між ними розміщуються й менші, що власним об'ємом закупорюють простір між великими частинками.

На перебіг процесу фільтрування впливають дві групи факторів: мікро- та макрофактори. До *макрофакторів* належать структура та геометрія фільтрувальної перегородки та шару осаду, в'язкість фільтрату, різниця тисків по обидва боки фільтра; до *мікрофакторів* – розміри та форма пор, по яких рухається рідина в осаді до фільтрувальної перегородки.

Фільтрування суспензій звичайно закінчується промиванням і сушінням осаду. Ці процеси характеризуються гідродинамічними, а також масообмінними та дифузійними явищами. Сучасна теорія фільтрування базується на законах капілярної гідравліки, що виражаються законами Дарсі та Нав'є – Стокса. Для їх застосування *процес фільтрування розділений на такі стадії*: утворення осаду; закупорювання пор осадом, що утворюється; процес проміжного виду; процес із поступовим закупорюванням пор фільтрувальної перегородки; процес із повним закупорюванням пор фільтрувальної перегородки та зменшенням їх кількості.

Матеріал фільтрувальної перегородки. Вибір матеріалу фільтрувальної перегородки обумовлений фізико-хімічними властивостями суспензії, що фільтрується (агресивністю, в'язкістю та ін.) та дисперсністю твердої фази. Фільтрувальні перегородки виготовляють із текстильних і волокнистих матеріалів: бязі, парусини, сукна, шовку, азбесту, скляної вати, паперу, картону й ін.

Для підвищення кислотостійкості бавовняної тканини її піддають нітруванню. Вовняні тканини стійкі до кислот, однак руйнуються лугами. Найбільш стійкі фільтрувальні перегородки з азбесту, шлакової та скляної вати, а також металеві сітки з бронзи та корозійностійкої сталі.

Як матеріал для зернистих або волокнистих перегородок застосовують пісок, інфузорну землю, кокс, вугілля, целюлозу та ін. Такі перегородки вико-

ристовують у випадках, коли тверда фаза суспензії міститься в малій кількості та не використовується в подальшому після фільтрування.

Як тверді фільтрувальні перегородки застосовують керамічні фільтрувальні камені, плитки, свічі та кільця, стійкі до дії кислот і лугів і які дозволяють одержати чистий фільтрат. Колоїдні плівки та матеріали виготовляють із нітроцелюлози, пергаментного паперу тощо. Ці фільтрувальні перегородки мають дуже дрібні пори (13 мкм) і можуть затримувати колоїдні частинки.

4.2. Класифікація фільтрів

Перед проведенням вибору фільтрувального обладнання потрібно чітко з'ясувати вимоги до готового продукту, що найчастіше диктуються технологією виробничого процесу. Так, вибір повинен бути обумовлений продуктивністю всієї технологічної лінії, якістю (чистотою) відфільтрованої рідини та твердої фази, умовами та можливістю проведення допоміжних операцій (вивантаження осаду, промивання фільтрувальної перегородки та ін.). Ще одним вагомим чинником, що впливає на вибір обладнання, є фізико-хімічні властивості суспензії, що піддається процесу фільтрування.

Промислові фільтри розділяють за режимом роботи на фільтри періодичної та безупинної дії, а за величиною робочого тиску – на вакуум-фільтри та фільтри, що працюють під тиском. Загальну класифікацію фільтрів наведено в табл. 4.1.

Лише врахувавши всі чинники, потрібно обирати конкретний тип фільтрувального обладнання для ефективного проведення процесу фільтрування.

Таблиця 4.1 – Класифікація фільтрувального обладнання

<i>Вакуумні</i>						
Періодичної дії			Безупинної дії			
Нутч-фільтри відкриті	Стрічкові		Барабанні	Дискові	Карусельні	Стрічкові
<i>Фільтри, що працюють під тиском</i>						
Періодичної дії				Безупинної дії		
Фільтрпреси	Нутч-фільтри закриті	Мішкові	Патронні	Барабанні	Дискові	

4.3. Типові конструкції. Фільтри періодичної дії

Відповідно до запропонованої класифікації розглянемо основні конструкції технологічного обладнання, що найчастіше застосовується на хімічних виробництвах за умов сьогодення.

До фільтрів періодичної дії прийнято відносити агрегати, процес фільтрування в яких відбувається постадійно, причому для зміни режимів роботи обладнання потрібне зупинення (повне або часткове). Наприклад, для проведення знімання шару осаду, що утворився під час фільтрування, потрібно перекрити подачу суспензії, що надходить на фільтрацію, а регенерація тканини повинна відбуватися за повного очищення фільтрувальної перегородки.

Основними конструкційними перевагами цих агрегатів є їх компактність та надійність. До загальних недоліків найчастіше відносять саме потребу в зупиненні обладнання, а відтак і втрати технологічного часу.

4.3.1. Фільтр КМП

Автоматичний камерний із механічним затиском плит фільтрпрес призначений для фільтрування тонкодисперсних суспензій, що містять від 5 до 500 кг/м³ твердих частинок, розмірами не більше 3 мм за температури суспензій від 5 до 90 °С. Фільтр застосовується в хімічній, нафтовій, вугільній, харчовій, гірничорудній та інших галузях промисловості. Переваги фільтра:

- розвинена фільтрувальна поверхня за незначної виробничої площі, яку займає агрегат;
- фільтрація та відтиснення шару осаду під гідравлічним тиском до 15 МПа через гнучкі діафрагми різко знижують витрати стисненого повітря на просушування осаду;
- незначний час на допоміжні операції (розкриття плит, вивантаження осаду, закриття преса й ін.) – 1–2 хв, причому досягається висока якість регенерації фільтрувальної тканини.

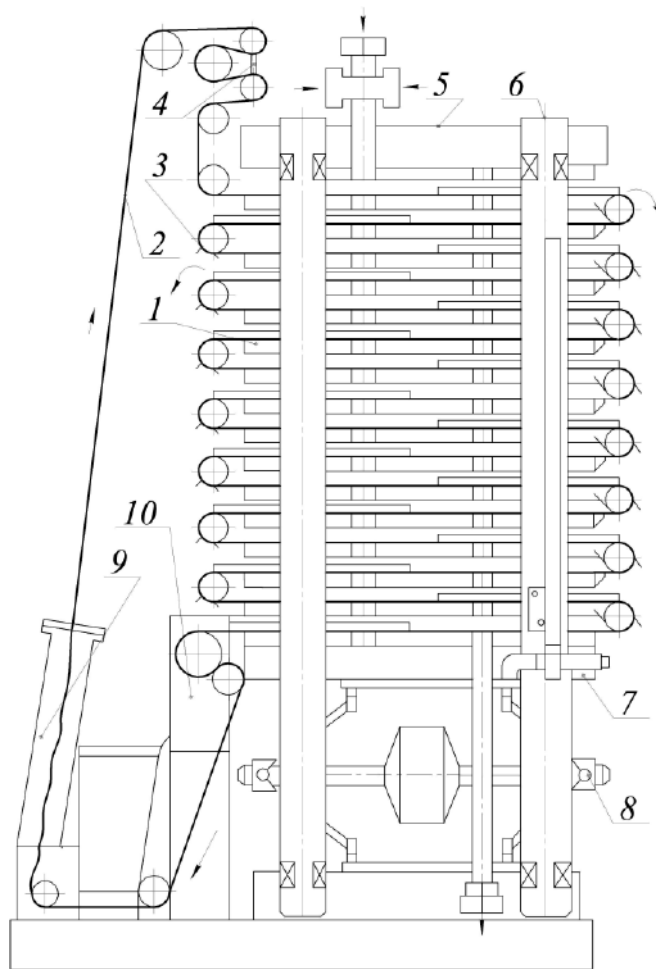


Рисунок 4.1 – Автоматичний фільтрпрес КМП:

1 – фільтрувальні рами; 2 – фільтрувальна тканина; 3 – ніжки; 4 – зтяжний пристрій; 5 – упорна плита; 6 – стійка; 7 – нижня натискна плита; 8 – механізм затиску; 9 – камера регенерації; 10 – механізм пересування тканини

Фільтр цілком автоматизований та механізований, що дозволяє швидко налаштувати його на оптимальний технологічний режим. Металомісткість фільтрпреса КМП, віднесена до одиниці продуктивності суспензії, що фільтрується, в 2–3 рази менша, ніж у рамних пресів, а металоємність, віднесена до 1 м² фільтрувальної поверхні, нижча, ніж у барабанних фільтрів безупинної дії. Застосування КМП дозволяє збільшити продуктивність виробництва в 4–10 разів порівняно з рамними фільтрпресами періодичної дії (один оператор може обслуговувати до 10 одиниць такого обладнання) та різко скоротити витрати фільтрувальної тканини. Деталі та вузли КМП виготовляють із вуглеводистих сталей; під час роботи з лужними та нейтральними середовищами зі сталі

X18H10T; із титану під час роботи в кислому середовищі.

Фільтрпрес типу КМП (рис. 4.1) складається з набору горизонтально розміщених (одна над іншою) фільтрувальних плит 1, закріплених із зазором між упорною 5 та натискною 7 плитами. На упорній плиті розміщені механізм гідравлічного затиску 8, піднімальний, ущільнювальний та опускальний набори фільтрувальних плит. Зусилля затиску сприймають стійки 6. Упорну та натискну плити з'єднані стяжками. Нескінченну стрічку фільтрувальної тканини 2 протягнуто вздовж фільтрувальних плит.

Спеціальний привод, що споряджений привідними та притискними роликми, пересуває тканину, завдяки чому здійснюються фільтрація, регенерація перегородки та вивантаження осаду. Потрібний натяг тканини забезпечує механізм 4, закріплений на упорній плиті 5. Оберткові рухи приводного ролика створюються електродвигуном та передаються через клинопасову передачу й редуктор 10. Камеру регенерації 9 оснащено зрошувальними трубками, завдяки чому здійснюється струменеве промивання тканини, а додатково встановлені ножі 3 по обидва боки фільтрпреса – знімають шар осаду, що утворився за цикл фільтрування. Ущільнення між плитами та рамами здійснюється гумовою прокладкою. Ролик регулювання тканини призначений для усунення зміщення фільтрувальної тканини щодо фільтрувальної плити.

Фільтрувальна плита складається із двох частин: верхньої – безпосередньо плити, призначеної для збирання та відведення фільтрату, що має днище та дренажну основу у вигляді окремих дренажних вкладок, на які спирається фільтрувальна тканина, та нижньої (рамки), яка є камерою фільтрування, у якій під тиском формується осад. Вона має приварену бобишку, що при змиканні плит формує трубчастий колектор, засобами якого подається суспензія. Із протилежного боку фільтра є такий самий колектор для відведення фільтрату. Поміж плитою та рамкою закріплено гумову діафрагму, що призначена для механічного відтискання осаду під дією значно більшого тиску.

Принцип роботи фільтра КМП полягає в такому. Механізм затиску стискає комплект плит і герметизує фільтрувальні камери. Суспензія, промивна рі-

дина та повітря послідовно надходять колектором подавання. Рідка фаза, що відкремилася під час проходження крізь фільтрувальну перегородку, потрапляє в колектор відведення та залишає фільтр, а твердий залишок (осад) формує шар на фільтрувальній тканині. По завершенні цієї стадії вмикають подачу води в простір між діафрагмами, що прогинаються та стискаються з осадом.

Повітря під тиском подається на поверхню осаду та проходить крізь пори й канали. Це дозволяє залежно від фізичних властивостей суспензії позбавити шар від зайвої вологи. Після розкривання фільтра між фільтрувальними плитами утворюється проміжок, що більший за розмірами, ніж товщина утвореного на фільтрувальній тканині шару осаду.

Тканина, що приводиться в рух приводом пересування, виносить його з-поміж плитового простору та вивантажує з обох боків у спеціальні бункери. З боку камери регенерації потік осаду роздвоюють.

Цикл роботи фільтра (рис. 4.2) містить стадії фільтрації, промивання, відтискання, просушування та вивантаження осаду. При стиснених рамах суспензія під тиском надходить у простір над фільтрувальною тканиною. Рідка фаза проходить фільтрувальну тканину, тверда фаза затримується, утворюючи шар осаду. За досягнення потрібної товщини осаду подачу суспензії припиняють, а суспензію, що залишилася в порожнині рами, витісняють гумовою діафрагмою, подаючи до неї під тиском воду. В разі потреби осад промивають і пресують діафрагмою чи продувають стисненим газом. Після цього плити розтискаються, вмикається механізм пересування тканини й осад видаляється. Керування фільтрпресом автоматичне.

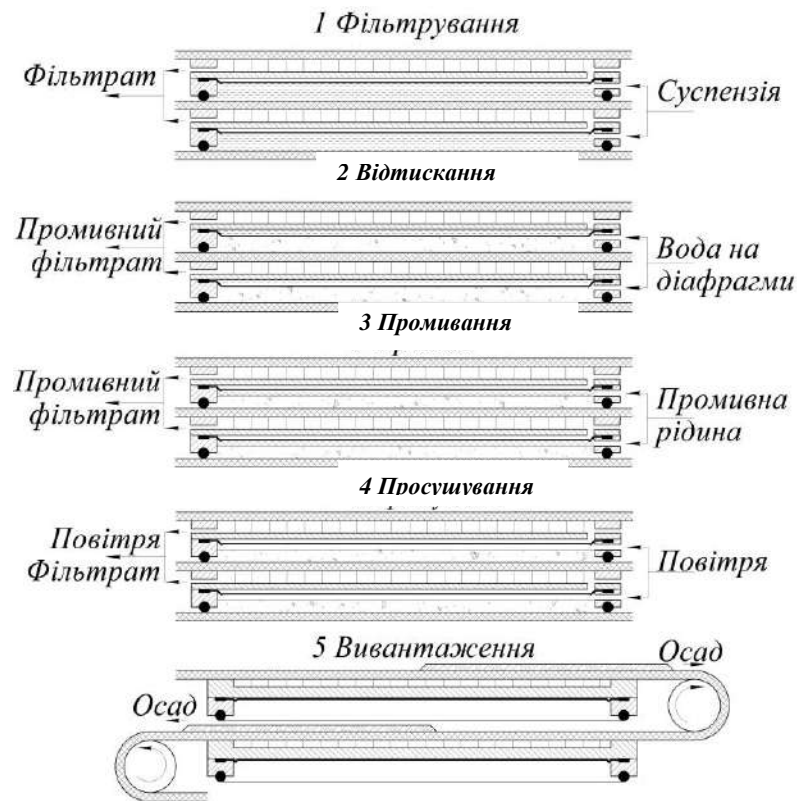


Рисунок 4.2 – Принципова схема роботи КМП

4.3.2. Листові (пластинчасті) фільтри

Листові фільтри – це резервуар, у якому розміщені фільтрувальні елементи-листи, що складаються з рамки, на яку натягнуто тканину, суспензія подається під тиском до резервуара, а фільтрат виводиться по трубках із внутрішньої порожнини кожного елемента. Осад відтискається від фільтрувальної поверхні елементів повітрям або паром, після цього поверхню очищають або вручну, або, якщо це доступно за технологічними умовами, – вимивають іншою рідиною, не відкриваючи фільтра. Листові фільтри розрізняють за формою і розміщенням резервуара та фільтрувальних елементів.

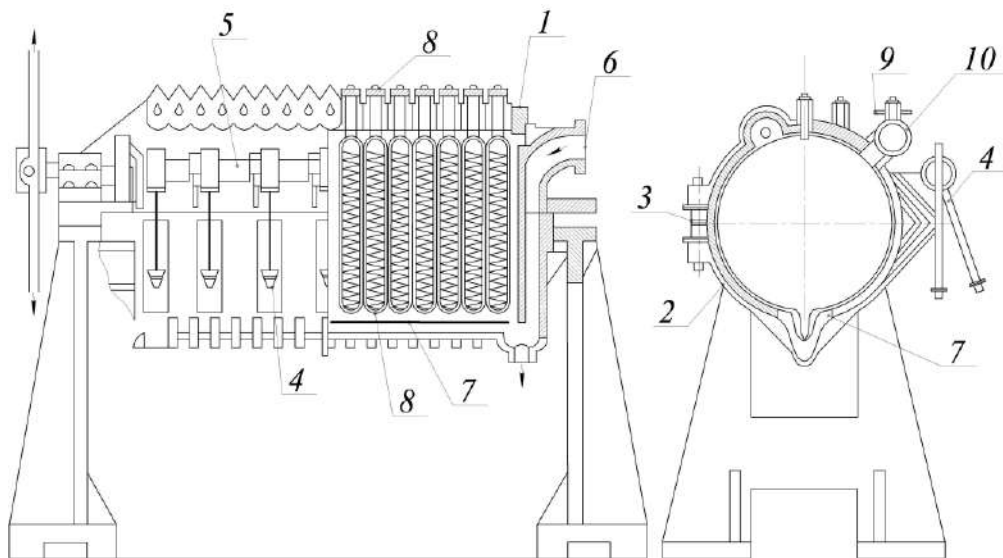


Рисунок 4.3 – Листовий фільтр:

1, 2 – частини корпусу; *3* – вісь; *4* – відкидні болти; *5* – ексцентриковий вал;
6 – штуцер уведення суспензії; *7* – розподільні ґрати; *8* – фільтрувальний
елемент; *9* – трубка; *10* – колектор

На рисунку 4.3 показаний листовий горизонтальний фільтрпрес із круглими елементами, який є більш поширеним. Ці фільтрпреси застосовують, наприклад, у процесах очищення олії та мастил. Циліндричний корпус складається із двох частин *1* та *2*. Нижня половина закріплена на осі *3* та притискається до верхньої відкидними болтами *4*. Герметичне притиснення здійснює ексцентриковий вал *5*, поворотом якого одночасно підтягують усі відкидні болти. Вал приводиться в обертання засобами циліндричної передачі. Для підйому й опускання нижньої половини корпусу передбачений спеціальний гідравлічний пристрій.

Фільтрувальний елемент – це металева рамка, на яку натягнута каркасна сітка. Поверх каркасної сітки покладені один або кілька шарів більш дрібної сітки, а вже потім фільтрувальна тканина, яку закріплено шнуром. Суспензія надходить до резервуара через штуцер *6* під розподільну ґратку *7*. Фільтрат виводять від кожного елемента *8* засобами скляної трубки *9* та загального колектора *10*. Скляна трубка дозволяє контролювати роботу елемента. Трубку встановлюють між двома кранами, за допомогою яких елемент від'єднують у разі його незадовільної роботи.

4.4. Типові конструкції. Фільтри безупинної дії

У фільтрах безупинної дії одночасно проводяться операції: фільтрація, сушіння, промивання, розвантаження та регенерація фільтрувальної тканини. Ці операції проходять без перерв і незалежно одна від іншої у відповідних зонах фільтра, тому процес роботи фільтра проходить без перерв.

Фільтри безупинної дії різняться формою фільтрувальної перегородки та поділяються на барабанні, дискові та стрічкові, а за робочим тиском на апарати, що працюють під розрядженням та під надлишковим тиском.

До недоліків цих фільтрів належать їх конструкційна складність, а відтак висока вартість, необхідність установаження допоміжного устаткування та велика витрата енергії здебільшого на вакуум-насоси та повітродувки.

4.4.1. Барабанні фільтри

У хімічній промисловості найбільше поширення одержали барабанні фільтри, що працюють під розрідженням (барабанні вакуум-фільтри). За конструкцією ці фільтри поділяють на апарати із зовнішньою та внутрішньою фільтрувальними поверхнями. Чергування операцій у барабанних фільтрах відбувається за допомогою розподільної головки чи спеціальних клапанів.

У середині барабана розміщена система розподільних труб, що зв'язує поверхню обичайки барабана з обертовим диском, привареним до торця правої цапфи (рис. 4.4). Барабан спирається двома цапфами на підшипники ковзання, встановлені поза корпусом фільтра. У місцях виходу цапф із корпусу передбачені ущільнення. Ліва цапфа закінчується черв'ячним колесом привода барабана. На правій цапфі встановлена розподільна головка барабана.

У верхній частині корпусу над барабаном розміщений ряд труб, по яких до поверхні подається розчинник для промивання осаду. На твірній барабана встановлений ніж для знімання осаду, що потрапляє потім у шнек і виводиться через штуцер.

Частина нижньої поверхні барабана занурена в суспензію. Барабан розбито на кілька робочих зон: фільтрації, промивання осаду розчинником, просушування, обдування та знімання осаду (рис. 4.5).

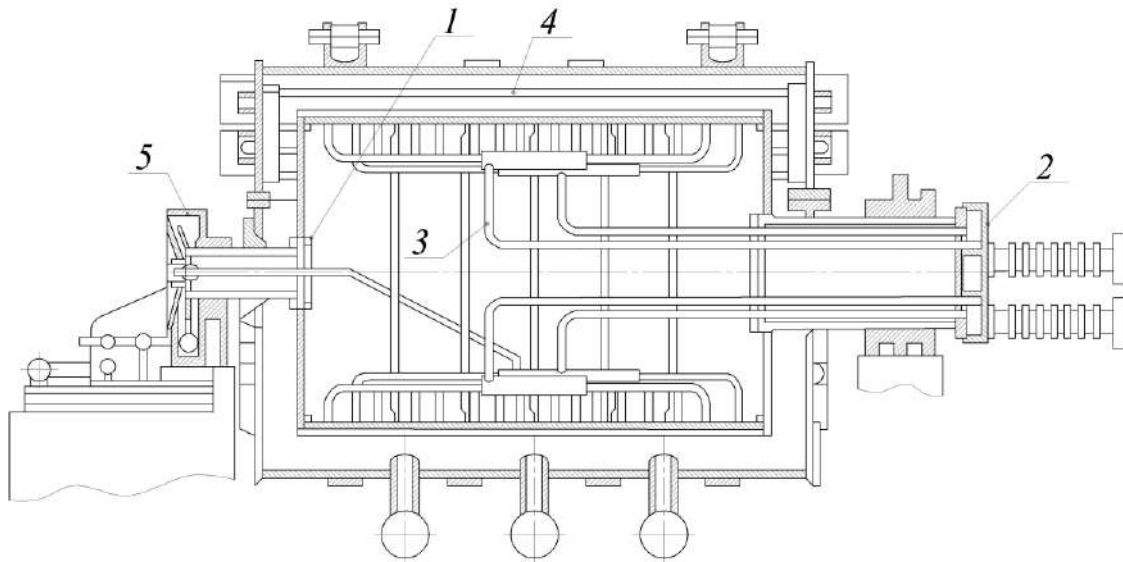


Рисунок 4.4 – Барабанний вакуум-фільтр:

1 – барабан; 2 – розподільна головка; 3 – система розподільних труб;
4 – пристрій для промивання осаду; 5 – привод барабана

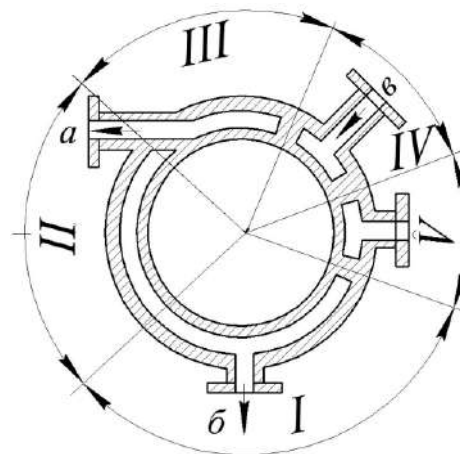


Рисунок 4.5 – Схема пристрою розподільної головки.

Зони: I – фільтрації; II – просушування; III – промивання та просушування осаду; IV – обдування осаду; V – очищення тканини. Поток: а – промивні води; б – фільтрат; в – стиснене повітря

За допомогою розподільної головки фільтра, з поверхні барабана відводять фільтрат і розчинник (промивну рідину), а також інертний газ для обдування осаду. В головці є прикріплені до барабана рухомий та нерухомий диски. Отвори рухомого диска з'єднані з камерами барабана, а отвори в нерухомому – з відповідними трубопроводами.

Стандартні барабанні вакуум-фільтри з поверхнею фільтрації від 1 до

40 м мають барабан діаметром 1–3 м, довжиною від 0,35 до 4,0 м. Барабан робить від 0,1 до 3 обертів за хвилину, необхідна потужність двигунів фільтра коливається в межах від 0,1 до 4,5 кВт.

Спосіб видалення осаду залежить від його властивостей та товщини. Так, *густий осад із низькою вологістю* товщиною 8–10 мм знімають за допомогою ножів. Для видалення *тонких (2–4 мм) шарів осаду* застосовують нескінченні шнури, що охоплюють барабан, тонкі масткі осади видаляються знімним валиком, *дуже тонкий* (товщиною близько 1 мм) осад знімають за допомогою нескінченної полотнини фільтрувальної перегородки. Для запобігання розтріскуванню шару осаду (що може призвести до зниження вакууму) застосовують пристрій для затирання тріщин і промивання осаду крізь полотно. Для додаткового видалення вологи з осаду використовують відтискні валики та спеціальні вібратори. Найбільш поширеним є кут, що відповідає частині барабана фільтра, зануреної в рідину; звичайно кут становить близько 170°, однак існують вакуум-фільтри з більшою й меншою глибинами занурення.

Для поділу висококонцентрованих суспензій із важкою твердою фазою застосовують вакуум-фільтри з неглибоким зануренням барабана в рідину. Ці фільтри дозволяють знімати тонкий шар осаду, тому що його фільтрувальна поверхня легко очищається. Завдяки розміщенню знімного ножа нижче центра барабана, осад під дією гравітаційних сил легко очищається від поверхні барабана й застосовувати обдув у цьому разі не потрібно. Фільтри цієї конструкції знайшли застосування під час проведення процесів зневоднення флотаційних концентратів і промивання ціаністих шламів.

Для фільтрації *колоїдних і легких речовин* застосовують вакуум-фільтри барабанного типу з наливною, зернистою чи волокнистою фільтрувальною поверхнею. Для нанесення цього шару ванну фільтра попередньо заповнюють рідиною, що містить визначену кількість допоміжної фільтрувальної речовини. Під час експлуатації фільтра впродовж 0,5–1 години на його поверхню наноситься фільтрувальний шар товщиною 25–50 мм. Для видалення осаду застосовується пересувний ніж із гострим лезом, що знімає разом із осадом дуже тон-

кий шар намитого шару фільтрувальної перегородки. Ніж має мікрометричний пристрій для автоматичного переміщення на 0,01–0,05 мм за один оберт барабана. Іноді фільтр оснащують двома ножами, один із яких видаляє осад, а інший – фільтрувальну перегородку. Для фільтрації рідини з важкими зваженими частинками застосовують також барабанні фільтри із внутрішньою фільтрувальною поверхнею.

4.4.2. Дискові фільтри

Дискові фільтри призначені для поділу суспензій із частинками твердої фази приблизно однакового розміру. Фізичні властивості фільтрувальної речовини та концентрація твердої фази повинні забезпечувати реалізацію процесу фільтрування із шаром осаду до 8 мм упродовж часового інтервалу – 3 хвилини. Шар осаду під час проведення просушування не повинен занадто розтріскуватися внаслідок того, що пристрій, який би проводив його загладження, як правило, у конструкції дискових фільтрів не передбачений. Ці агрегати впроваджені у великотоннажні виробництва. До переваг потрібно віднести те, що ці апарати мають більш розвинуту фільтрувальну поверхню, ніж барабанні: поверхня фільтрації стандартних фільтрів (рис. 1.6) від 1 до 85 м² при діаметрі диска від 0,9 до 2,5 м; кількість – дисків від 1 до 10.

Процес фільтрування відбувається під час експлуатації обладнання із частотою обертання фільтрувальних дисків у діапазоні від 0,13 до 2 хв⁻¹, потужність електродвигуна становить від 0,2 до 5 кВт, великі фільтри мають дві розподільні головки.

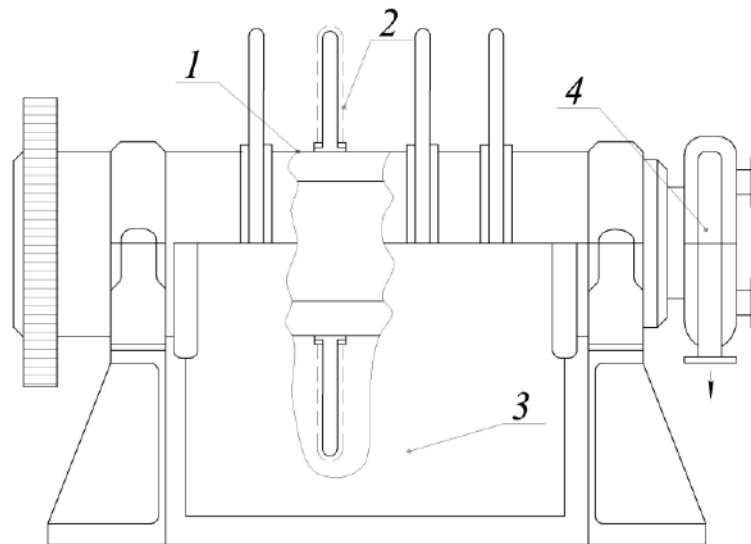


Рисунок 4.6 – Дісковий вакуум-фільтр:

1 – вал; 2 – диски; 3 – ванна; 4 – розподільна головка

Диски фільтрів виготовляють з окремих секторів. Для полегшення видалення осаду та зменшення зношеності фільтрувальної перегородки застосовують опуклі сектори. Для знімання осаду з поверхні дисків застосовують стиснене повітря (для обдування), а також ножі та валки (для зрізання шару осаду). Напрямними для видаленого осаду слугують також похилі пластини, закріплені на шарнірах, та ролики, що котяться на поверхні диска. Ролики притискаються до диска противагами.

Процес фільтрування проходить стадійно та безперервно. Це досягається завдяки обертанню дисків у резервуарі із суспензією та створенню вакууму й тиску. Фільтрат поступово проходить крізь шар осаду, фільтрувальну тканину, отвори в секторах, через поздовжні канали в порожньому валу, розподільну головку та надходить до вакуумної установки. Тверда фаза поступово відшаровується на зовнішній поверхні тканини диска з двох боків. Шари згодом піддають зневодненню повітрям та знімають ножами, а очищену тканину регенерують.

Порівняно з іншими апаратами дискові фільтри *відрізняються* більшою фільтрувальною поверхнею на одиницю площі, можливістю незалежного ремонту окремих дисків, малою витратою фільтрувальної тканини та невеликою витратою енергії. Однак до недоліків цих апаратів потрібно віднести організацію

промивання осаду, при якій суспензія у ванні фільтра – розбавляється. Діскові фільтри, так само як і барабанні, виготовляють для роботи під тиском. Фільтрувальна поверхня цих фільтрів становить від 2,3 до 74,3 м². Вал із дисками поміщено до закритого корпусу, в якому подачею свіжого повітря чи інертного газу створюється тиск до 0,7 МПа. Мутний або чистий фільтрат виходить окремо через кінці дискового вала. Осад знімається з поверхні диска ножами та виводиться з апарата шнековим пристроєм із пружинним клапаном. Іноді дискові фільтри під тиском застосовують лише для згущення суспензій, тоді їх конструкція дещо спрощується.

4.4.3. Тарілчасті фільтри

Для фільтрації суспензій, чий осад складається з важких та грубозернистих матеріалів, які необхідно ретельно промивати, застосовують тарілчастий фільтр, або план-фільтр (рис. 4.7).

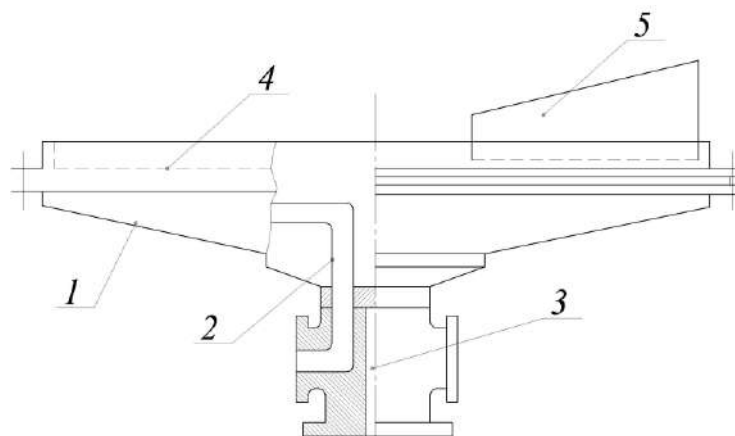


Рисунок 4.7 – Тарілчастий фільтр:

- 1 – горизонтальний пустотілий диск; 2 – трубки для зливання фільтрату;
3 – розподільна головка ванни; 4 – фільтрувальна тканина; 5 – ніж

Суспензія надходить на горизонтальний диск із низькими бортами, обтягнуті фільтрувальною тканиною. Осад видаляється ножами після повного оберту диска, фільтрат проходить через тканину, потрапляє в комірки диска, а звідти видаляється через канали у вертикальному валу. Деякі план-фільтри оснащують перекидними секторами, що дозволяє краще очищати фільтрувальну тканину.

Переваги план-фільтрів: прискорення процесу фільтрації завдяки збігу напрямку тиску суспензії з напрямком природного осадження частинок твердої фази, зручність промивання, можливість фільтрації суспензії з неоднорідними за розмірами частинками. Недоліками цього апарата є громіздкість установки, мала фільтрувальна поверхня, ускладнення знімання осаду та регенерації тканини.

4.4.4. Стрічкові фільтри

Стрічкові фільтри призначені для поділу суспензій, що переважно осаджуються швидко та в складі яких наявні різні за розміром частинки твердої фази. Застосування такого обладнання виправдане, коли необхідно ретельно та багаторазово промити осад, що утворився в процесі фільтрування. Концентрація твердої фази та здатність суспензії до поділу забезпечують рівномірне обертання в умовах проведення процесу фільтрування із шаром осаду не менше ніж 4 мм, за тривалості циклу не більше 4 хв.

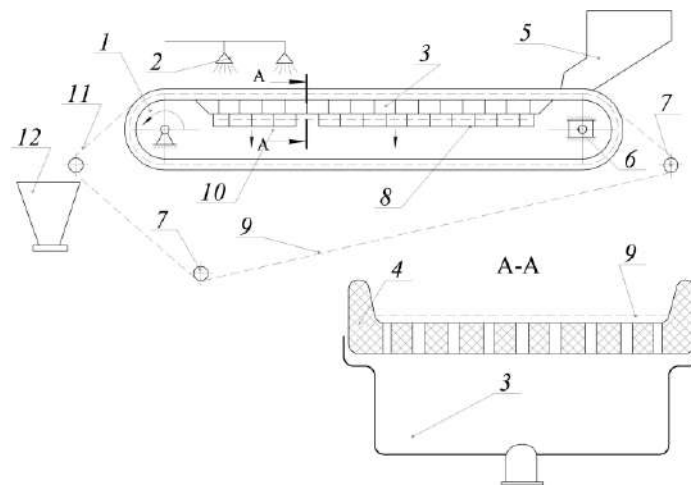


Рисунок 4.8 – Схема стрічкового вакуум-фільтра:

1 – приводний барабан; 2 – форсунки; 3 – вакуум-камери; 4 – нескінченна гумова стрічка; 5 – лоток для подачі суспензії; 6 – натяжний барабан; 7 – натяжні ролики; 8 – колектор фільтрату; 9 – фільтрувальна тканина; 10 – колектор промивної рідини; 11 – валик для знімання осаду; 12 – бункер для осаду

Фільтр (рис. 4.8) складається з нескінченної стрічки 4, яку натягнуто на двох барабанах (приводному 1 та натяжному 6). Фільтрувальну тканину 9 края-

ми закріплено до стрічки гумовими шнурами, прокладеними в пазах. Тканина покриває всю поверхню нескінченної стрічки.

Під час роботи агрегата верхня поверхня стрічки ковзає по горизонтальному столу, на якому закріплені відкриті зверху вакуум-камери 3, що мають у нижній частині патрубки для з'єднання з колекторами фільтрату 8 або промивної рідини 10. Фільтрувальна тканина у вигляді нескінченної полотнини притискається до гумової стрічки під час натягання її роликками 7. Суспензія подається на стрічку з лотка 5. Під час проходження стрічки із суспензією над вакуум-камерами відбуваються фільтрування та відкладення на тканині шару осаду. Промивна рідина подається через форсунки 2. На привідному барабані фільтрувальна тканина відокремлюється від гумової стрічки та обгинає валик 11, при цьому осад відокремлюється від тканини та потрапляє в бункер 12. Під час проходження між роликками 7 тканина просушується та очищується. Стрічкові фільтри виготовляють із шириною стрічки від 0,5 до 1,0 м та площею фільтрації 3,2–4,3 м².

Переваги стрічкових фільтрів: відсутність розподільної головки, можливість осадження великих частинок під дією сил ваги (завдяки чому процес фільтрації інтенсифікується), зручність промивання, можливість роботи з тонким шаром осаду. Однак стрічкові фільтри мають малу поверхню фільтрації, малий коефіцієнт використання фільтрувальної тканини, вимагають рівномірної подачі суспензії. Крім того, фільтрат, що утворюється в цих машинах, – мутний, а температура суспензії – знижується. Вдосконаленою моделлю є безупинно діючий стрічковий фільтр, що працює під тиском, однак він може працювати лише з незначним тиском, тому що корпус має плоскі стінки. У стрічкових капілярних фільтрах рідка фаза суспензії всмоктується капілярами фетрової стрічки, а тверда фаза залишається на стрічці. Промитий осад зневоднюється такими самими стрічками. Ці фільтри застосовують для фільтрації суспензій із невеликим вмістом рідкої фази. Переваги цих фільтрів: простота конструкції, відсутність допоміжних пристроїв для створення розрідження чи тиску, значна продуктивність.

4.5. Методика розрахунків

4.5.1. Визначення основних параметрів фільтрпресів КМП

Цикл фільтрування складається з таких операцій: підготовка фільтра, фільтрування, промивання осаду, вивантаження осаду. Продуктивність фільтра залежить переважно від товщини осаду та зростає за її зменшення. У зв'язку із цим необхідно частіше видаляти осад, щоб його товщина не зростала. Однак видалення осаду пов'язане із частим повторенням циклів роботи та зростанням допоміжного часу. Тому потрібно встановити раціональну тривалість циклу фільтрування, коли забезпечується максимальна продуктивність. Її можна розрахувати, якщо визначити максимум функції, якою описується продуктивність.

Формулу для максимальної продуктивності для поверхні фільтра в 1 м^2 можна подати в такому вигляді:

$$Q'_{\max} = \frac{1}{2\sqrt{k'_1\tau_B + k'_2V'_0}}, \quad (4.1)$$

де

$$k'_1 = b_1 + b_2 = \frac{\mu_r C}{2p} + \frac{\mu_{np} r_m C U n^2}{A p_{np}}, \quad (4.2)$$

$$k'_2 = 2b_1 + b_2, \quad (4.3)$$

$$A = \frac{k}{\ln \frac{\sigma_1}{\sigma_2}}. \quad (4.4)$$

У цих виразах: τ_B – допоміжний час; μ_{np} – динамічна в'язкість промивної води; p_{np} – тиск під час промивання; n – кількість шарів осаду, що промиваються одночасно; σ_1 та σ_2 – початкова та кінцева концентрація розчинної речовини в промивній рідині відповідно; k – константа промивання.

Мінімальна тривалість циклу роботи фільтра

$$\tau_{u\min} = 2\tau_B + k'_2 V'_0 \sqrt{\frac{\tau_B}{k'_1}}, \quad (4.5)$$

при цьому час фільтрації

$$\tau = \frac{\tau_B b_1}{k'_1}, \quad (4.6)$$

а час промивання

$$\tau_{np} = \frac{\tau_B b_2}{k'_1}. \quad (4.7)$$

Повна максимальна продуктивність фільтра

$$Q_{\max} = Q'_{\max} F_1 = \frac{F_1}{2\sqrt{k'_1 \tau_B + k'_2 V'_0}}, \quad (4.8)$$

тут площа фільтрування визначається як

$$F_1 = Q_{\max} (2\sqrt{k'_1 \tau_B + k'_2 V'_0}). \quad (4.9)$$

При цьому обсяг фільтрату $V_{\min} = \sqrt{\tau/k'_1}$ і товщина осаду

$$\sigma_{\min} = U \sqrt{\frac{\tau_B}{k'_1}}. \quad (4.10)$$

У цих формулах не врахована вартість операцій. Для визначення раціонального режиму роботи фільтра знаходять мінімум функції, що виражає залежність витрат на роботу фільтра від вартості окремих операцій.

Витрати щодо роботи установки, що містить m фільтрів,

$$D = \frac{QT}{V'F_1}, \quad (4.11)$$

де Q – загальний обсяг фільтрату, що підлягає видаленню із суспензії; T – витрати за час одного циклу роботи фільтра; V' – обсяг фільтрату з 1 м² площі фільтрування за цикл; F_1 – площа поверхні фільтра.

Витрати на проведення одного циклу роботи фільтра

$$T = (\tau + \tau_{np})A + \tau_B B = \left[(V')^2 k'_1 + k'_2 V'_0 V' \right] A + \tau_B B, \quad (4.12)$$

де $A = a + b$ – витрати на проведення робочих операцій фільтрації та промивання, причому a – виробничі витрати на фільтрацію; $b = \frac{x}{i z n_1}$ – витрати на амортизацію фільтрпресів (x – вартість фільтрпреса; i – час його амортизації;

z – кількість робочих діб на рік; n_1 – число робочих годин на добу); $B = b + d$ – витрати на проведення допоміжних операцій (d – витрати на розвантаження, складання та розбирання фільтрпреса). Після підстановки виразу (4.12) у рівняння (4.11) його диференціюють та прирівнюють похідну до нуля. Тоді одержують

$$\tau_B B = A k_1' (V')^2, \quad (4.13)$$

звідки можна визначити допоміжний час:

$$\tau_B = \frac{A}{B} k_1' (V')^2 = \frac{A}{B} k_1' \frac{\delta^2}{U^2}. \quad (4.14)$$

Оптимальна товщина шару осаду, а відтак і оптимальна товщина плити

$$\delta_{opt} = U \sqrt{\frac{B \tau_B}{A k_1'}}. \quad (4.15)$$

Оптимальна тривалість циклу роботи фільтра

$$\tau_{\text{цикл}} = k_1' (V')^2 \left(1 + \frac{A}{B}\right) + k_2' V_0 V' = \tau_B \left(1 + \frac{B}{A}\right) + k_2' V_0' \sqrt{\frac{B \tau_B}{A k_1'}}, \quad (4.16)$$

при цьому оптимальний час фільтрації

$$\tau_{opt} = \frac{B \tau_B b_1}{k_1' A}, \quad (4.17)$$

а оптимальний час промивання

$$\tau_{\text{пром}} = \frac{B \tau_B b_2}{k_1' A}. \quad (4.18)$$

Оптимальна продуктивність фільтра

$$Q_{opt} = \frac{F_1}{(A + B) \sqrt{\frac{\tau_B k_1'}{AB} + k_2' V_0'}}. \quad (4.19)$$

Оптимальне число фільтрів для одержання фільтрату в кількості Q

$$m_{opt} = \frac{Q}{F_1} \left[(A + B) \sqrt{\frac{\tau_B k_1'}{AB} + k_2' V_0'} \right]. \quad (4.20)$$

Мінімальні витрати на роботу одного фільтрпреса за цикл

$$T_{\min} = 2B\tau_B + k_2'V_0'A\sqrt{\frac{B\tau_B}{k_1'A}}. \quad (4.21)$$

Мінімальні витрати на роботу декількох фільтрів

$$D_{\min} = \frac{Q}{F_1} \left(2\sqrt{AB\tau_B k_1'} + k_2'V_0'A \right) = \frac{QA}{F_1} \left(2k_1' \frac{\delta_{opt}}{U} + k_2'V_0' \right). \quad (4.22)$$

Витрати при максимальній продуктивності фільтра

$$D_{Q_{\max}} = \frac{T_{\min}Q}{V_{\min}'F_1} = \frac{Q}{F_1} \left[(A+B)\sqrt{\tau k_1'} + k_2'V_0'A \right]. \quad (4.23)$$

Мінімальне число фільтрпресів

$$m_{\min} = \frac{Q}{Q'_{\max}} = \frac{Q}{F_1} \left(2\sqrt{\tau_B k_1'} + k_2'V_0' \right). \quad (4.24)$$

Якщо $V_0' \approx 0$, тоді

$$D_{Q_{\max}} = \frac{(A+B)m_{\min}}{2} \quad (4.25)$$

Ураховуючи, що вартість фільтрації та промивання для автоматичного фільтрпреса КМП дорівнює вартості допоміжних операцій, згаданий фільтр потрібно розраховувати за формулами для максимальної продуктивності, мінімальної товщини осаду та об'єму фільтрату за мінімальний цикл фільтрування. Необхідно також ураховувати, що максимально допустима товщина осаду не повинна перевищувати 35 мм, а допоміжний час становить 1–2 хв.

4.5.2. Визначення основних параметрів барабанних фільтрів

Для проведення розрахунків задаються такі величини: G – масова продуктивність суспензії, що подається; p – тиск фільтрації; $p_{\text{пр}}$ – тиск промивання; r_m та s – константи питомого опору осаду; R_0 та m – константи питомого опору фільтрувальної тканини; μ – динамічна в'язкість фільтрату; $\mu_{\text{пр}}$ – динамічна в'язкість промивної рідини; h_2 – товщина вологого осаду за оптимальних умов процесу; ρ_ϕ та ρ_C – густини відповідно рідкої та твердої фаз суспензії; α_0 – необхідна кількість промивної рідини на 1 кг вологого осаду, м³; c_1 – вміст твердої фази у фільтрувальній суспензії; c_2 – вміст твердої фази у вологому

осаді перед просушуванням.

Зменшення товщини шару осаду h_2 прискорює процес фільтрації. Однак зменшення товщини осаду на фільтрі обмежене можливістю задовільного знімання його з фільтрувальної поверхні. Тому найменшими значеннями допустимої товщини шару осаду для барабанних фільтрів є: при міцному маловологому осаді – 4 мм; при неміцному, вологому, масткому осаді – 6 мм; при слабкому, липкому осаді – 10 мм. Для дискових фільтрів цим величинам відповідають значення 6, 8 і 12 мм.

Спочатку визначають допоміжні величини:

- об'ємну масу вологого осаду перед сушінням ρ_0

$$\rho_0 = \frac{1}{\frac{c_2}{\rho_c} + \frac{1-c_2}{\rho_\phi}}, \quad (4.26)$$

де ρ_c – насипна маса сухого осаду, кг/м³, ρ_ϕ – об'ємна маса фільтрату, кг/м³, c_2 – концентрація сухої речовини в осаді, кг/кг.

- об'єм вологого осаду в 1 м³ фільтрату U

$$U = \frac{C}{\rho_0 c_2} = \frac{1-c_2 \left(\frac{1-\rho_\phi}{\rho_c} \right)}{\frac{c_2}{c_1} - 1}, \quad (4.27)$$

де C – кількість сухого осаду на одиницю об'єму фільтрату, кг/м³, c_1 – концентрація сухої речовини в суспензії, кг/кг.

- кількість твердої фази на фільтрі від 1 м³ фільтрату

$$C = \frac{\rho_\phi}{\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}}. \quad (4.28)$$

Необхідна продуктивність фільтра:

- за фільтратом

$$Q' = \frac{Gc_1}{C}, \quad (4.29)$$

- за повітряно-сухим осадом

$$Q_1 = \frac{Gc_1}{c_{B,C}}, \quad (4.30)$$

де $c_{B,C}$ – вміст твердої фази в повітряно-сухому осаді.

Середній питомий опір осаду

$$r_m = r'_m p^s, \quad (4.31)$$

де r'_m – середній масовий опір нестислого осаду; s – ступінь стиску осаду.

Опір фільтрувальної перегородки

$$R_0 = R'_0 p^m, \quad (4.32)$$

де R'_0 – питомий опір фільтрувальної нестисної перегородки; m – ступінь стискання фільтрувальної перегородки.

Звідси умовний об'єм фільтрату

$$V_0 = \frac{R_0 F}{C r_m}. \quad (4.33)$$

Під час одержання об'єму фільтрату з усієї площі F час фільтрування

$$\tau = b(V^2 + 2V_0V), \quad (4.34)$$

$$b = \frac{\mu r_m C}{2pF^2}. \quad (4.35)$$

Параметри рівняння фільтрації (4.34) для одиниці площі фільтра (рівняння (4.33) та (4.35)): $b_1 = \mu r_m C / 2p$, $V'_0 = R_0 / C r_m$.

Ці величини необхідно визначати при розрахунках не лише барабанного, а й дискового та стрічкового фільтрів, що працюють, як під вакуумом, так і під тиском.

Час фільтрації

$$\tau = \frac{b_1 h_2 (h_2 + 2UV'_0)}{U^2}. \quad (4.36)$$

Час промивання можна визначити таким способом. Знаючи на підставі

експериментів кількість α_0 промивної рідини, що витрачається на одиницю маси вологого осаду, визначають кількість промивної рідини, що витрачається на одиницю площі фільтра:

$$V_{\text{ПР}} = \alpha_0 h_2 \rho_0. \quad (4.37)$$

Визначення швидкості промивання проводиться аналогічно визначенню швидкості фільтрації:

$$W_{\text{ПР}} = \frac{V_{\text{ПР}}}{\tau_{\text{ПР}}} = \frac{P_{\text{ПР}}}{\mu_{\text{ПР}} Cr_m (V' + V'_0)}, \quad (4.38)$$

звідки час промивання

$$\tau_{\text{ПР}} = \frac{V_{\text{ПР}} \mu_{\text{ПР}} Cr_m (V' + V'_0)}{P_{\text{ПР}}}. \quad (4.39)$$

Провівши заміну

$$\frac{V_{\text{ПР}} \mu_{\text{ПР}} Cr_m}{P_{\text{ПР}}} = b'_2 h_2 \quad (4.40)$$

і враховуючи, що $V' = \frac{h_2}{U}$ (із товщини), одержують час промивання

$$\tau_{\text{ПР}} = \frac{b'_2 h_2 (h_2 + UV'_0)}{U}, \quad (4.41)$$

$$b_2 = \frac{\alpha_0 \rho_0 \mu_{\text{ПР}} Cr_m}{\rho_{\text{ПР}}}. \quad (4.42)$$

Під час подавання води форсунками час промивання потрібно збільшити, тому що для попередження розмивання осаду доводиться покривати водяними струменями поверхню більшу, ніж зона промивання. Збільшення часу на промивання виражається через відношення ν дійсно зрошуваної форсунками площі $F'_{\text{ПР}}$ фільтра до теоретичної площі $F_{\text{ПР}}$ зони промивання, тобто

$$\tau'_{\text{ПР}} = \tau_{\text{ПР}} \frac{F'_{\text{ПР}}}{F_{\text{ПР}}} = \nu \tau_{\text{ПР}}. \quad (4.43)$$

Час підсушування, знімання осаду та перебування його в мертвих зонах

$$\tau' = \frac{(\tau + \tau'_{\text{ПР}}) n'_C}{n_C - n'_C}, \quad (4.44)$$

де n'_c – кількість секцій фільтра, що одночасно знаходяться в зонах просушування, знімання та мертвих зонах; n_c – загальна кількість секцій фільтра. Ці величини можуть бути задані або обрані за конструкційними міркуваннями. Загальна тривалість робочого циклу або час, що витрачається на один оберт.

$$\tau_0 = \tau + \tau'_{\text{ПР}} + \tau' . \quad (4.45)$$

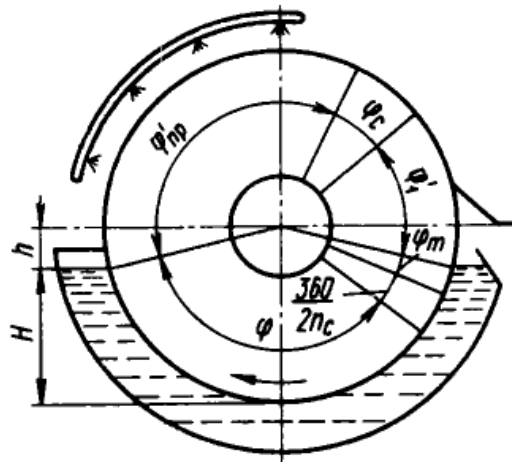


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема барабанного вакуум-фільтра

При визначенні часу просушування осаду необхідно врахувати, що, звичайно кут φ'_1 , що займає сектор зони віддувки та знімання, становить $45\text{--}55^\circ$ (рис. 4.9). Кут φ_m сектора мертвої зони (від рівня рідини до верхньої межі зони фільтрації) становить 3° ; кут сектора зони верхньої межі зони фільтрації до середини її першої секції становить $\frac{360}{2n_c}$. Кут, займаний секторами знімання осаду та мертвих зон, дорівнює сумі зазначених кутів:

$$\varphi' = \varphi'_1 + \varphi_m + \frac{360}{2n_c} . \quad (4.46)$$

Отже, час просушування осаду

$$\tau_c = \tau' - \frac{\varphi'}{360} \tau_0 . \quad (4.47)$$

Цю величину потрібно уточнити проведенням експериментів на діючих фільтрах, тому що наведений розрахунок є орієнтовним. Повна поверхня фільтра

$$F_0 = \frac{\tau_0 Q'}{V'} = \frac{\tau_0 Q' U}{h_2}. \quad (4.48)$$

Якщо поверхня фільтрації F_0 задана, то продуктивність фільтра:
за фільтратом

$$Q' = \frac{F_0 h_2}{\tau_0 U}; \quad (4.49)$$

за повітряно-сухим осадом (з умістом сухої речовини $c_{B.C}$)

$$G' = \frac{F_0 h_2 C}{\tau_0 U c_{B.C}}. \quad (4.50)$$

Частота обертання барабана за 1 хвилину

$$n = \frac{1}{\tau_0}. \quad (4.51)$$

Кути секторів фільтра:

– зони фільтрації

$$\varphi = \omega \tau; \quad (4.52)$$

– зони промивання

$$\varphi'_{\text{ПР}} = \omega \tau'_{\text{ПР}}; \quad (4.53)$$

– зони просушування

$$\varphi_C = \omega \tau_C; \quad (4.54)$$

– мертвих зон (нижче рівня рідини)

$$\varphi'_2 = \varphi_m + \frac{360}{2n_c}. \quad (4.55)$$

У формулах (4.53)–(4.54) ω – кутова швидкість барабана фільтра.

Глибина занурення барабана в суспензію

$$H = \frac{D_\delta}{2} [1 - \cos(\varphi'_2 + \varphi)], \quad (4.56)$$

де D_δ – діаметр барабана.

Приблизні кутові розміри зон барабанного фільтра наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Характеристики зон барабанного фільтра

Зона	Кут		Співвідношення, %
	Позначення	Значення, град	
Зона фільтрації	φ'_{np}	133	37,0
Зона промивання	φ_{np}	128	35,5
Зона просушування	φ_c	33	9,17
Зона знімання осаду та мертві зони над поверхнею суспензії, що фільтрується	φ'_1	54	15,0
Мертва зона нижче рівня рідини у ванні	φ'_2	12	3,33

4.5.3. Визначення основних параметрів дискових фільтрів

Для виведення розрахункових формул розглянемо роботу сектора диска радіусом r . Об'єм фільтрату з поверхні елементарного кільця на диску за одиницю часу

$$dQ = 2\pi r dr n V', \quad (4.57)$$

де r – радіус кільця; dr – товщина кільця, м; n – частота обертання диска, об/хв; V' – об'єм фільтрату з одиниці поверхні елементарного кільця за час фільтрації циклу τ .

Кут зони сектора фільтрації (рис. 4.10)

$$\varphi = \frac{\varphi_r}{2} + \frac{\varphi_{rd}}{2} - \varphi_{mr} = \arccos \frac{h}{r} + \frac{\varphi_{rd}}{2} - \varphi_{mr}, \quad (4.58)$$

де φ_r – кут зануреного в суспензію сектору, який описаний радіусом r ; φ_{rd} – кут зануреного в суспензію сектора, який описаного радіусом r_d ; φ_{mr} – кут сектора мертвої зони (від рівня рідини до межі зони фільтрації).

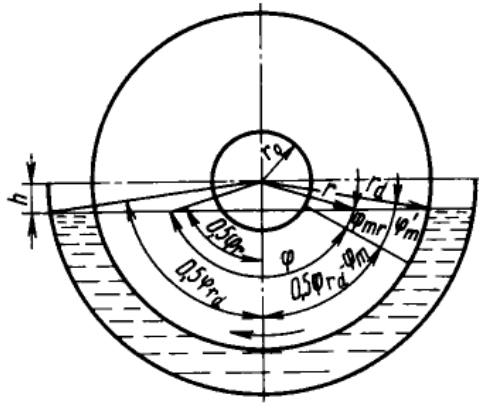


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема дискового фільтра

Час фільтрації

$$\tau = \frac{\varphi}{360n}. \quad (4.59)$$

Об'єм фільтрату на одиницю площі фільтрування

$$V' = \left[(V'_0)^2 + \frac{\tau}{b_1} \right]^{0,5} - V'_0. \quad (4.60)$$

Об'єм фільтрату, одержаного з одиниці поверхні фільтра за час τ , знаходимо, замінивши у формулі (4.60) величину τ значенням, одержаним із виразів (4.58) та (4.59):

$$V' = \left[(V'_0)^2 + \frac{\arccos h/r + 0,5\varphi_{rd} - \varphi_{mr}}{360nb_1} \right]^{0,5} - V'_0. \quad (4.61)$$

Значення b_1 та V'_0 вираховуємо за формулами (4.35) та (4.33).

Повна продуктивність фільтра, що має i дисків,

$$Q = 4\pi in \int_{r_0}^{r_d} \left\{ \left[(V'_0)^2 + \frac{\arccos h/r + 0,5\varphi_{rd} - \varphi_{mr}}{360nb_1} \right]^{0,5} - V'_0 \right\} r dr. \quad (4.62)$$

Тут інтеграл можливо розрахувати наближено, як площу, обмежену абсцисою $r_d - r_0$, двома ординатами $y_{r_0} = \frac{dQ}{dr_0}$ та $y_{r_d} = \frac{dQ}{dr_d}$, а також кривою

$y = \frac{dQ}{dr} = f(r)$. При цьому доцільно застосовувати метод Симпсона.

Якщо припустити, що диск наполовину занурено в суспензію, тобто $h = 0$, то інтеграл рівняння (4.62) можна визначити. Тоді

$$Q = 2\pi i n \left\{ \left[\left(V'_0 \right)^2 - \frac{180 - \varphi_{mr}}{360 n b_1} \right]^{0.5} - V'_0 \right\} (r_d^2 - r_0^2). \quad (4.63)$$

Значення продуктивності фільтра, визначене за формулою (4.63), на 5 % перевищує значення, знайдене наближеним методом за формулою (4.62).

4.5.4. Визначення основних параметрів стрічкових фільтрів

Процес фільтрації відбувається в стрічкових фільтрах дещо швидше, ніж на барабанних та дискових. Це пояснюється тим, що на початку процесу осаджуються великі частинки, які менше забивають пори осаду та фільтрувальної перегородки, тому опір процесу фільтрації знижується. Константи фільтрації для розрахунку можна визначити дослідним шляхом на мікрофільтрі. Для стрічкового фільтра більш точні значення констант фільтрації можна одержати за допомогою наливних воронки, які найкращим чином моделюють процес, що відбувається на стрічкових фільтрах.

Час фільтрації τ та промивання τ'_{IP} визначаються за формулами (4.36) та (4.43). Час просушування τ_c знаходять емпірично. Повний час, необхідний для проходження робочої довжини фільтра,

$$\tau_0 = \frac{l(\tau + \tau'_{IP} + \tau_c)}{l - l_m}, \quad (4.64)$$

де l – довжина фільтра (відстань між центрами привідного та натяжного роликів); l_m – довжина, зайнята мертвими зонами фільтра (встановлюють із конструктивних міркувань).

Швидкість руху стрічки

$$v = \frac{l}{\tau_0} = \pi D n; \quad (4.65)$$

де D та n – діаметр та частота обертання ведучого ролика, об/хв.

Продуктивність фільтра та площу поверхні фільтрації можна розрахувати за формулами (4.49), (4.50) та (4.48).

Загальна поверхня фільтра

$$F = lb, \quad (4.66)$$

де b – ширина стрічки між загородженнями потоку суспензії.

Довжина зон стрічкового фільтра

зони фільтрації

$$l_{\phi} = \nu\tau, \quad (4.67)$$

зони промивання

$$l_{\text{ПР}} = \nu\tau'_{\text{ПР}}, \quad (4.68)$$

зони просушування

$$l_c = \nu\tau_c, \quad (4.69)$$

мертвих зон

$$l_M = l - (l_{\phi} + l_{\text{ПР}} + l_c) = \nu[\tau_0 - (\tau + \tau'_{\text{ПР}} + \tau_c)]. \quad (4.70)$$

4.6. Приклади розрахунків

4.6.1. Розрахунок фільтрпреса типу КМП

Вхідні дані. Фільтрована суспензія: шлам содового виробництва.
 $c_1 = 0,300$ кг/кг; $\rho_{\phi} = 1,3 \cdot 10^3$ кг/м³; $c_2 = 0,650$ кг/кг; $\rho_c = 2,8 \cdot 10^3$ кг/м³; $p = p_{\text{пр}} = 3,5 \cdot 10^4$ кгс/м²; $\mu = \mu_{\text{пр}} = 0,915 \cdot 10^{-6}$ кгс·хв/м²; $r'_m = 8,44 \cdot 10^7$; $s = 0,887$;
 $Q = 0,147$ м³/хв; $R_0 = 1,065 \cdot 10^{10}$ 1/м; $k = 3,0$; $\sigma_1 = 10$ %; $\sigma_2 = 2,5$ %; $\tau_B = 10$ хв;
 $a = 0,050$ грн/год; $x = 2\,000$ грн; $i = 10$ років; $z = 345$ діб; $n_1 = 23$ год/доба;
 $d = 0,275$ грн/год; $F_1 = 50$ м².

Питомий опір осаду

$$r_m = r'_m p^3 = 8,44 \cdot 10^7 \cdot 35000^{0,887} = 0,9 \cdot 10^{12} \text{ м/кг.}$$

Кількість твердої фази, що відкладається на фільтрі 1 м³ фільтрату,

$$C = \frac{\rho_{\phi}}{\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2}} = \frac{1,3 \cdot 10^3}{\frac{1}{0,3} - \frac{1}{0,65}} = 0,726 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

Обсяг вологого осаду 1 м³ фільтрату

$$U = \frac{C}{\rho_0 c_2} = \frac{1 - c_2 \left(\frac{1 - \rho_\phi}{\rho_c} \right)}{\frac{c_2}{c_1} - 1} = \frac{\left(1 - \frac{1,3 \cdot 10^3}{2,8 \cdot 10^3} \right)}{\frac{0,65}{0,3} - 1} = 0,557 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Константи рівнянь фільтрації та промивки можна знайти з рівнянь

$$k'_1 = b_1 + b_2 = \frac{\mu r_m C}{2p} + \frac{\mu_{np} r_m C U n^2}{A p_{np}} \quad \text{та} \quad k'_2 = 2b_1 + b_2 \quad \text{відповідно.}$$

$$b_1 = \frac{0,915 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 \cdot 10^{12} \cdot 0,726 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,5 \cdot 10^4} = 0,85 \cdot 10^4 \text{ хв}/\text{м}^2$$

$$b_2 = \frac{0,915 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 \cdot 10^{12} \cdot 0,726 \cdot 10^3 \cdot 0,557 \cdot \ln 10 / 2,5 \cdot 2^2}{3 \cdot 3,5 \cdot 10^4} = 1,76 \cdot 10^4 \text{ хв}/\text{м}^2.$$

$$k'_1 = 0,85 \cdot 10^4 + 1,76 \cdot 10^4 = 2,61 \cdot 10^4 \text{ хв}/\text{м}^2;$$

$$k'_2 = 2 \cdot 0,85 \cdot 10^4 + 1,76 \cdot 10^4 = 3,46 \cdot 10^4 \text{ хв}/\text{м}^2;$$

$$V'_0 = \frac{R_0}{r_m C} = \frac{1,065 \cdot 10^{10}}{0,9 \cdot 10^{12} \cdot 0,726 \cdot 10^3} = 1,63 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Максимальна продуктивність фільтрпреса за фільтратом

$$Q_{\max} = \frac{F_1}{2\sqrt{k'_1 \tau_B} + k'_2 V'_0} = \frac{50}{2\sqrt{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10} + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5}} = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{хв} = 2,94 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Мінімальна тривалість циклу роботи фільтрпреса

$$\tau_{y \min} = 2\tau_B + k'_2 V'_0 \sqrt{\frac{\tau_B}{k'_1}} = 2 \cdot 10 + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{10}{2,61 \cdot 10^4}} \approx 20 \text{ хв.}$$

Мінімальний питомий обсяг фільтрату, одержаного за час фільтрації:

$$V'_{\min} = \sqrt{\frac{\tau_B}{k'_1}} = \sqrt{\frac{10}{2,61 \cdot 10^4}} = 1,95 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Тривалість фільтрації

$$\tau = \frac{\tau_B b_1}{k'_1} = \frac{10 \cdot 0,85 \cdot 10^4}{2,61 \cdot 10^4} = 3,26 \text{ хв.}$$

Тривалість промивання

$$\tau_{np} = \frac{\tau_B b_2}{k'_1} = \frac{10 \cdot 1,76 \cdot 10^4}{2,61 \cdot 10^4} = 6,74 \text{ хв.}$$

Товщина осаду в рамі фільтра

$$\delta = 2UV'_{\min} = 2 \cdot 0,557 \cdot 1,95 \cdot 10^{-2} = 2,18 \cdot 10^{-2} \text{ м} \approx 22 \text{ мм,}$$

тому товщина рами фільтра за максимальної продуктивності не повинна перевищувати 25 мм.

Необхідна кількість фільтрпресів

$$n_{\min} = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{0,147}{4,9 \cdot 10^{-2}} = 3.$$

При розрахунку установки за оптимальними умовами визначають такі величини.

Витрати з експлуатації фільтрпреса

$$b = \frac{x}{izn_1} = \frac{2000}{10 \cdot 345 \cdot 23} = 0,025 \text{ грн/год.}$$

Вартість робочих операцій

$$A = a + b = 0,050 + 0,025 = 0,075 \text{ грн/год.}$$

Вартість допоміжних операцій

$$B = b + d = 0,025 + 0,275 = 0,3 \text{ грн/год.}$$

Оптимальна тривалість циклу

$$\tau_{\text{opt}} = k'_1 (V')^2 \left(1 + \frac{A}{B}\right) + k'_2 V_0 V' = \tau_B \left(1 + \frac{B}{A}\right) + k'_2 V_0 \sqrt{\frac{B \tau_B}{A k'_1}} = 10 \left(1 + \frac{0,3}{0,075}\right) + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{10 \cdot 0,3}{2,61 \cdot 10^4 \cdot 0,075}} = 50 \text{ хв.}$$

Оптимальна тривалість фільтрації

$$\tau_{\text{opt}} = \frac{B \tau_B b_1}{k'_1 A} = \frac{0,3 \cdot 0,85 \cdot 10^4 \cdot 10}{2,61 \cdot 10^4 \cdot 0,075} = 13 \text{ хв.}$$

Оптимальна тривалість промивання

$$\tau_{\text{порт}} = \frac{B\tau_B b_2}{k'_1 A} = \frac{0,3 \cdot 1,76 \cdot 10^4 \cdot 10}{2,61 \cdot 10^4 \cdot 0,075} = 27 \text{ хв.}$$

Мінімальні витрати на один цикл роботи

$$T_{\min} = 2B\tau_B + k'_2 V'_0 A \sqrt{\frac{B\tau_B}{k'_1 A}} = \frac{\left[2 \cdot 10 \cdot 0,3 + 0,075 \times \right.}{60} \left. \frac{\sqrt{\frac{10 \cdot 0,3}{2,61 \cdot 10^4 \cdot 0,075}}}{\times 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5}} \right]}{60} = 0,1 \text{ грн.}$$

Оптимальна продуктивність фільтра

$$Q_{\text{opt}} = \frac{F_1}{(A+B) \sqrt{\frac{\tau_B k'_1}{AB}} + k'_2 V'_0} = \frac{50 \cdot 60}{\left[(0,075 + 0,3) \sqrt{\frac{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10}{0,075 \cdot 0,3}} + \right.} \left. + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \right]} = 2,36 \text{ м}^2/\text{год.}$$

Співвідношення

$$\frac{Q_{\text{opt}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{2,36}{2,94} = 0,8.$$

Оптимальне число фільтрів

$$m_{\text{opt}} = \frac{Q}{F_1} \left[(A+B) \sqrt{\frac{\tau_B k'_1}{AB}} + k'_2 V'_0 \right] = \frac{0,147}{50} \left[(0,075 + 0,3) \sqrt{\frac{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10}{0,075 \cdot 0,3}} + \right. \left. + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \right] = 3,8 \approx 4.$$

Мінімальні витрати під час роботи фільтрувального обладнання

$$D_{\min} = \frac{Q}{F_1} \left(2\sqrt{AB\tau_B k'_1} + k'_2 V'_0 A \right) = \frac{QA}{F_1} \left(2k'_1 \frac{\delta_{\text{opt}}}{U} + k'_2 V'_0 \right) =$$

$$= \frac{0,147}{50} \left(2\sqrt{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10 \cdot 0,075 \cdot 0,3} + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \cdot 0,075 \right) = 0,45 \text{ грн/год.}$$

Оптимальний питомий обсяг одержаного фільтрату

$$V'_{opt} = \sqrt{\frac{\tau_B B}{A k'_1}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 0,30}{0,075 \cdot 2,61 \cdot 10^4}} = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Оптимальна товщина осаду в рамці преса

$$\delta'_{opt} = 2U \sqrt{\frac{B \tau_B}{A k'_1}} = 2 \cdot 0,557 \sqrt{\frac{0,30 \cdot 10}{0,075 \cdot 2,61 \cdot 10^4}} = 4,4 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 44 \text{ мм.}$$

Витрати на роботу установок за максимальної продуктивності

$$D_{max} = \frac{T_{min} Q}{V'_{min} F_1} = \frac{Q}{F_1} \left[(A + B) \sqrt{\tau k'_1} + k'_2 V'_0 A \right] = \frac{0,147}{50} \left[(0,075 + 0,30) \sqrt{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10} + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \right] = 0,565 \text{ грн/год.}$$

Число фільтрпресів за їх максимальної продуктивності

$$m_{min} = \frac{Q}{Q'_{max}} = \frac{Q}{F_1} \left(2 \sqrt{\tau_B k'_1} + k'_2 V'_0 \right) = \frac{0,147}{50} \left(2 \sqrt{2,61 \cdot 10^4 \cdot 10} + 3,46 \cdot 10^4 \cdot 1,63 \cdot 10^{-5} \right) = 3.$$

Отже,

$$D_{Q_{max}} = \frac{(A + B) m_{min}}{2} = \frac{(0,075 + 0,30) 3}{2} = 0,565 \text{ грн/год.}$$

4.6.2. Розрахунок барабанного фільтра

Вхідні дані. Суспензія, що фільтрується: шлам содового виробництва.
 $c_1 = 0,300 \text{ кг/кг}$, $\rho_\phi = 1,3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $c_2 = 0,650 \text{ кг/кг}$, $\rho_c = 2,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$,
 $\rho = \rho_{IP} = 5500 \text{ кгс/м}^2$, $\mu = \mu_{IP} = 0,685 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{хв/м}^2$, $Q = 0,147 \text{ м}^3/\text{хв}$,
 $R_0 = 1,065 \cdot 10^{10} \text{ 1/м}$, $s = 0,887$, $r'_m = 8,44 \cdot 10^7$, $\nu = 1,05$, $\alpha_0 = 0,005 \text{ м}^3/\text{кг}$. Загальна кількість секцій $n_c = 20$, число секцій просушування, знімання осаду та мертвих зон $n'_c = 5$, $\phi'_1 = 45^\circ$, $\phi_m = 3^\circ$.

Середній питомий опір осаду

$$r_m = r'_m \cdot p^s = 8,44 \cdot 10^7 \cdot 5500^{0,887} = 1,76 \cdot 10^{11} \text{ м/кг.}$$

Константа промивання

$$k'_1 = b_1 + b_2 = \frac{\mu r_m C}{2p} + \frac{\mu_{\text{ПП}} r_m C U n^2}{A \rho_{\text{ПП}}};$$

товщина шару вологого осаду: $h = UV'$.

Густина вологого осаду

$$\rho_0 = \frac{1}{\frac{c_2}{\rho_c} + \frac{1-c_2}{\rho_\phi}} = \frac{1}{\frac{0,650}{2,8 \cdot 10^3} + \frac{1-0,650}{1,3 \cdot 10^3}} = 2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

Константи рівнянь фільтрації

$$b_1 = \frac{\mu r_m C}{2pF^2} = \frac{0,915 \cdot 10^{-6} \cdot 1,76 \cdot 10^{11} \cdot 0,726 \cdot 10^3}{2 \cdot 5500} = 1,060 \cdot 10^4 \text{ хв/м}^2;$$

$$V'_0 = \frac{R_0}{r_m C} = \frac{1,065 \cdot 10^{10}}{1,76 \cdot 10^{11} \cdot 0,726 \cdot 10^3} = 0,834 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2;$$

$$V' = \frac{h_2}{U} = \frac{0,008}{0,557} = 0,0144 \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Час фільтрації

$$\tau = \frac{b_1 h_2 (h_2 + 2UV'_0)}{U^2} = \frac{1,060 \cdot 10^4 \cdot 0,008 \cdot (0,008 + 2 \cdot 0,557 \cdot 0,834 \cdot 10^{-4})}{0,557^2} = 2,2 \text{ хв.}$$

Константа рівняння промивання

$$b'_2 = \frac{\alpha_0 \rho_0 \mu_{\text{ПП}} C r_m}{\rho_{\text{ПП}}} = \frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,685 \cdot 10^{-6} \cdot 0,726 \cdot 10^3 \cdot 1,76 \cdot 10^{11}}{5500} = 1,59 \cdot 10^4 \frac{\text{хв}}{\text{м}^2}.$$

Час промивання

$$\tau_{\text{ПП}} = \frac{V_{\text{ПП}} \mu_{\text{ПП}} C r_m (V' + V'_0)}{\rho_{\text{ПП}}} = \frac{1,59 \cdot 10^4 \cdot 0,008 (0,008 + 0,557 \cdot 0,834 \cdot 10^{-4})}{0,557} = 1,84 \text{ хв.}$$

З урахуванням відношення дійсної площі зрошення до теоретичної

$$\tau'_{\text{ПП}} = \frac{b'_2 h_2 (h_2 + UV'_0)}{U} = 1,05 \cdot 1,84 = 1,93 \text{ хв.}$$

Час просушування, знімання осаду та перебування в мертвих зонах

$$\tau' = \frac{(\tau + \tau'_{\text{ПР}})n'_c}{n_c - n'_c} = \frac{(2,2 + 1,93) \cdot 5}{20 - 5} = 1,37 \text{ хв.}$$

Загальна тривалість робочого циклу

$$\tau_0 = \tau + \tau'_{\text{ПР}} + \tau' = 2,2 + 1,93 + 1,37 = 5,5 \text{ хв.}$$

Задаючись кутом φ'_1 сектора віддувки та знімання осаду та кутом φ_m сектора мертвої зони, знаходимо значення

$$\varphi' = \varphi'_1 + \varphi_m + \frac{360}{2 \cdot n_c} = 45 + 3 + \frac{360}{2 \cdot 20} = 57^\circ.$$

Час просушування осаду

$$\tau_c = \tau' - \frac{\varphi'}{360} \tau_0 = 1,37 - \frac{57}{360} \cdot 5,5 = 0,50 \text{ хв.}$$

Повна поверхня фільтрації

$$F_0 = \frac{\tau_0 Q' U}{h_2} = \frac{5,5 \cdot 0,147 \cdot 0,557}{0,008} = 56,2 \text{ м}^2.$$

Частота обертання барабана фільтра

$$n = \frac{1}{\tau_0} = \frac{1}{5,5} = 0,182 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість барабана фільтра

$$\omega = 360n = 360 \cdot 0,182 = 65,5 \text{ об/хв.}$$

Кути секторів розраховуємо:

– зони фільтрації $\varphi = \omega\tau = 65,5 \cdot 2,2 = 144,0^\circ$;

– зони промивання $\varphi'_{\text{ПР}} = \omega\tau'_{\text{ПР}} = 65,5 \cdot 1,93 = 126,5^\circ$;

– зони просушування $\varphi_c = \omega\tau_c = 65,5 \cdot 0,50 = 33^\circ$;

– мертвих зон $\varphi'_2 = \varphi_m + \frac{360}{2n_c} = 3 + \frac{360}{2 \cdot 20} = 12^\circ$.

Кут сектора навантаження барабана

$$\varphi = \varphi'_2 + \varphi = 12 + 144 = 156^\circ.$$

Для визначення кількості фільтрів в установці задаємося діаметром

$D = 3$ м, та довжиною $l = 4,4$ м барабана. Це стандартний фільтр із площею поверхні барабана $F_1 = 40$ м²; тому для даної продуктивності необхідно встановити 2 фільтри.

Глибина занурення барабана в суспензію

$$H = \frac{D_0}{2} [1 - \cos(\varphi'_2 + \varphi)] = \frac{3}{2} \left(1 - \cos \frac{156,0}{2} \right) = 1,19 \text{ м.}$$

Густина суспензії

$$\rho_{\text{сусн}} = \frac{G}{Q_{\text{сусн}}} = \frac{1}{\frac{0,300}{2,8 \cdot 10^3} + \frac{1 - 0,300}{1,3 \cdot 10^3}} = 1,55 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

Кількість суспензії, що подається на фільтр,

$$G = \frac{QC}{c_1} = \frac{0,147 \cdot 0,726 \cdot 10^3}{0,300} = 0,356 \cdot 10^3 \text{ кг/хв.}$$

Об'єм суспензії, що надходить до ванни,

$$Q_{\text{сусн}} = \frac{G}{\rho_{\text{сус}}} = \frac{0,356 \cdot 10^3}{1,55 \cdot 10^3} = 0,230 \text{ м}^3/\text{хв.}$$

Корисний об'єм ванни фільтра

$$V_B = Q_{\text{сусн}} \tau_0 = 0,230 \cdot 5,5 = 1,26 \text{ м}^3.$$

Витрата повітря на одиницю поверхні фільтра орієнтовно знаходимо як

$$Q_B = k' \frac{\mu V'}{2b_1(V' + V_0)\mu_B} = \frac{5 \cdot 0,915 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 1,060 \cdot 10^4 (0,0144 + 0,834 \cdot 10^{-4}) 3,05 \cdot 10^{-8}} = 0,5 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{хв.}}$$

Питання для самоконтролю

1. Рушійна сила процесу фільтрування.
2. Опір процесу фільтрування.
3. Фактори, що впливають на величину опору фільтрувальної перегородки.
4. Фільтрувальні перегородки та їх вибір.
5. Види фільтрування.

6. Класифікація фільтрів.
7. Фільтри періодичної дії, особливості експлуатації, переваги, недоліки.
8. КМП – конструкція, принцип дії, галузь застосування.
9. Листовий фільтр – конструкція, принцип дії, галузі застосування.
10. Фільтри безупинної дії, особливості експлуатації, переваги, недоліки.
11. Барабанний вакуум-фільтр, конструкція, принцип дії, переваги, недоліки.
12. Стрічковий фільтр – конструкція, принцип дії, переваги, недоліки.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 4

1. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии / В. Г. Айнштейн и др. – Москва : Логос ; Высшая школа, 2002.
2. Чернобыльский И. И. Машины и аппараты химических производств / И. И. Чернобыльский. – Москва : Машиностроение, 1975.
3. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии / Ю. И. Дытнерский // Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – Москва : Химия, 1995.
4. Жужиков В. А. Фильтрование / В. А. Жужиков. – Москва : Химия, 1980.
5. Борисоглебский Б. Н. Фильтровальное оборудование / Б. Н. Борисоглебский // Химическое и нефтяное машиностроение. – Москва, 1966. – № 5.

РОЗДІЛ 5

ЦЕНТРИФУГИ

5.1. Призначення, засоби та фізичні основи центрифугування

Застосування відцентрової сили замість (разом із) сили тяжіння дозволяє значно інтенсифікувати процес поділу неоднорідних сумішей. Для реалізації процесів такого поділу (у яких значення сили природного тяжіння доповнюється, а нерідко й поступається, значенню відцентрових) у хімічній промисловості широко застосовуються машини, що мають назву центрифуги.

Основним вузлом центрифуги є ротор (або «барабан») із суцільним або дірчастим (перфорованим) корпусом, що обертається з великою швидкістю на вертикальному або горизонтальному валу.

Розрізняють такі процеси поділу суспензій у центрифугах:

- відцентрове фільтрування;
- відцентрове відстоювання;
- відцентрове освітлення.

Хоча в основу названих вище видів поділу покладено один принцип, проте їх фізична природа дещо різниться, тому існує сенс розглянути головні характеристики перебігу даних процесів, адже саме фізичні основи – це найголовніший чинник, що впливає на конкретне конструкційне оформлення центрифуг.

Відцентрове фільтрування – процес поділу суспензій у центрифугах із дірчастими (перфорованими) роторами (рис. 5.1).

Внутрішню поверхню такого ротора покрито фільтрувальною тканиною (сіткою або ситом). Суспензія, відцентровою силою відкидається до стінок барабана, при цьому тверда фаза залишається на поверхні тканини, а рідина під дією відцентрової сили проходить крізь шар осаду й тканини та виділяється назовні через отвори в барабані.

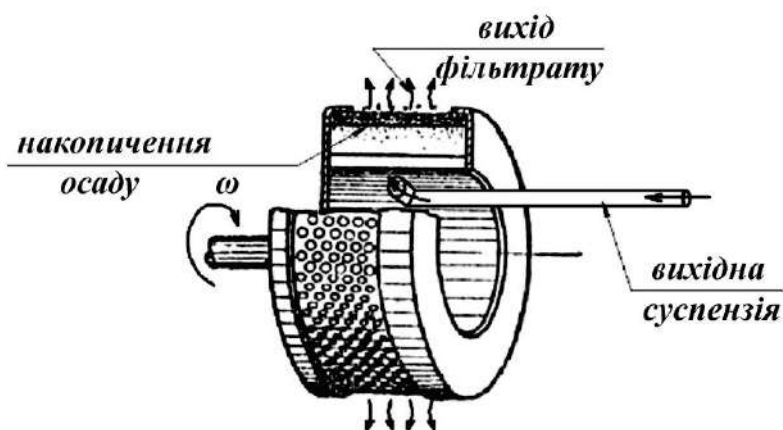


Рисунок 5.1 – Схема процесу відцентрового фільтрування

Тверда фаза із залишковим вмістом у ній рідини називається *осадом*, а рідина, що відокремилася в процесі центрифугування, – *фугатом* (або у разі відцентрового фільтрування – *фільтратом*).

За допомогою відцентрового фільтрування може досягатися високий ступінь зневоднення осадів. Крім того, за технологічними вимогами конкретного виробництва, існує можливість промивання осаду, для чого до ротора, що обертається разом з осадом, подають промивну рідину, яка його й відмиває.

Відцентрове фільтрування, у загальному випадку, складається з трьох фізичних процесів, що проходять у такій послідовності:

- фільтрування з утворенням осаду;
- ущільнення осаду;
- часткове видалення з осаду рідини, що утримується в ньому молекулярними силами.

Відцентрове відстоювання – процес поділу суспензій у центрифугах, що мають ротор із суцільними стінками. Процес поділу відбувається за аналогією зі звичайним відстоюванням тією відмінністю, що дія сили тяжіння доповнюється дією відцентрової сили, яка в багато разів більша за значенням (рис. 5.2).

Суспензія надходить до ротора, що обертається, та під дією відцентрової сили відкидається до стінок його корпусу. Шар осаду формується безпосередньо на стінках, а рідина утворює внутрішній шар, що прийнято називати рідинним циліндром. У міру заповнення об'єму ротора рідина витісняється суспен-

зією, що надходить на розподіл, переливається через край ротора (борт, зливне кільце) та видаляється.

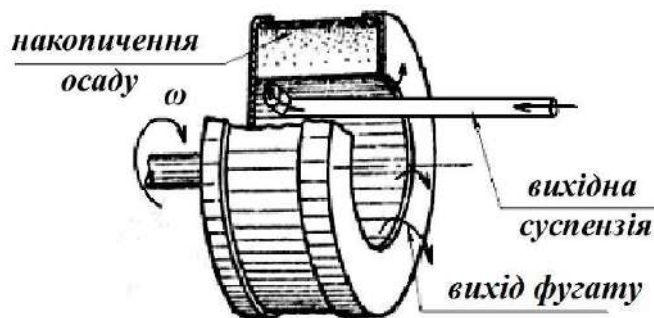


Рисунок 5.2 – Схема процесу відцентрового відстоювання

Процеси центрифугування суспензій у роторах із суцільним корпусом можна поділити на *осаджувальне центрифугування* та *центрифугальне освітлення*.

Осаджувальне центрифугування – це процес поділу суспензій, що містять значну кількість твердої фази. Прикладами осаджувального центрифугування є відділення вугільного шламу від води, виділення твердої фази з комунальних та промислових стічних вод, глинистих бурових розчинів, поділ дріжджової суспензії та суспензії крохмалю та ін. Осаджувальне центрифугування, як правило, складається із:

- осадження твердої фази;
- ущільнення осаду;
- у деяких випадках часткове видалення рідини з пор осаду.

Центрифугальне освітлення – це процес, що здійснюється на центрифугах, який полягає в найбільш ретельному видаленні домішок, що містяться в рідинах, у незначних кількостях (не більше 5 %). Цей процес потрібно розглядати як вільне осадження частинок твердої фази в рідині під дією відцентрових сил. Як приклади центрифугального освітлення можна назвати видалення забруднень та домішок із лаків та мастил для регенерації останніх, виділення окису титану з бутилового спирту, відділення бактерій від рідин та ін.

Поділ емульсій у відстійній центрифугі відбувається аналогічно: рідина з більшою густиною збирається біля стінок ротора, а та, що має меншу густину, –

займає місце ближче до осі обертання і переливається через борт. Поділ емульсій у відстійних центрифугах звичайно називають відцентровою сепарацією. Прикладом такого процесу є відділення вершків від молока.

Таким чином, загальні закономірності центрифугування мають подібність із фізичними засадами відстоювання та фільтрування. Однак існують й суттєві відмінності центрифугування від відповідних процесів, що спостерігаються у відстійниках та фільтрах. Це обумовлено тим, що в центрифугах замість сили тяжіння та різниці тисків діє відцентрова сила, яка досягає значної величини, й практично завжди на процес впливає ущільнення осаду. Зазначені стадії центрифугування (утворення осаду, його ущільнення тощо) можуть накладатись одна на іншу, бути виражені більшою або меншою мірою.

Завершальні стадії процесів відцентрового фільтрування та відстоювання не мають своїх аналогів у промислових фільтрах та відстійниках. Процес поділу в центрифугі часто супроводжується подрібнюванням частинок твердої фази або, навпаки, агрегації (у разі застосування до суспензій коагулянтів, флокулянтів або в разі мимовільної втрати стійкості системи під час руху її частинок).

З першого погляду, виходячи з порівняння значно більшої відцентрової з гравітаційною силою (або відцентрової сили зі значенням різниці тисків), може здатися, що процес центрифугування повинен проходити значно швидше, ніж аналогічні процеси у відстійниках та на фільтрувальному обладнанні. Проте виробничий та дослідницький досвід показали, що процеси в центрифугах мають властиві лише їм особливості та не завжди дозволяють напряму проводити аналогії з фільтрами та відстійниками, особливо за швидкістю перебігу.

5.2. Класифікація центрифуг

Головним чинником, що впливає на вибір конкретної центрифуги, є:

- для суспензій – ступінь дисперсності твердої фази, ефективна густина (різниця густин твердої та рідкої фаз) і їх концентрація;
- для емульсій – стійкість емульсії, що обумовлюється мірою роздробленості крапель однієї рідини в іншій, в'язкість дисперсного середовища та

співвідношення густин фаз.

Крім того, на конструкцію центрифуги істотним чином впливають корозійні властивості сировинних матеріалів, їх токсичність, вогне- та вибухонебезпечність (машини з відкритим або закритим кожухом), коефіцієнт тертя осаду та ін. Також вагомим чинником є наявність у сировинних матеріалах дрібних твердих частинок та їх концентрація, адже чим вона більша в сировині, тим більшою вона може бути в продукті.

На експлуатацію центрифуг істотно впливає в'язкість рідкої фази, адже з її зростанням, як правило, відбувається зменшення продуктивності центрифугального обладнання. Тому в деяких випадках застосовують нагрівання сировини саме для зниження її в'язкості. Крім того, нагрівання емульсій не лише знижує їх в'язкість, а й призводить до зниження стійкості, що позитивно відіб'ється на значенні продуктивності. Ці та ряд інших особливостей впливають на вибір центрифуг.

Центрифуги класифікують за такими ознаками:

- за значенням фактора розподілу;
- за способом вивантаження осаду з ротора;
- за конструкцією опор та розміщенням осі обертання ротора;
- за технологією процесу.

Однією з основних ознак під час класифікації є *фактор поділу*. Цей показник, за яким до того ж оцінюють ефективність роботи, показує, в скільки разів значення відцентрового прискорення, що досягається в цьому обладнанні, більше за прискорення вільного падіння:

$$\Phi_{II} = \frac{\omega^2 r}{g}, \quad (5.1)$$

де ω – кутова швидкість ротора, рад/с; r – радіус обертання, м,

У технічних розрахунках замість кутової швидкості ω застосовують частоту обертання ротора n , об/хв. Ураховуючи, що $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$, та з огляду на те, що $\pi^2 \approx g$ (за числовим значенням), одержуємо досить просту розра-

хункову залежність для визначення фактора поділу центрифуги, яка має ротор радіусом r :

$$\Phi_{\Pi} = \frac{n^2 r}{900}. \quad (5.2)$$

Наприклад, для центрифуги з ротором діаметром 1 000 мм ($r = 0,5$ м), що обертається зі швидкістю $n = 1\,200$ обертів за 1 хвилину, фактор поділу становить

$\Phi_{\Pi} = \frac{1\,200^2 \cdot 0,5}{900} = 800$. Таким чином, бачимо, що дія відцентрових сил

може більш ніж на два порядки бути вагомішою, ніж дія сил тяжіння.

Фактор поділу є важливою характеристикою центрифуг, тому що за інших рівних умов швидкість процесу поділу в центрифугі зростає пропорційно величині Φ_{Π} .

За величиною фактора поділу центрифуги можна умовно поділити на дві групи: *нормальні центрифуги* ($\Phi_{\Pi} \leq 3\,500$) та *надцентрифуги* ($\Phi_{\Pi} > 3\,500$), що обумовлено конструкційними особливостями центрифуг кожної групи та розбіжностями в галузях їх практичного застосування.

Нормальні центрифуги впроваджуються здебільшого у виробництва, де за технологією відбувається поділ різних суспензій, за винятком суспензій із дуже малою концентрацією твердої фази, а також видалення вологи зі штучних матеріалів. Надцентрифуги призначаються для поділу емульсій та тонкодисперсних суспензій.

Нормальні центрифуги можуть бути осаджувальними та фільтрувальними. Надцентрифуги – це агрегати осаджувального типу, які поділяють на трубчасті надцентрифуги, що застосовують для поділу тонкодисперсних суспензій, та рідинні сепаратори, що служать для поділу емульсій.

Істотною ознакою типу центрифуг є *спосіб вивантаження з них осаду*. Вивантаження відбувається застосуванням ножів або шкребків, шнеків та поршнів, що рухаються поступально (пульсуючих), а також під дією сили ваги та

відцентрової сили. Іноді вивантаження здійснюється вручну.

За розміщенням осі обертання розрізняють вертикальні, похилі та горизонтальні центрифуги.

Залежно від організації технологічного процесу центрифуги можуть бути періодичної та безупинної дій.

У межах одного класу центрифуги різних типорозмірів можна порівняти між собою за допомогою величини, що має назву «індекс продуктивності». Індекс продуктивності є добутком площі циліндричної поверхні осадження в роторі на фактор поділу:

$$\Sigma = F_{oc} \Phi_p. \quad (5.3)$$

З огляду на аналогію між процесами відстоювання частинок у центрифугі та у відстійнику значення індексу продуктивності Σ можна вважати таким, що дорівнює площі відстійника, m^2 , що є еквівалентним за продуктивністю.

При розрахунках Σ за формулою (5.3) фактор поділу та площу поверхні осадження обчислюють на середньому радіусі обертання суспензії r_{cp}

$$F_{oc} = 2\pi r_{cp} L, \quad (5.4)$$

$$\Phi_p = \frac{r_{cp} n^2}{900},$$

де L – довжина зони осадження суспензії в роторі центрифуги.

Ураховуючи відставання суспензії від ротора та інші специфічні ефекти, що негативним чином впливають на процес осадження частинок, для розрахунку індексу продуктивності промислових центрифуг можуть застосовуватись інші формули з коефіцієнтами, що враховують особливості конструкції та режимів.

Користуючись значенням індексу продуктивності, можна визначити продуктивність центрифуги, а також провести порівняння між продуктивністю центрифуг одного класу, але різних типорозмірів.

5.3. Конструкції осаджувальних центрифуг

На рисунку 5.3 показана осаджувальна центрифуга періодичної дії з ручним вивантаженням осаду.

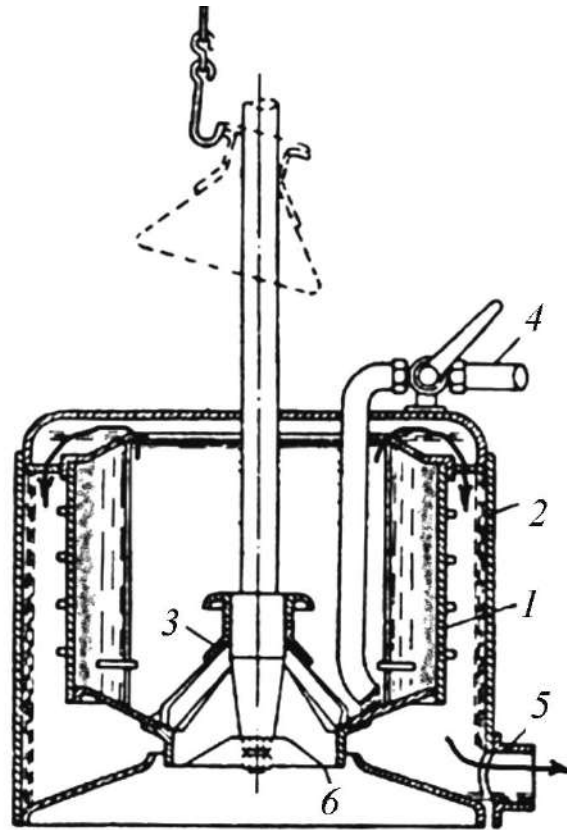


Рисунок 5.3 – Осаджувальна підвісна центрифуга періодичної дії:

1 – барабан; 2 – кожух; 3 – запірний конус; 4 – труба для підведення суспензії;
5 – патрубок для відведення рідини; 6 – канал для видалення осаду

Основним робочим органом центрифуги є ротор (барабан) 1, що обертається на вертикальному валу. Суспензія, що поділяється, завантажується зверху до барабана через трубу 4. Під час обертання барабана тверді зважені частинки під дією відцентрової сили осідають на його стінках, а рідина (фугат) через верхню частину барабана переливається до простору між ротором та стінками кожуха 2 й відводиться до трубопроводу 5. У міру накопичення осаду центрифугу зупиняють, піднімають запірний конус 3, що закриває вивантажний отвір у днищі барабана, та звільняють агрегат від твердої фази. Вивантаження осаду при зупиненому роторі відбувається переважно мимовільно під дією сили ваги, однак іноді потрібно підштовхнути налиплий осад вручну за допомогою спеці-

ального «весла». Ця центрифуга має відносно просту конструкцію, однак зупинення й ручне вивантаження центрифуги пов'язані з непродуктивними витратами часу та енергії. Ці недоліки усунені в конструкціях центрифуг безперервної дії.

На рисунку 5.4 схематично зображено пристрій осаджувальної центрифуги зі шнековим вивантаженням осаду (ОГШ). Конструкція цієї центрифуги є більш досконалою та дозволяє вирішувати ширший ряд виробничих завдань у багатьох галузях.

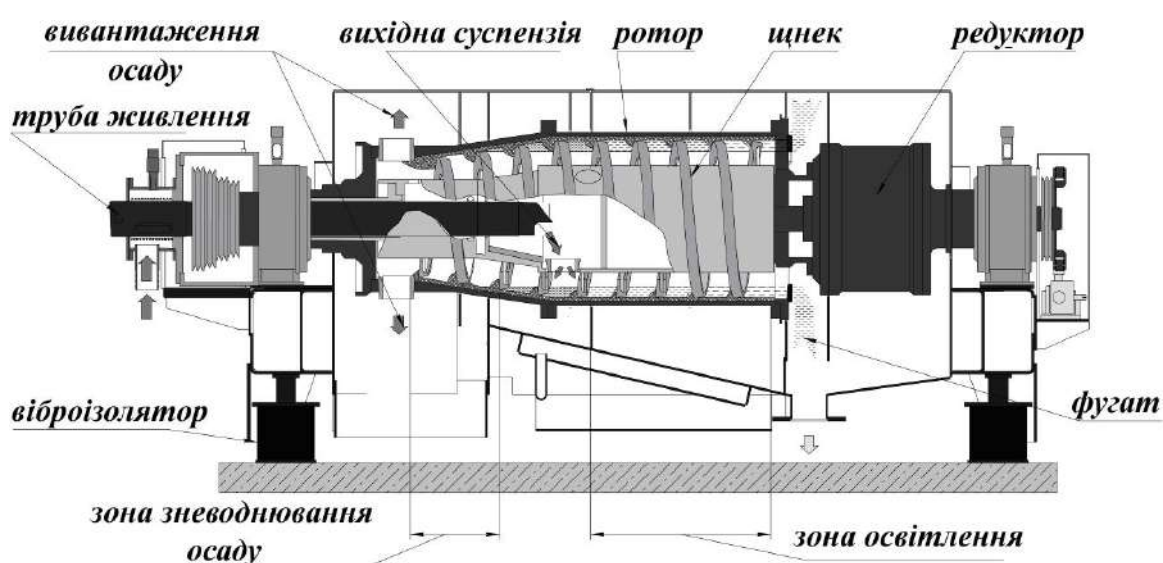


Рисунок 5.4 – Схема осаджувальної центрифуги зі шнековим вивантаженням осаду (ОГШ)

Основними вузлами центрифуги є ротор, що має циліндрово-конічну форму, пустотілий шнек та редуктор, який забезпечує відстаючий рух шнека щодо ротора. Наприклад, під час обертання ротора з частотою 2 000 об/хв обертання шнека відбувається із частотою 1 970 об/хв, тобто є відносне відставання шнека на 30 об/хв.

Вихідна суспензія по трубі живлення надходить усередину порожнього шнека, де вона розганяється до швидкості близької до швидкості ротора. Через вікна в корпусі шнека суспензія викидається у внутрішню порожнину ротора. Всередині ротора відбувається відстоювання суспензії. Очищена рідина (фугат)

під дією відцентрової сили переміщається до вікон вивантаження фугату (вправо на рис. 5.4), звідки потрапляє до кожуха та безупинно видаляється. Осад, що утворився на стінці ротора, постійно переміщається за допомогою шнека за рахунок відносності його руху. Під час руху по конічній частині ротора осад піднімається над рівнем рідини та потрапляє до зони зневоднення (за деякими західними джерелами ця зона називається «пляж»). У цій зоні відбувається складний процес ущільнення осаду разом із витисненням вологи до напряму вільної поверхні валика осаду. Рідина, витиснена з осаду, стікає у бік збільшення діаметра ротора по спіральному каналу шнека.

Пройшовши зону зневоднення, осад вивантажується через відповідні вікна у роторі й відводиться із центрифуги через шахту вивантаження осаду.

Центрифуги цієї конструкції характеризуються високою продуктивністю та застосовуються для поділу тонкодисперсних суспензій із високим вмістом твердої фази, а також для класифікації зважених частинок за розміром або густиною. Так, наприклад, вони застосовуються під час зневоднення вугільних та рудних концентратів, очищення комунальних та промислових стічних вод, очищення бурових розчинів та ін.

Діаметр ротора становить 300–1 200 мм, фактор поділу – 600–3 500; продуктивність за осадом – до 30 т/год, за вихідною суспензією – до 120 м³/год.

Недоліками таких центрифуг є дещо підвищена вологість осаду та здрібнення його частинок, відносна складність конструкції. Зазначені недоліки, однак, компенсуються безперервністю роботи, стійкістю процесу поділу за умов коливань якості суспензії, що поділяється, високою надійністю обладнання, простотою сервісного обслуговування. Завдяки своїм перевагам центрифуги типу ОГШ мають дуже велике поширення і їх випуск становить 50–70 % (за різними оцінками) від загального обсягу випуску центрифуг усіх типів.

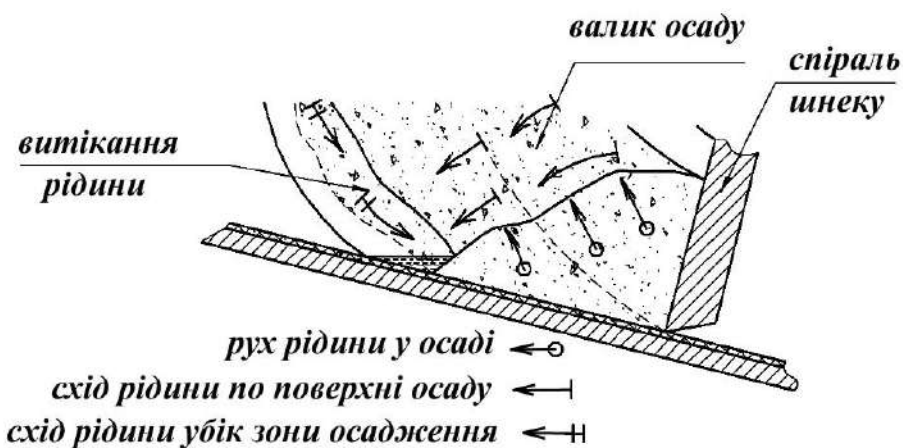


Рисунок 5.5 – Схема процесу зневоднення осаду в центрифугі ОГШ

Відцентрове прискорення (а відтак і фактор поділу) зростає по прямо пропорційній залежності від радіуса та квадрата числа обертів ротора (5.1). Отже, для більш ефективного поділу суміші необхідно збільшити число обертів та зменшити діаметр барабана центрифуги. Крім того, ефективність поділу суміші залежить від довжини її шляху в апараті. На основі цього створені різні конструкції надцентрифуг, що відрізняються здебільшого конструкцією ротора та частотою обертання. Розрізняють два основні види надцентрифуг: трубчасті надцентрифуги та рідинні сепаратори.

Трубчасті надцентрифуги застосовують для поділу тонкодисперсних суспензій із невеликою концентрацією зважених частинок і емульсій. Невеликий діаметр барабана (менш 200 мм) і велика швидкість його обертання (до 45 000 об/хв) дозволяють досягти фактора поділу порядку $\Phi_{II} = 15\ 000$.

Схему пристрою трубчастої надцентрифуги показано на рис. 5.6.

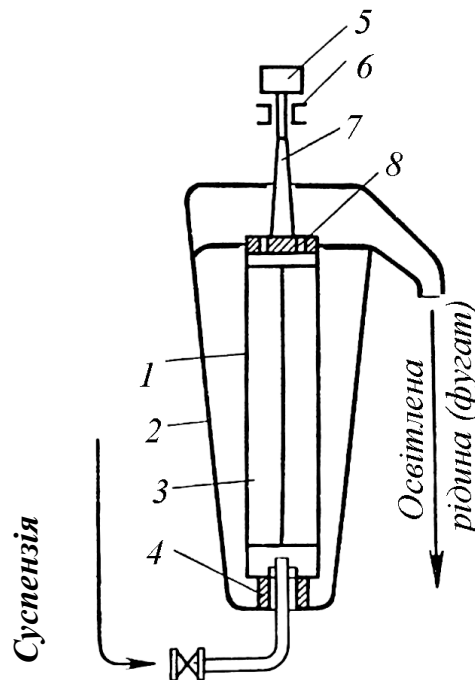


Рисунок 5.6 – Схема пристрою трубчастої надцентрифуги:

1 – трубчастий барабан; 2 – кожух; 3 – радіальні лопатки; 4 – підп'ятник; 5 – шків; 6 – опора; 7 – шпиндель; 8 – отвір для відведення фугату

У кожусі 2 розміщений трубчастий барабан 1, усередині якого встановлені радіальні лопатки 3, що перешкоджають відставанню рідини від стінки барабана під час його обертання. Верхня частина барабана жорстко з'єднана з конічним шпинделем 7, підвішеним на опорі 6. Барабан приводиться в обертання засобами шківа 5. У нижній частині барабана розміщений підп'ятник 4, через який до барабана введена живильна труба. Суміш надходить у нижню частину обертового барабана й рухається знизу нагору. При цьому зважені частинки осідають на стінці барабана, а освітлена рідина викидається через отвори 8 та відводиться з верхньої частини кожуха по трубці. Через певний проміжок часу центрифугу зупиняють та видаляють накопичений у барабані осад .

При застосуванні трубчастих надцентрифуг для поділу емульсій у верхній їх частині встановлюється спеціальний пристрій для роздільного відведення рідин, що розшаровуються.

5.4. Конструкції фільтрувальних центрифуг

5.4.1. Фільтрувальні центрифуги періодичної дії

Фільтрувальні центрифуги з гравітаційним вивантаженням осаду (саморозвантажні) мають днище ротора (барабана) конічної форми із кутом укосу стінок – більше кута природного укосу осаду, що одержується внаслідок центрифугування. За такої конструкції ротора осад сповзає з його стінок під час зупинення центрифуги.

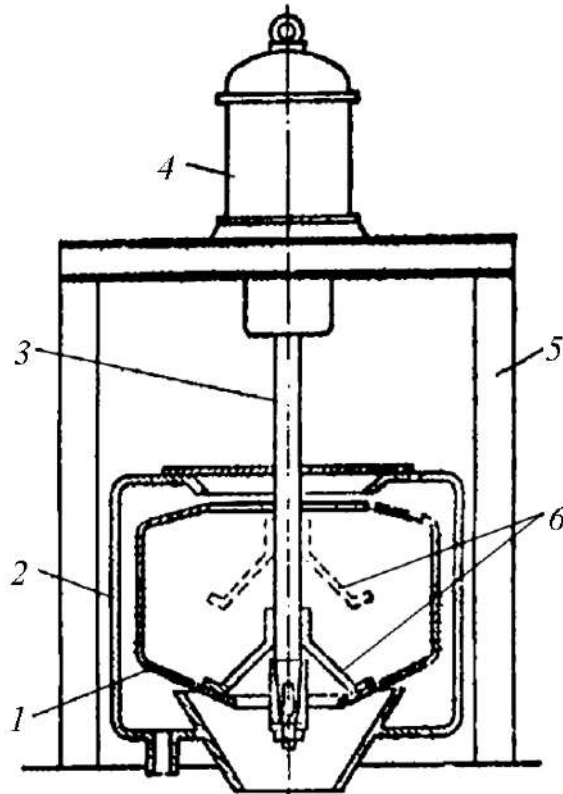


Рисунок 5.7 – Підвісна саморозвантажна фільтрувальна центрифуга:

1 – ротор; 2 – кожух; 3 – вал; 4 – електродвигун; 5 – опора; 6 – упорна втулка з ребрами

На рисунку 5.7 зображена схема саморозвантажної фільтрувальної центрифуги. У такій центрифугі ротор 1 підвішений до нижнього кінця вала 3, що має конічну або кулеподібну опору. Ротор не має глухого днища; його нижня частина з'єднана декількома ребрами з упорною втулкою 6. Розвантажувальні отвори знаходяться між ребрами. Кріплення центрифуги та електродвигуна 4 здійснюється на опорі 5.

Спочатку центрифугу запускають на малих обертах та починають завантаження суспензії. За рахунок відцентрової сили суспензія відкидається до стінок барабана й починається процес фільтрування. Осад накопичується на внутрішній поверхні барабана, а фільтрат виділяється через нижній патрубок кожуха. Після накопичення певного шару осаду ротор (барабан) зупиняють, осад сповзає зі стінок і видаляється із центрифуги. Центрифуги цього типу набули широкого застосування в цукровій промисловості; мають діаметр ротора до 1 200 мм, фактор поділу – 600–1 200, продуктивність за осадом (цукор) – до 4 тонн за 1 годину.

Недоліком центрифуг із гравітаційним і ручним вивантаженням є необхідність зупинити ротор для вивантаження осаду, через що непродуктивно витрачаються час та енергія під час розгону ротора.

Центрифуги з ножовим вивантаженням осаду мають горизонтальний ротор (рис. 5.8, 5.9). Подача суспензії здійснюється до ротора, що обертається. Після стадії накопичення осаду можуть іти стадії промивання осаду та його відтиск. Вивантаження осаду здійснюється ножовим пристроєм 2, що має гідравлічний привод.

Для зняття осаду із внутрішньої поверхні барабана, гідравлічний механізм піднімає на ходу ніж, при цьому осад потрапляє до жолоба 4 та відводиться із центрифуги. Під час вивантаження ротор, як правило, обертається зі зведеною швидкістю. Центрифуги цього типу призначені для поділу суспензій із середньою та дрібнозернистою (розмір зерен 20–150 мкм) твердими фазами. У центрифугах досягається високий ступінь зневоднення та промивання осаду. Діаметр ротора звичайно становить 600–2 000 мм, фактор поділу – 300–1 500; продуктивність за осадом – до 15 т/год.

У сучасних центрифугах зазначеного типу всі стадії процесу фільтрування здійснюються автоматично засобами гідравлічних, електричних автоматів або мікроконтролерів (тому великого поширення набула назва «автоматичні центрифуги»). Пускові реле керують виконавчими механізмами (наприклад, гідравлічними), які відкривають та закривають вентилі, знімають осад. Іноді ро-

бочий цикл центрифугування може мати більше десятка операцій (кілька наповнень ротора, центрифугування на різних частотах обертів, кілька промивань, вивантаження).

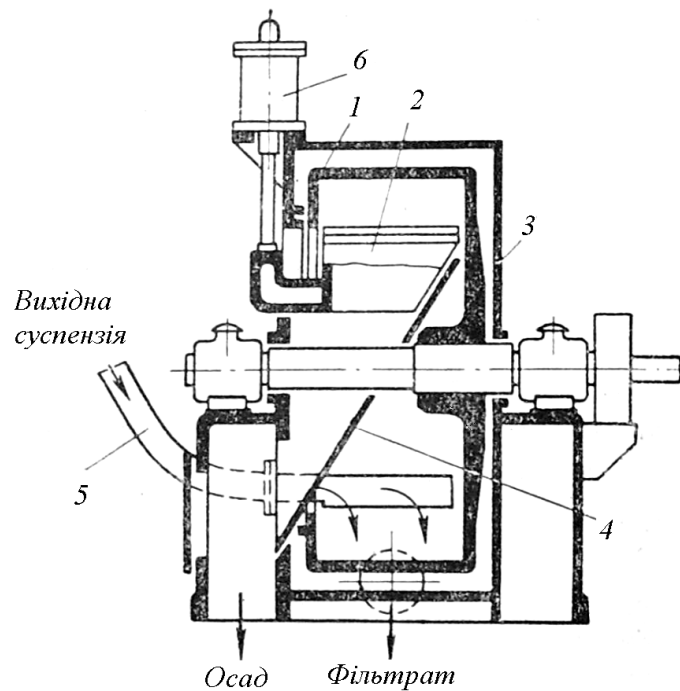


Рисунок 5.8 – Автоматична фільтрувальна центрифуга:

1 – ротор; 2 – ніж; 3 – кожух; 4 – приймальний жолоб; 5 – труба подачі суспензії; 6 – гідравлічний циліндр для піднімання ножа

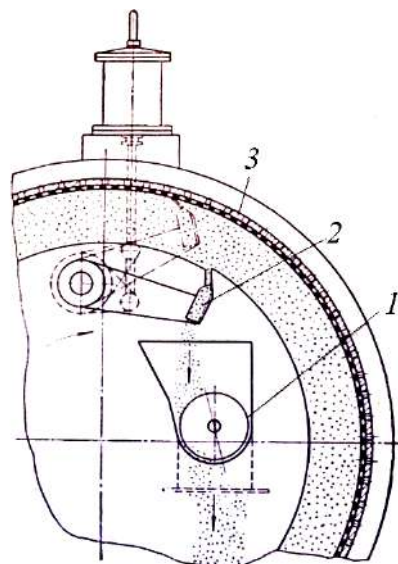


Рисунок 5.9 – Схема роботи ножового пристрою вивантаження осаду:

1 – пристрій, що відводить осад (замість нього може бути жолоб); 2 – ніж (для шкрябання); 3 – фільтрувальний ротор

5.4.2. Фільтрувальні центрифуги безупинної дії

Центрифуги з інерційним вивантаженням осаду не мають ніяких вивантажувальних пристроїв, які б контактували з осадом. Це відносять до конструкційних переваг машин зазначеного типу.

Ці центрифуги потрібно поділити на два типи:

- центрифуги, які розвантажуються під дією відцентрової сили, що за значенням перевищує силу тертя осаду об стінки ротора (вивантаження під дією відцентрової сили);
- центрифуги, вивантаження осаду з яких відбувається не лише за рахунок відцентрових сил, а й за рахунок інерції, що виникає в масі осаду завдяки вібраціям ротора.

Центрифуги з відцентровим вивантаженням осаду. Застосувати дію відцентрових сил для вивантаження осаду, що знаходиться в роторі центрифуги, ще в 1889 р. запропонували Г. Піонтковський та І. Щеніовський. Суспензія, що поділяється, трубою живлення подається всередину обертового конічного ротора (рис. 5.10). Рідка фаза проникає крізь сито, а тверда – затримується на ситі й під дією складової відцентрового поля рухається у бік більшого діаметра – на вивантаження. Кут нахилу твірної конуса обирають таким, щоб він забезпечував надійне вивантаження осаду, – як правило, кут становить 25–35°. Центрифуги цього типу впроваджені в цукровій промисловості для відділення патоки від кристалічного цукру, вони також застосовуються для зневоднення гранул полімерів та інших грубозернистих матеріалів.

Великого поширення центрифуги з відцентровим вивантаженням набули й у побуті для видавлювання соку із фруктів та овочів. Однак необхідно зазначити, що за ефективністю відтискання вони істотно поступаються вітчизняним зразкам, які працюють за принципом фільтрувальних центрифуг із ножовим вивантаженням осаду.

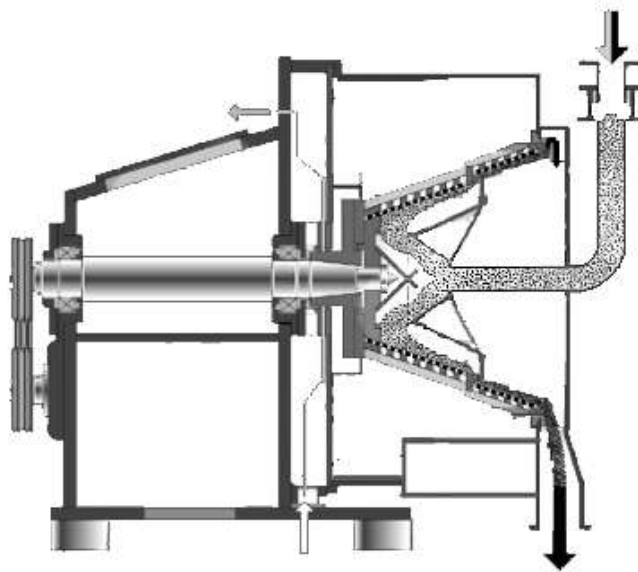


Рисунок 5.10 – Центрифуга з відцентровим вивантаженням осаду

Центрифуги з відцентровим вивантаженням виготовляються, як правило, з діаметром ротора до 1 000 мм, продуктивністю до 10 т/год, фактором поділу до 500 (для швидкісних машин – до 1 500).

Перевагою центрифуг зазначеного типу є простота конструкції, а відтак і надійність в експлуатації. Однак істотним недоліком є короткий період наявності осаду в роторі (порядку десятих секунди), що значно обмежує галузь застосування цього обладнання. Для збільшення часу перебування осаду в роторі можуть застосовуватися різні затримувальні пристрої. Для поліпшення зневоднення ротор може бути виготовлено каскадним. За такої конструкції принцип центрифугування полягає в такому: «перестрибуючи» з каскаду на каскад, частки «струшують» із себе вологу.

Конструкційне оформлення *вібраційних центрифуг* майже аналогічне центрифугам із відцентровим вивантаженням, однак кут нахилу твірної кінцевого ротора, як правило, не перевищує 10° , тому осад не вивантажується мимовільно. Для реалізації вивантаження осаду ротору подаються вібрації із частотою порядку $1\ 000\text{--}1\ 500\ \text{хв}^{-1}$ та амплітудою 1–1,5 мм. Пристрій центрифуг такого типу базується на винаході Л. Мандирко.

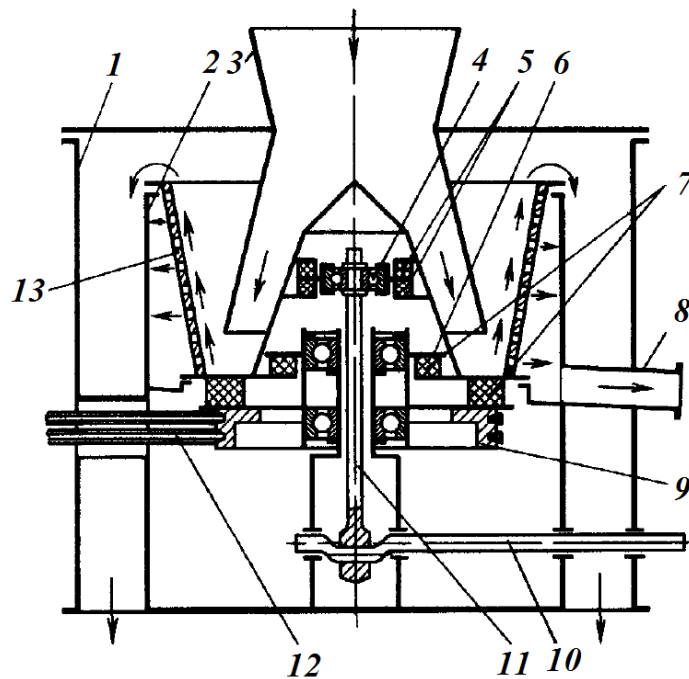


Рисунок 5.11 – Центрифуга з вібраційним вивантаженням осаду

Ротор центрифуги з фільтрувальним барабаном 13 (рис. 5.11) приводиться в обертання через клинові ремені 12 від електродвигуна, що встановлено на рамі центрифуги. Від кривошипного вала 10 барабанові центрифуги додатково надається коливальний рух уздовж його осі. Шатун 11 гумовими елементами 5 сполучений із барабаном. Між днищем барабана та шківом 9, а також між днищем та кільцем 6 розміщені два ряди пружних елементів 7. Верхній кінець шатуна 11 зафіксовано у внутрішньому кільці сферичного роликового підшипника 4. Зовнішнє кільце підшипника сполучене із барабаном центрифуги гумовими елементами 5. Ротор центрифуги – це усічений конус, повернутий широкою основою догори. Суспензія подається через завантажувальний пристрій 3 у нижню частину барабана, де розкручується та рухається догори. Вібрація сприяє не лише просуванню осаду, а й кращому відділенню рідкої фази від твердої. Досягнувши верхнього краю барабана, осад викидається в простір між внутрішнім 2 та зовнішнім 1 кожухами й вивантажується. Фільтрат, пройшовши осад, сита та стінки барабана, потрапляє до внутрішнього кожуха, звідки відводиться із центрифуги через штуцер 8.

Завдяки такому способу вивантаження час перебування осаду в роторі

може досягати 1,5–2 с, що набагато більше, ніж для центрифуг із відцентровим вивантаженням осаду. Однак унаслідок конструкційних труднощів не вдається підняти фактор поділу вібраційних центрифуг вище ніж 110–120, що обмежує галузь застосування лише матеріалами, які легко позбавляються вологи. Вібраційні центрифуги дуже широко застосовуються для реалізації процесів зневоднення грубозернистих вугільних і рудних концентратів (розмір частинок 0,2–13 мм) та інших аналогічних продуктів. Діаметр ротора виробничих машин становить звичайно 1 000–1 500 мм; продуктивність по осаду може досягати 350 т/год. Колосальна продуктивність та низькі питомі витрати енергії (до 0,13 кВт · год/т) – безперечно, переваги вібраційних центрифуг.

Фільтрувальні центрифуги зі шнековим вивантаженням осаду можуть мати ротор різної конусності, зокрема циліндричний, а також барабан, що має менший діаметр із боку вивантаження осаду. Вивантаження осаду здійснюється засобами шнека, що повільно (25–60 об/хв) обертається відносно ротора (рис. 5.12). Відносне обертання шнека та ротора забезпечується спеціальним редуктором. Найбільше впровадження мають центрифуги з більшим діаметром ротора з боку вивантаження осаду.

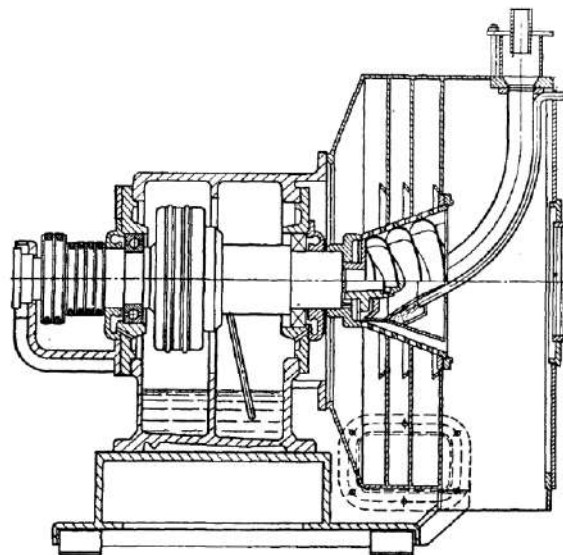


Рисунок 5.12 – Схема фільтрувальної центрифуги
зі шнековим вивантаженням осаду

У цьому разі складова відцентрової сили «допомагає» шнеку здійснювати

вивантаження осаду (при цьому економиться енергія на вивантаження). У деяких випадках твірна ротора має кут нахилу більше кута тертя осаду об сито, тобто осад рухається вздовж сита на вивантаження мимовільно. У цьому разі шнек не вивантажує, а гальмує рух осаду та виконує функції регулювання часу перебування осаду в роторі.

Високопродуктивні та відносно тихохідні шнекові центрифуги використовуються у вуглезбагаченні для процесів зневоднення дрібного концентрату (частки 0,1–3 мм), мають діаметр ротора до 1 000 мм, фактор поділу – до 200, продуктивність – до 60 т/год. Шнекові центрифуги, впроваджені в загальній хімічній технології мають, як правило, ротор до 600 мм у діаметрі, фактор поділу – до 1 500, продуктивність осадом – до 20 т/год. Недоліками цих центрифуг є відносно велике подрібнення осаду та зношування фільтрувальної поверхні ротора, що обумовлено насамперед характером відносного руху пера шнека та сита, стисканням частинок осаду в зазорі між шнеком і ситом.

Фільтрувальна центрифуга з вивантаженням осаду пульсуючим поршнем. Із фільтрувальних центрифуг безупинної дії найчастіше застосовують центрифуги з пульсуючим вивантаженням осаду (типу ФГП). Їх призначено для поділу суспензій об'ємною концентрацією більше 20 %, що містять зернисту тверду фазу із частинками розміром більше ніж 0,1 мм. У хімічній промисловості пульсуючі центрифуги застосовують для поділу суспензій із кристалічною твердою фазою. Вони ефективні також під час оброблення волокнистих матеріалів, для яких не є припустимим руйнування волокон або волокна мають здатність прилипати до робочих деталей.

Центрифуги цього типу забезпечують ефективне промивання осаду та роздільне відведення фільтрату й промивної рідини. Основні переваги пульсуючих центрифуг: безперервність процесу, відносно невелике подрібнення твердої фази, добрий ступінь зневоднення осаду та його ефективне промивання. Недолік пульсуючих центрифуг – підвищене віднесення твердої фази з фільтратом, складність конструкції.

Усі сучасні фільтрувальні центрифуги з пульсуючим вивантаженням оса-

ду можна розділити на одно-, дво- та багатокаскадні. Одно- та двокаскадні центрифуги – це машини загального призначення. Їх випускають з одно- та двостороннім вивантаженням осаду (здвоєні). Центрифуги з ротором, що має більше двох каскадів, є спеціалізованими.

Однокаскадні центрифуги найбільш прості та дешеві, але менш ефективні, ніж двокаскадні. Діаметр ротора – 160–1 400 мм.

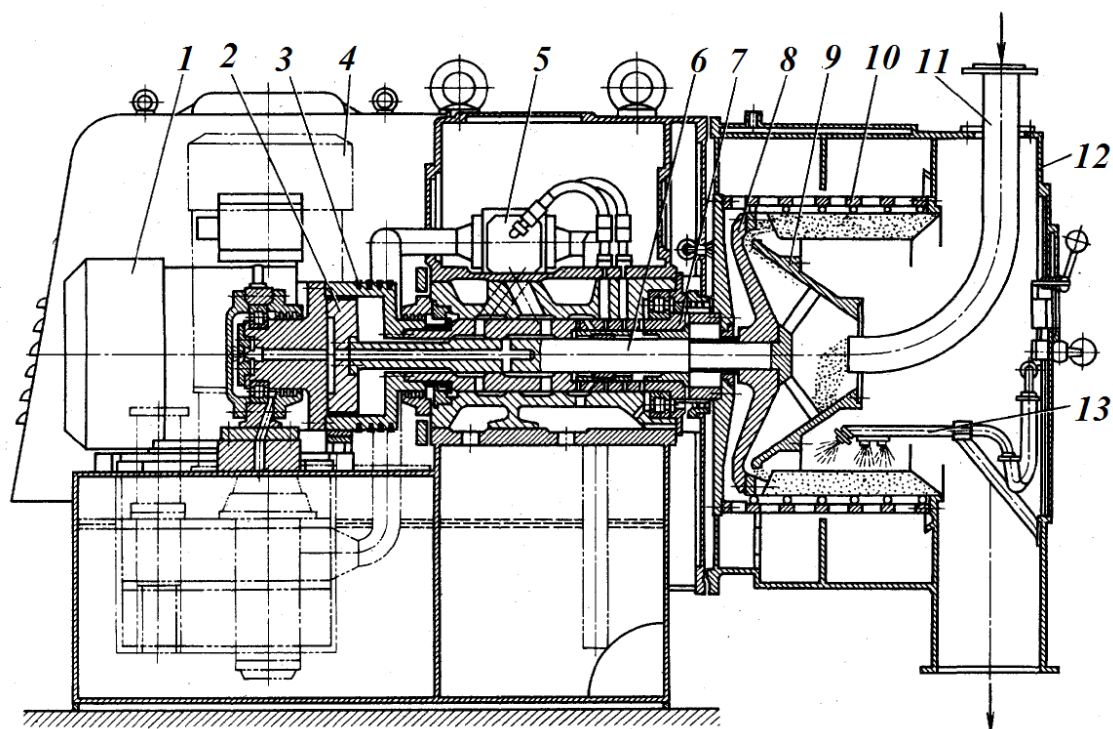


Рисунок 5.13 – Безупинна фільтрувальна центрифуга з вивантаженням осаду пульсуючим поршнем

Конструкція центрифуги ФГП (рис. 5.13) має барабан 10, укріплений на кінці порожнього вала 7, що приводиться в обертання електродвигуном 1 через клиноремінну передачу зі шківом 3. В обичайці ротора розміщене щілинне або колосникове сито. Всередині барабана знаходиться поршень-штовхач 8, який, крім обертання, здійснює зворотно-поступальний рух для переміщення осаду по сити барабана. Це відбувається під дією тиску мастила на поршень 2, сполучений штоком 6 із поршнем-штовхачем. Конічний живильник 9 рівномірно подає суспензію до центрифуги із завантажувальної труби 11. У кришці кожуха 12 встановлено трубу 13 для підведення промивної рідини. Рухом штовхача керує

гідравлічна система, що містить мастильний насос із електродвигуном 4 та механізм керування 5. Товщину шару осаду на поверхні сита регулюють за допомогою змінного кільця, що закріплюється на конічному живильнику.

За кожний робочий хід поршня вивантажується кількість осаду, яка відповідає довжині ходу поршня, що становить приблизно десяту частину довжини ротора. Поршень-штовхач виконує зазвичай 20–100 ходів за 1 хвилину.

Характерна риса роботи пульсуючих центрифуг – потрапляння суспензії під час зворотного ходу поршня-штовхача на невелику ділянку сита, що очищається штовхачем від раніше утвореного осаду. Швидкість фільтрування за такого ходу поршня – максимальна. За прямого ходу штовхача суспензія потрапляє на шар осаду, що уже утворився, і фільтрація поступово сповільнюється. Інтенсивне винесення твердої фази з фільтратом відбувається саме під час зворотного ходу (під час фільтрування через чисте сито), тому можливість обробки тієї або іншої суспензії визначається насамперед розмірами отворів щілинних сит. Суспензії, що мають дрібнокристалічну, а також аморфну високодисперсну тверду фазу (барвники, гідроксиди металів), не можна обробляти на центрифугах такого типу.

Для забезпечення задовільної роботи центрифуг із пульсуючим вивантаженням осаду концентрація твердої фази в суспензії та швидкість її подачі до центрифуги повинні бути постійними; у протилежному разі одержаний осад матиме мінливу вологість і ступінь промивання.

Потрібно враховувати, що суспензія за малої концентрації не встигає віддати вільну рідку фазу та потрапляє під регульовальне кільце, що може призвести до вимивання осаду й потрапляння рідини до бункера готового продукту. Суспензія високої концентрації відрізняється меншою плинністю. У результаті виникає вібрація центрифуги через нерівномірний розподіл осаду по колу ротора. Таким чином, для кожної суспензії, що проходить обробку, існує дві межі концентрації: верхня та нижня. Перевищення або заниження припустимої межі концентрації призводить до порушення нормальної роботи центрифуги.

Для здійснення промивання та просушування осаду в центрифугах із

пульсуючим поршнем потрібні ротори зі значною довжиною, що пов'язано зі зростанням зусиль на переміщення осаду в барабані. У зв'язку із цим, а також для забезпечення вивантаження матеріалів, що вивантажуються важко (гумової крихти, цукру), набули поширення багатокаскадні центрифуги цього типу. Кількість каскадів може бути до восьми. Однак більшість центрифуг цього типу мають двокаскадний ротор (рис. 5.14).

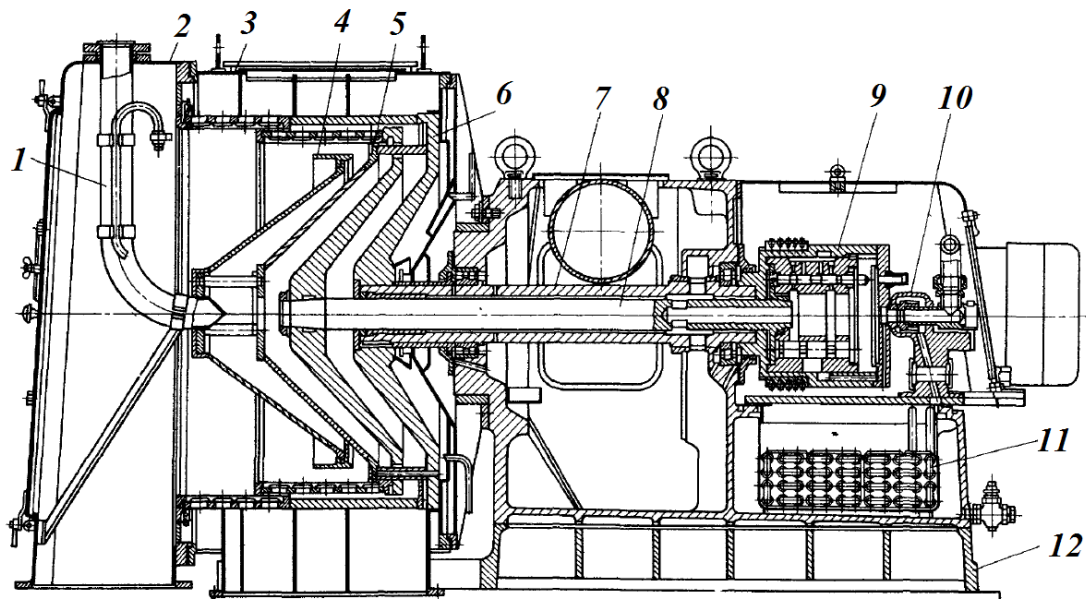


Рисунок 5.14 – Схема двокаскадної центрифуги з пульсуючим вивантаженням осаду

За загальною будовою та принципом дії вони аналогічні однокаскадним. Ротор складається із двох фільтрувальних барабанів, вставлених один в інший, із можливістю поздовжнього відносного переміщення. Барабан другого каскаду та поршень-штовхач закріплено на кінці порожнього вала 7 і вони нерухомі в осьовому напрямку. Барабан першого каскаду насаджений на шток 8, що здійснює разом із ним поздовжній зворотно-поступальний рух. Торець барабана першого каскаду, що має знімне кільце, забезпечує рух осаду по сити другого каскаду. По сити першого каскаду осад рухається, наштовхуючись на нерухомий в осьовому напрямку поршень-штовхач. Таким чином, під час зворотно-поступального руху штока осад рухається поперемінно по ситах першого та другого каскадів.

Дослідження роботи двокаскадних центрифуг показало, що за однакового (з однокаскадними машинами) фактора поділу, на них може бути досягнута продуктивність на 10–25 % вище. При зменшенні довжини окремого каскаду відповідно зменшується й товщина шару осаду, що дозволяє інтенсифікувати процес його відтискання зменшенням товщини шару або збільшенням фактора поділу в 1,5–2,0 раза порівняно з однокаскадними центрифугами. Двокаскадні машини також характеризуються меншою витратою електроенергії на вивантаження осаду. Ці та деякі інші переваги двокаскадних центрифуг сприяли їх швидкому впровадженню до хімічної та інших галузей промисловості.

Вітчизняною промисловістю також виготовляються чотири- та шестикаскадні центрифуги для харчових виробництв. Принципово багатокаскадні центрифуги аналогічні двокаскадним.

Недоліками машин цієї конструкції є відносно складна та металоемна конструкція, великі витрати енергії на вивантаження осаду. Ці недоліки компенсуються високим комплексом технологічних показників: можливістю якісного зневоднення та промивання осаду, безперервністю роботи, можливістю застосування для широкого діапазону матеріалів.

Центрифуги цього типу можуть мати ротор діаметром від 400 до 2 000 м, фактор поділу – до 1 400, продуктивність – до 50 т/год та застосовуються в хімічній, коксохімічній, гірничорудній, харчовій та іншій галузях промисловості.

5.4.3. Конструкція та принцип дії колосникового сита

Фільтрувальна поверхня більшості центрифуг безупинної дії має колосникове сито. Сито складається із прутків трапецієдного, трикутного або фасонного профілю (рис. 5.15). Основними вимогами до фільтрувального сита є: здатність до самоочищення (що досягається формою профілю), стійкість до абразивного зношування (визначає вибір матеріалу: звичайна або легована сталь, твердий сплав, кераміка).

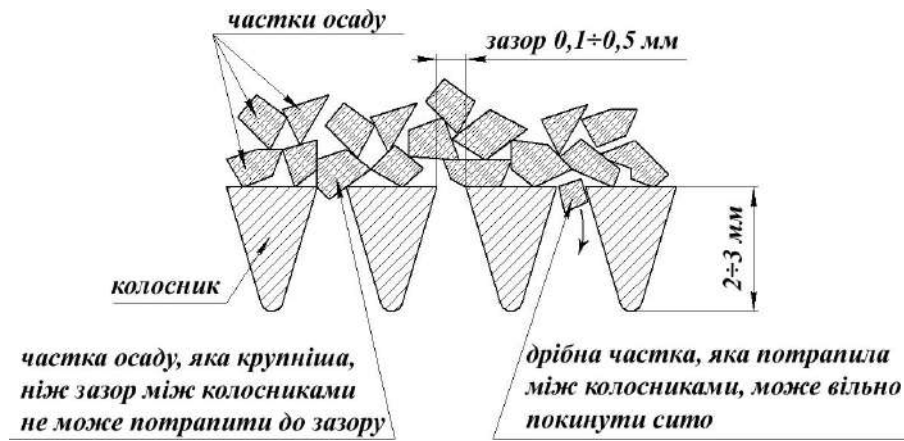


Рисунок 5.15 – Схема пристрою колосникового сита

Для тихохідних центрифуг із відцентровим, вібраційним, шнековим вивантаженням осаду ($\Phi_{II} \leq 250$) застосовується, як правило, суцільнозварне самонесуче сито (зварене з колосників та допоміжних деталей). Інші центрифуги звичайно мають опорний каркасний ротор, куди вставляється змінне колосникове сито. Для центрифуг із відцентровим вивантаженням осаду, що застосовуються в цукровій промисловості, сита виготовляють із нікелю товщиною до 0,15 мм (шляхом електрохімічного осадження) із хромовим покриттям для підвищення зносостійкості. У такому ситі є отвори довжиною до 2 мм та шириною до 0,09 мм. Висока вартість та складність у виготовленні й експлуатації таких сит стримують застосування центрифуг із відцентровим вивантаженням осаду у вітчизняній промисловості.

5.5. Методика розрахунків

5.5.1. Визначення основних параметрів осаджувальної центрифуги періодичної дії

В автоматичних центрифугах горизонтального типу (рис. 5. 16) завантаження та розвантаження відбуваються автоматично, без зупинення або зниження швидкості барабана. Загальною конструкційною рисою автоматичних центрифуг (типу АГ та АОГ) є горизонтальне розміщення ротора.

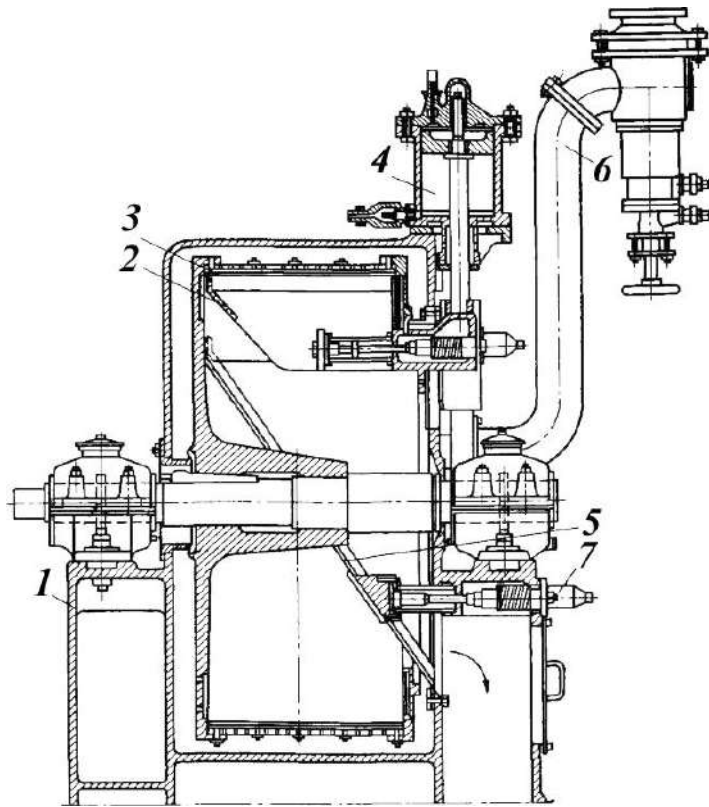


Рисунок 5.16 – Горизонтальна автоматична центрифуга:

1 – станина; 2 – ніж для знімання осаду; 3 – барабан; 4 – гідравлічний циліндр;
5 – жолоб; 6 – трубопровід; 7 – пневматичний молоток

Автоматичні центрифуги нормалізовані та випускаються з перфорованими або суцільними барабанами діаметром 800, 1 200, 1 800 мм, причому граничне значення фактора поділу дорівнює відповідно 1 300, 810 та 520. Центрифуги з перфорованим (фільтрувальним) барабаном призначені для розподілу середньо- та великодисперсних суспензій, зернистих, кристалічних та коротковолокнистих матеріалів, за допустимого подрібнення осаду.

Центрифуги із суцільним (осаджувальним) барабаном застосовують для виділення твердої речовини з важкофільтрувальних суспензій середньої дисперсності. Основний технологічний недолік цих центрифуг із ножовим зніманням осаду – можливе подрібнення кристалів під час знімання осаду ножем.

Алгоритм інженерного розрахунку центрифуг зазначеного типу – такий.

Повний об'єм барабана центрифуги

$$V_{\phi} = \pi R^2 L, \quad (5.5)$$

де L – довжина (висота) барабана центрифуги.

Внутрішній радіус шару матеріалу в роторі при 50 % завантаженні

$$r_1 = 0,71R. \quad (5.6)$$

Об'єм матеріалу в барабані

$$V_m = \pi(R^2 - r^2)L. \quad (5.7)$$

Швидкість осадження матеріалу в центрифугі пропорційна радіусу обертання r . Тому при підрахунку фактора поділу Φ_{II} замість змінного радіуса r користуються середнім радіусом

$$r_{сep} = \frac{R + 0,71R}{2} \approx 0,85R, \quad (5.8)$$

відтак

$$\Phi_{II} = \frac{0,85n^2 R}{900}. \quad (5.9)$$

Під час осадження частинок в умовах, до яких правомірно застосування закону Стокса, швидкість осадження визначають як, м/с:

$$\varpi_0 = \frac{g^2 d^2 (\rho_1 - \rho_2) \Phi_{II}}{18\mu}, \quad (5.10)$$

де d – заданий мінімальний розмір твердих частинок, що вловлюються, м; ρ_1 та ρ_2 – густини відповідно твердих частинок та рідини, кг/м³; μ – динамічна в'язкість рідини, кг/(м · с).

Тривалість процесу осадження потрібно визначати як

$$\tau_{oc} = \frac{R - r_1}{\varpi_0} = \frac{0,29R}{\varpi_0}. \quad (5.11)$$

Загальна тривалість усього циклу центрифугування для осаджувальних машин періодичної дії становить

$$\sum \tau = \tau_{oc} + \tau_{II} + \tau_{\Gamma} + \tau_P, \quad (5.12)$$

де τ_{II} , τ_{Γ} та τ_P – тривалість періодів відповідно пуску, гальмування та розвантаження центрифуги, с.

Таким чином, продуктивність осаджувальних центрифуг періодичної дії при 50 % завантаженні матеріалом становить

$$V = \frac{1800V_{\delta}}{\sum \tau} . \quad (5.13)$$

Потужність електродвигуна центрифуг періодичної дії обирають за пусковою потужністю

$$N_{II} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 . \quad (5.14)$$

Складові пускової потужності визначають за таким відношенням. Потужність, що споживається на подолання інерції маси барабана, кВт:

$$N_1 = \frac{G_{\delta} \varpi^2}{2g102\tau_{II}} , \quad (5.15)$$

де G_{δ} – вага барабана, кгс; $\varpi = \omega R$ – колова швидкість барабана, м/с.

Потужність, що споживається на подолання інерції маси матеріалу, кВт:

$$N_2 = \frac{0,19V_{\delta}\rho_c\varpi^2}{102\tau_{II}} , \quad (5.16)$$

де ρ_c – об'ємна маса подільної суспензії, кг/м³.

Потужність, що споживається на подолання тертя в підшипниках, кВт:

$$N_3 = \frac{fG\varpi_B}{102} , \quad (5.17)$$

де $f = 0,7 - 0,1$ – коефіцієнт тертя; G – загальна вага всіх частин центри-

фуги, що обертаються, разом із сировиною, яка до неї завантажена, кгс; ϖ_B – колова швидкість цапфи вала, м/с.

Потужність, що споживається на подолання тертя барабана з повітрям, кВт:

$$N_4 = 10^{-8} R^5 n^3 . \quad (5.18)$$

Потужність електродвигуна $N_{ДВ} = \frac{N_{II}}{0,9} - \frac{N_{II}}{0,8} . \quad (5.19)$

5.5.2. Визначення основних параметрів
шнекової осаджувальної центрифуги

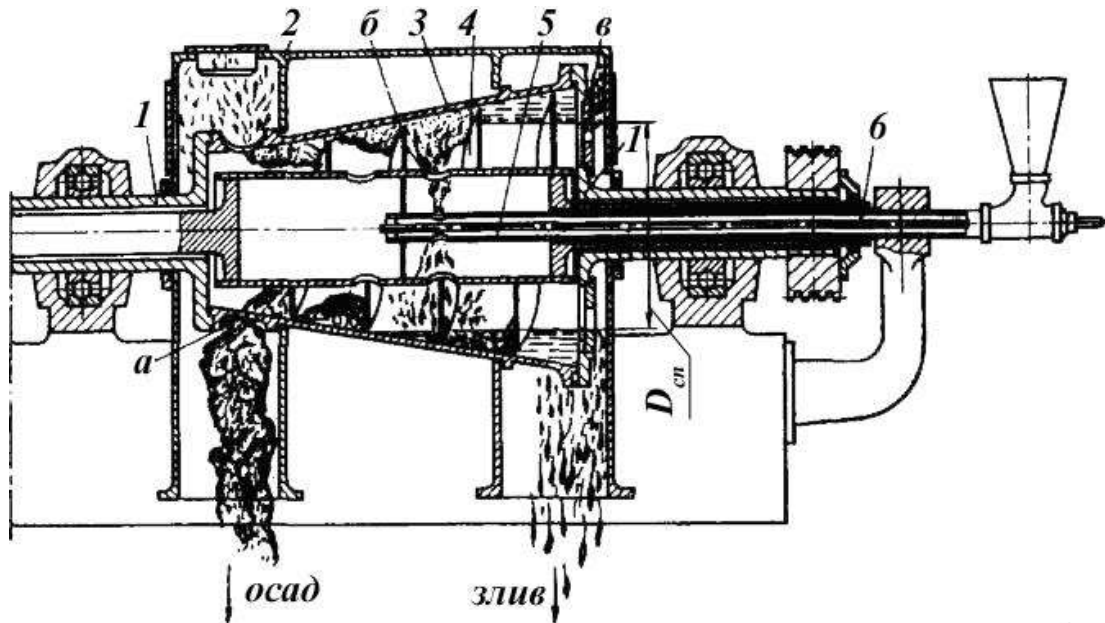


Рисунок 5.17 – Шнекова осаджувальна центрифуга безперервної дії:

a – розвантажувальні вікна для осаду; *б* – отвори для суспензії; *в* – вікно для фугату; *1* – порожниста цапфа; *2* – кожух; *3* – барабан; *4* – барабан шнека; *5* – труба для подавання суспензії; *6* – труба для промивної води

У промисловості більшого впровадження набули шнекові осаджувальні центрифуги безперервної дії (рис. 5.17). Принцип дії цих центрифуг полягає в такому. Суспензія надходить через живильну трубу в барабан шнека, а із нього – у зовнішній барабан, на стінках якого осаджуються частинки твердої фази. Осад, що виникає в барабані, транспортується шнеком до вивантажувальних вікон у вузькій частині зовнішнього барабана. Рідка фаза проходить до зливних вікон у правій торцевій стінці. Осад і фугат відводяться із кожуха через окремі бункери. Діаметр зливного порога можна регулювати змінними або поворотними шайбами. Шнекові осаджувальні центрифуги безперервної дії відрізняються високою продуктивністю та застосовуються для обробки дрібномелених матеріалів із високим вмістом твердої фази. Недоліки цих центрифуг: порівняно високі витрати енергії на переміщення осаду та на витрати в редукторі, значне по-

дрібнення осаду та забруднення фугату дрібномеленою твердою фазою.

Розраховуються згадані центрифуги в такий спосіб. За заданим фактором поділу за максимальної швидкості визначають частоту обертання барабана центрифуги, об/хв:

$$n = \sqrt{\frac{1800\Phi_G}{D_{\max}}}, \quad (5.20)$$

де D_{\max} – максимальний діаметр барабана.

Отже, продуктивність центрифуги за сировиною, м³/год:

$$Q = 3,5 \cdot 10^{-4} \frac{D_{\text{зл}}^2 L_1 (\rho_1 - \rho_2) g^2 d^2 n^2}{\mu}, \quad (5.21)$$

де $D_{\text{зл}}$ – діаметр «зливного циліндра», м; L_1 – довжина «зливного циліндра», м; ρ_1 та ρ_2 – густини відповідно твердих частинок та рідкої фази суспензії, кг/м³; d – крупність поділу (мінімальний розмір частинок, по яких проходить розподіл твердої речовини суспензії між зливом та осадом), м; μ – динамічна в'язкість рідкої фази, кг/(м·с).

Продуктивність центрифуги за сировиною, кг/м³:

$$Q_{\Pi} = Q \rho_c g, \quad (5.22)$$

де ρ_c – густина суспензії, кг/м³.

За однакових умов розподілу продуктивність шнекових осаджувальних центрифуг пропорційна кубу відношення їх лінійних розмірів та квадрату відношення частоти обертання барабанів; або квадрату відношення їх лінійних розмірів і першого ступеня відношення відцентрових сил, що виникають, тобто

$$\frac{Q'}{Q''} = \lambda^3 \left(\frac{n'}{n''} \right)^2 = \lambda^2 \left(\frac{C'}{C''} \right), \quad (5.23)$$

де λ – відношення подібних геометричних розмірів центрифуг, напри-

клад $\lambda = \frac{D'_{\text{зл}}}{D''_{\text{зл}}} = \frac{L'}{L''}$.

Із рівнянь матеріального балансу можна визначити продуктивність центрифуги за сухою твердою речовиною, кг/год:

$$Q_T = Q_{II} \frac{B_c}{100}, \quad (5.24)$$

і продуктивність центрифуги за зливом (фугатом), кг/год:

$$Q_{зл} = Q_{II} \frac{100 - b - B_c}{100 - b - B_{\phi}}. \quad (5.25)$$

У формулах (5.24) та (5.25): B_c – концентрація твердої речовини в суспензії, %_{мас}; b – вологість осаду, %_{мас}; B_{ϕ} – вміст твердої фази у фугаті, %_{мас}.

Беручи густину фугату $\rho_{\phi} \approx \rho_2$, одержуємо

$$Q_{зл}' = \frac{Q_{зл}}{\rho_2}, \text{ м}^3/\text{Год}. \quad (5.26)$$

Граничний розмір твердих частинок, рух яких під дією відцентрових сил підлягає закону Стокса, можна з прийнятною точністю визначити за формулою, МКМ:

$$d_{III} = 11,75 \cdot 10^2 \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{g^4 \rho_2 (\rho_1 - \rho_2) R_{зл} n_2}}, \quad (5.27)$$

де $R_{зл} = \frac{D_{зл}}{2}$.

Мінімально можливу вологість осаду можна орієнтовно підрахувати, %

$$b_{\min} = \frac{(\rho_1 - \rho_n) \rho_2}{(\rho_1 - \rho_n) \rho_2 + \rho_n \rho_1} 100 \%, \quad (5.28)$$

де ρ_n – насипна густина осаду, кг/м³.

Загальне споживання енергії шнековою осаджувальною центрифугою безперервної дії складається з потужностей: N_1 – на надання кінетичної енергії зливу (фугату) та осаду, що відводяться з машини; N_2 – на подолання сил тертя під час транспортування осаду всередині машини; N' – на подолання шкідливих

опорів у машині.

Потужність, що споживається на надання кінетичної енергії зливу та осаду, які відводяться з барабана центрифуги, Вт:

$$N_1 = n^2 \left[Q_T \left(1 + \frac{b}{100} \right) R_K^2 + Q_{3л}^B + R_{3л}^2 \right] \cdot 10^{-9}, \quad (5.29)$$

де R_K – радіус розміщення вікон вивантаження осаду з барабана, м.

Потужність, що споживається на подолання сил тертя під час транспортування осаду всередині машини, містить потужності: N_2' – на подолання складових відцентрової сили; N_2'' – на подолання сил тертя, що виникають між стінками барабана та осадом; N_2''' – на подолання сил тертя між витками шнека та осадом, тобто

$$N_2 = N_2' + N_2'' + N_2'''. \quad (5.30)$$

Потужність, що споживається на подолання складової відцентрової сили, напрямленої вздовж твірної барабана машини до його широкого кінця, кВт:

$$N_2' = n^2 R_{cep} L Q_T \left(1 + \frac{b}{100} \right) \operatorname{tg} \beta \cdot 10^{-9}, \quad (5.31)$$

де R_{cep} – середній радіус барабана, м; L – довжина барабана центрифуги, м; β – кут між віссю та твірною барабана.

Потужність, що споживається на подолання сил тертя між осадом та стінками барабана, кВт:

$$N_2'' = n^2 R_{cep} L Q_T \left(1 + \frac{b}{100} \right) K_1 \cdot 10^{-9}, \quad (5.32)$$

де K_1 – коефіцієнт тертя осаду об стінки машини (як правило, $K_1 = 0,3 - 0,8$).

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя між осадом та витками шнека, кВт:

$$N_2''' = \pi n^2 R_{cep}^2 K_2 z Q_T \left(1 + \frac{b}{100}\right) (\sin 2\beta + 2K_1 \cos^2 \beta) 10^{-9}, \quad (5.33)$$

де K_2 – коефіцієнт тертя осаду по поверхні витків шнека (звичайно $K_2 = 0,15 - 0,40$);

z – кількість витків шнека.

Підставивши значення N_2' , N_2'' , N_2''' у рівняння (5.30), маємо N_2 , кВт:

$$N_2 = n^2 R_{cep} Q_T \left(1 + \frac{b}{100}\right) \left(\begin{array}{l} Ltg \beta + LK_1 + \pi R_{cep} K_2 z \times \\ \times \sin 2\beta + 2\pi R_{cep} K_1 K_2 z \cos^2 \beta \end{array} \right) \cdot 10^{-9}. \quad (5.34)$$

Потужність N_3 , що споживається на подолання шкідливих опорів у машині, також містить три складові N_3' , N_3'' , N_3''' .

Потужність – на подолання сил тертя всередині редуктора, кВт:

$$N_3' = (1 - \eta) i N_2, \quad (5.35)$$

де η – коефіцієнт корисної дії редуктора (для звичайного редуктора $\eta = 0,95 - 0,98$); i – відношення частоти обертання барабана до різниці частот обертання барабана та шнека (зазвичай $i = 30 - 50$).

Для скорочення витрат у редукторі можна встановлювати спеціальні планетарні редуктори або редуктори із внутрішнім зчепленням. У цьому разі рівняння (5.35) набере вигляду

$$N_3' = (1 - \eta_1) i N_2, \quad (5.36)$$

де η_1 – ККД планетарного редуктора (зазвичай $\eta_1 = 0,80 - 0,85$).

Із цього випливає, що вирішальним чинником, який визначає величину витрат потужності в редукторі, є схема редуктора, що застосовується. Ступінь впливу цього фактора виявляється лише під час конструювання конкретної ма-

шини, у зв'язку із чим точне визначення N'_3 можливе лише після вибору або розроблення конструкції редуктора.

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя в цапфах та ущільненнях, можна орієнтовно визначити як

$$N_3'' = 1,29 \cdot 10^{-4} G D_o n K_3 K_4, \quad (5.37)$$

де N'' , кВт; G – вага вузлів та деталей центрифуги, що обертаються, кг; D_o – максимальний діаметр конічного барабана центрифуги, м; K_3 – коефіцієнт, що враховує витрати холостого ходу машини (можна брати $K_3 = 3 - 6$); K_4 – коефіцієнт тертя в цапфах (для кулькових і роликів підшипників $K_4 = 0,005 - 0,020$, для підшипників ковзання тертя $K_4 = 0,05 - 0,10$).

Потужність, що споживається на подолання тертя барабана машини з вітрам, визначається за формулою, кВт:

$$N_3''' = 10^{-8} R_{cep}^5 n^3. \quad (5.38)$$

Таким чином, повна потужність, яку споживає шнекова осаджувальна центрифуга безперервної дії, становить

$$N = N_1 + N_2 + N_3' + N_3'' + N_3'''. \quad (5.39)$$

Із наведених рівнянь бачимо, що складові N_1 , N_2 та N_3' енергетичного балансу пропорційні квадрату частоти обертання n , складова N'' – її першому ступеню, а складова N''' пропорційна кубу значення n . Це дозволяє (за інших рівних умовах) визначити потужність, яку споживає центрифуга за різних частот обертання, якщо відома потужність, що витрачається машиною, кВт:

$$N_x = \left(N_1 + N_2 + N_3' \right) \frac{n_x^2}{n_0^2} + N_3'' \frac{n_x}{n_0} + N_3''' \frac{n_x^3}{n_0^3}, \quad (5.40)$$

де N_x – потужність, що споживається за частоти обертання ротора n_x ; n_0 – частота обертання, за якої визначені складові енергетичного балансу.

5.5.3. Визначення основних параметрів фільтрувальної центрифуги

Продуктивність фільтрувальних центрифуг можна визначити за залежно-

стями, викладеними в розділі «Фільтрувальне обладнання». Формули для розрахунку продуктивності фільтрів правомірно застосовувати для обчислення продуктивності фільтрувальних центрифуг. Проте наскільки успішним буде застосування тих рівнянь, багато в чому залежить від експериментального визначення ряду величин за умов відцентрової фільтрації.

Дещо надійніший та простіший алгоритм розрахунку, що базується на застосуванні результатів досліджень лабораторної моделі фільтрувальної центрифуги. Виходячи з того, що таке устаткування каталогізоване, – вибір певного типу машини не повинен викликати труднощів. Отже, за каталогом обираємо тип автоматичної фільтрувальної центрифуги з ножовим зніманням осаду.

За результатами попереднього дослідження на лабораторній моделі (такі дані наводяться в довідниках) підраховуємо необхідну тривалість циклу центрифугування:

$$\tau_1 = \tau + \tau_B, \quad (5.41)$$

де τ – час центрифугування, що необхідний для досягнення заданої вологості осаду; τ_B – тривалість вивантаження осаду.

Крім того, визначають повний час циклу центрифугування:

$$\tau_0 = \tau_1 + \tau_{cp}, \quad (5.42)$$

де τ_{cp} – тривалість зрізання (вивантаження) осаду, як правило, $\tau_{cp} \approx \tau_1$.

За даними технічних характеристик обраної машини та лабораторної моделі визначаємо продуктивність промислової центрифуги (позначення з індексом «л» належать до лабораторної центрифуги, інші – до промислової), м³/год:

$$V = V_l \sqrt{\frac{DL_1 \Phi_{II} V_k \tau_1}{D_l l \Phi_{IIl} V_{kl} \tau_{1l}}}, \quad (5.43)$$

де V_l – продуктивність, м³/год; D та D_l – внутрішній діаметр ротора, м; L та l – внутрішні довжини ротора відповідно промислової та лабораторної центрифуги, м; Φ_{II} та Φ_{IIl} – чинники поділу; V_k та V_{kl} – корисні об'єми ротора, м³; τ_1 та τ_{1l} – тривалість живлення лабораторної центрифуги за постійного тис-

ку фільтрації, хв.

Об'ємну масу подільної суспензії можна визначити як, кг/м³:

$$\rho_c = \frac{100\rho_1\rho_2}{100\rho_1 - (\rho_1 - \rho_2)B_c}, \quad (5.44)$$

де ρ_1 та ρ_2 – густини відповідно твердої фази та рідини, кг/м³; B_c – концентрація твердої фази в суспензії, %_{мас.}

Об'ємна маса осаду, кг/м³:

$$\rho_{oc} = \frac{100\rho_1\rho_2}{100\rho_2 + (\rho_1 - \rho_2)b_K}, \quad (5.45)$$

де b_K – кінцева вологість осаду, %_{мас.}

Відтак об'ємна частка рідкої фази в суспензії

$$\alpha = \frac{\rho_1 - \rho_c}{\rho_1 - \rho_2}, \quad (5.46)$$

а об'ємна частка рідкої фази у вологому осаді

$$\beta = \frac{\rho_1 - \rho_{oc}}{\rho_1 - \rho_2}. \quad (5.47)$$

Відношення робочого (корисного) об'єму V_κ до повного об'єму ротора V_σ

$$\psi = \frac{V_\kappa}{V_\sigma} = \frac{D^2 - d_0^2}{D^2} = 1 - \frac{d_0^2}{D^2}, \quad (5.48)$$

де d_0^2 – внутрішній діаметр кільцевого днища.

Потужність, що споживається на надання кінетичної енергії суспензії, яка обробляється в центрифугі, кВт:

$$N_1 = \frac{0,736g\varphi_1\Phi_{II}V_\kappa D}{300\tau} \left[\left(1 - \frac{\varphi_1\varphi}{2} \right) \rho_{oc} + (\alpha - \beta)\rho_2 \right], \quad (5.49)$$

де φ_1 – коефіцієнт заповнення осадом робочого об'єму ротора; τ – тривалість завантаження, с.

Масу осаду, що знаходиться в роторі центрифуги, визначаємо як, кг:

$$G_{oc} = V_\kappa\varphi_1\rho_{oc}g. \quad (5.50)$$

Маса ротора разом із сировиною, що знаходиться в ньому, кг:

$$G = G_p + G_{oc}, \quad (5.51)$$

де G_p – маса порожнього ротора.

Потужність, що споживається на подолання тертя в підшипниках, кВт:

$$N_2 = \frac{0,736 f P d_u \omega}{150}, \quad (5.52)$$

де $f \approx 0,01$ – коефіцієнт тертя; d_u – діаметр цапф вала, м; P – динамічне навантаження на підшипники, кгс; ω – кутова швидкість, c^{-1} .

Навантаження на підшипники складається з ваги заповненого ротора та динамічних сил незрівноваженості мас, що обертаються. Величина незрівноваженості (або дебалансу) завантаженого ротора залежить від початкової незрівноваженості ротора та ступеня нерівномірності поділу осаду по поверхні барабана. Значення незрівноваженості, викликані нерівномірним поділом осаду, залежить від властивостей суспензії, способу живлення, рівномірності надходження суспензії до ротора, сталості концентрації суспензії та ін.; у зв'язку із цим незрівноваженість ротора не можна врахувати наперед.

Часто для визначення динамічного навантаження застосовують поняття умовного ексцентриситету мас, що обертаються. Відповідно до нього динамічне навантаження на підшипники визначають за формулою, кгс:

$$P = Q(1 + 2 \cdot 10^{-3} \Phi_{II}), \quad (5.53)$$

де Q – статичне навантаження на підшипники від ваги заповненого сировиною ротора, кгс.

Потужність, що споживається на подолання сил тертя ротора та суспензії об повітря, кВт:

$$N_3 = 11,3 \cdot 10^{-6} \rho_n g L_1 \omega^3 (r^4 + R_1^4), \quad (5.54)$$

де ρ_n – густина повітря, $кг/м^3$; L_1 – зовнішня довжина ротора, м; r – внутрішній радіус кільцевого шару суспензії, м; R_1 – зовнішній радіус ротора, м.

Товщина шару осаду

$$\Delta = R - r_{oc} = R - \sqrt{R^2 - \frac{V_{oc}}{\pi L}}, \quad (5.55)$$

де r_{oc} – внутрішній радіус осаду, м; $V_{oc} = V\psi_1$ – об'єм осаду, м³.

Потужність, що споживається на зріз шару осаду, кВт:

$$N_4 = \frac{0,736\pi b\Delta\left(R - \frac{\Delta}{2}\right)K \cdot 10^5}{225\tau_{сер}}, \quad (5.56)$$

де b – довжина різальної кромки ножа, м; K – питомий опір різанню (зазвичай $K = 0,4$ кгс/мм²); $\tau_{сер}$ – час, за який проводиться зрізання, хв.

Таким чином, потужність, необхідна для нормальної роботи фільтрувальної центрифуги, становить:

- під час завантаження

$$N_{заван} = N_1 + N_2 + N_3; \quad (5.57)$$

- під час зрізання осаду

$$N_{зр} = N_2 + N_3 + N_4. \quad (5.58)$$

Потужність, що споживається центрифугою під час холостого ходу, потрібно обчислювати за рівнянням

$$N_{хх} = N'_2 + N_3, \quad (5.59)$$

де N'_2 – потужність, що споживається на тертя в підшипниках при порожньому роторі.

Значення N'_2 обчислюють за формулою (5.52), при цьому значення динамічного навантаження P визначають за формулою (5.53), у якій замість статичного навантаження на підшипники від ваги заповненого сировиною ротора Q підставляють вагу порожнього ротора.

5.6. Приклади розрахунків

5.6.1. Розрахунок осаджувальної центрифуги періодичної дії

Завдання на розрахунок. Розрахувати осаджувальну центрифугу періодич-

ної дії для поділу $16 \text{ м}^3/\text{год}$ суспензії концентрацією $B_c = 20 \%_{\text{мас}}$, твердої речовини з густиною кристалів $\rho_1 = 320 \text{ кг/м}^3$. Густина маточної рідини $\rho_2 = 100 \text{ кг/м}^3$ за динамічної в'язкості суспензії $\mu = 0,82 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$. Мінімальний розмір (діаметр) кристалів, що затримуються центрифугою, – 12 мкм.

За каталогом-довідником обираємо автоматичну центрифугу АОГ-800 із ножовим зніманням осаду. Технічна характеристика центрифуги типу АОГ-800:

- внутрішній діаметр барабана $D = 800 \text{ мм}$;
- внутрішня довжина барабана $L = 400 \text{ мм}$;
- частота обертання барабана $n = 1700 \text{ об/хв}$;
- вага порожнього ротора $m = 500 \text{ кгс}$.

Повний об'єм барабана центрифуги

$$V_{\sigma} = \pi R^2 L = 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 0,4 = 0,2 \text{ м}^3.$$

Внутрішній радіус шару суспензії в роторі за його 50 % заповнення

$$r_1 = 0,71R = 0,71 \cdot 0,4 = 284 \text{ м}.$$

Середній радіус шару суспензії в роторі розраховуємо за формулою

$$r_{\text{сер}} \approx 0,85R = 0,85 \cdot 0,4 = 0,34 \text{ м}.$$

Фактор поділу

$$\Phi_{\Pi} = \frac{0,85n^2 R}{900} = \frac{0,85 \cdot 1700^2 \cdot 0,4}{900} = 1100.$$

Осадження твердих частинок під дією відцентрових сил підлягає закону Стокса, відтак знаходимо швидкість осадження частинок як

$$\varpi_0 = \frac{g^2 d^2 (\rho_1 - \rho_2) \Phi_{\Pi}}{18\mu} = \frac{9,8^2 (12 \cdot 10^{-6})^2 (320 - 100) 1100}{18 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3}} = 0,235 \text{ м/с}.$$

Отже, тривалість процесу осадження

$$\tau_{oc} = \frac{0,29R}{\omega_0} = \frac{0,4 - 0,284}{0,235} \approx 0,5 \text{ с.}$$

За дослідними даними беремо тривалість періоду пуску центрифуги $\tau_{II} = 1,5 \text{ хв} = 90 \text{ с}$, періоду гальмування $\tau_{Г} = 1 \text{ хв} = 60 \text{ с}$ та періоду розвантаження машини від осаду $\tau_{P} = 0,5 \text{ хв} = 30 \text{ с}$. Таким чином, загальна тривалість циклу центрифугування становить

$$\sum \tau = \tau_{oc} + \tau_{II} + \tau_{Г} + \tau_{P} = 0,5 + 90 + 60 + 30 = 180,5 \approx 180 \text{ с.}$$

Продуктивність центрифуги

$$V = \frac{1800V_{\phi}}{\sum \tau} = \frac{1800 \cdot 0,2}{180} = 2,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Таким чином, для розподілу $16 \text{ м}^3/\text{год}$ суспензії необхідно встановити вісім центрифуг АОГ-800.

Потужність, що споживається на подолання інерції маси барабана:

$$N_1 = \frac{G_{\phi} \omega^2}{2g102\tau_{II}} = \frac{500 \cdot 71^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 102 \cdot 90} = 14,1 \text{ кВт},$$

де ω – колова швидкість барабана, що визначається за формулою

$$\omega = \frac{\pi n R}{30} = \frac{3,14 \cdot 1700 \cdot 0,4}{30} = 71 \text{ м/с.}$$

Визначаємо об'ємну масу суспензії, що розподіляється:

$$\rho_c = \frac{100\rho_1\rho_2}{100\rho_1 - (\rho_1 - \rho_2)V_c} = \frac{100 \cdot 320 \cdot 100}{100 \cdot 320 - (320 - 100)20} = 116 \text{ кг/м}^3.$$

Потужність, що споживається на подолання інерції маси матеріалу:

$$N_2 = \frac{0,19V_{\phi}\rho_c\omega^2}{102\tau_{II}} = \frac{0,19 \cdot 0,2 \cdot 116 \cdot 71^2}{102 \cdot 90} = 2,44 \text{ кВт.}$$

Потужність, що витрачається на подолання тертя вала в підшипниках:

$$N_3 = \frac{fG\omega_B}{102} = \frac{0,1 \cdot 700 \cdot 5,35}{102} = 3,66 \text{ кВт},$$

де $G = 700 \text{ кгс}$ – загальна вага всіх деталей та вузлів центрифуги, які під час її роботи обертаються разом із сировиною; ω_B – колова швидкість обертання цапфи вала:

$$\omega_B = \frac{\pi d_B n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 1700}{60} = 5,35 \text{ м/с.}$$

Потужність, що витрачається на подолання тертя барабана з повітрям:

$$N_4 = 10^{-8} R^5 n^3 = 10^{-8} \cdot 0,4^5 \cdot 1700^3 = 0,495 \text{ кВт.}$$

Потужність, яку споживає центрифуга в пусковий період:

$$N_{II} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = 14,1 + 2,44 + 3,66 + 0,495 = 20,695 = 20,695 \text{ кВт.}$$

Відтак потужність електродвигуна центрифуги

$$N_{ДВ} = \frac{N_{II}}{0,9} = \frac{20,695}{0,9} = 23,0 \text{ кВт.}$$

5.6.2. Розрахунок шнекової осаджувальної центрифуги

Завдання на розрахунок. Розрахувати шнекову осаджувальну центрифугу безперервної дії для відділення кристалів Na_2CO_3 від маточного розчину за такими даними: концентрація твердої речовини в суспензії $B_c = 30 \text{ \%}_{\text{мас}}$; густина кристалів Na_2CO_3 $\rho_1 = 270 \text{ кг/м}^3$; густина маточного розчину $\rho_2 = 100 \text{ кг/м}^3$, динамічна в'язкість розчину $\mu = 1 \cdot 10^{-5} \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$; мінімальний розмір твердих частинок, які відокремлюються, $d = 13 \text{ мкм}$; кінцева вологість осаду $b_K = 50 \text{ \%}_{\text{мас}}$; вміст твердої фази у фугаті $B_\phi = 5 \text{ \%}$.

Виходячи з того, що експлуатаційні умови роботи машини – важкі (велика кількість твердої фази в подільній суспензії), обираємо шнекову осаджувальну центрифугу безперервної дії. Характеристики цієї машини такі:

- максимальний діаметр барабана D_{max} 600 мм;
- мінімальний діаметр барабана D_{min} 280 мм;
- довжина барабана L 1 000 мм;
- кут β 18° ;
- фактор поділу за максимальної швидкості Φ_{II} 500;
- кількість витків шнека z 6;
- діаметр «зливного циліндра» $D_{\text{зл}}$ 420 мм;

- довжина «зливного циліндра» L_1 600 мм;
- радіус розміщення вікон вивантаження осадку з барабана центрифуги R_K 190 мм;
- маса деталей та вузлів центрифуги, що обертаються, G 500 кг.

Частота обертання барабана центрифуги

$$n = \sqrt{\frac{1800\Phi_{II}}{D_{\max}}} = \sqrt{\frac{1800 \cdot 500}{0,6}} = 1225 \text{ об/хв.}$$

Продуктивність центрифуги за живленням

$$Q = 3,5 \cdot 10^{-4} \frac{D_{\text{зл}}^2 L_1 (\rho_1 - \rho_2) g^2 d^2 n^2}{\mu} = 3,5 \cdot 10^{-4} \frac{0,42^2 \cdot 0,6 (270 - 100) \times \dots}{1 \cdot 10^{-5}} \dots$$

$$\dots \frac{\times 9,81^2 (13 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1225^2}{\dots} = 15,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$Q_{II} = Q \rho_C = 15,4 \cdot 151 \cdot 9,81 = 23200 \text{ кг/год,}$$

де ρ_C – густина суспензії:

$$\rho_C = \frac{B_c}{100} \rho_1 + \frac{1 - B_c}{100} \rho_2 = 0,3 \cdot 270 + 0,7 \cdot 100 = 151 \text{ кг/м}^3,$$

Продуктивність центрифуги за сухою твердою речовиною

$$Q_T = Q_{II} \frac{B_c}{100} = 23200 \frac{30}{100} = 7000 \text{ кг/год.}$$

Продуктивність центрифуги за фугатом (зливом)

$$Q_{\text{зл}} = Q_{II} \frac{100 - b - B_c}{100 - b - B_\phi} = 23200 \frac{100 - 50 - 30}{100 - 50 - 5} = 10300 \text{ кг/год.}$$

Узявши $\rho_\phi \approx \rho_2 = 100 \text{ кг/м}^3$, маємо рівняння

$$Q'_{\text{зл}} = \frac{Q_{\text{зл}}}{\rho_2} = \frac{10300}{100 \cdot 9,81} = 10,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Допустимий розмір твердих частинок, рух яких відповідає закону Стокса, визначаємо за формулою

$$d_{np} = 11,75 \cdot 10^2 \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{g^4 \rho_2 (\rho_1 - \rho_2) R_{3л} n_2}} = 11,75 \cdot 10^2 \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{(1 \cdot 10^{-5})^2}{9,81^4 \cdot 1000 (270 - 100) 0,21 \cdot 1225^2}} = 14,5 \text{ мкм} = 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Мінімально можлива вологість осаду

$$b_{\min} = \frac{(\rho_1 - \rho_n) \rho_2}{(\rho_1 - \rho_n) \rho_2 + \rho_n \rho_1} 100 = \frac{(270 - 81) 1000}{(270 - 81) 100 + 81 \cdot 270} 100 = 46 \%,$$

де $\rho_n = 0,3 \rho_1 = 0,3 \cdot 270 = 81 \text{ кг/м}^3$, тобто ρ_n – нижче заданої межі.

Потужність, що споживається на надання кінетичної енергії зливу та осаду, які відводяться із барабана:

$$N_1 = n^2 \left[\frac{Q_T \left(1 + \frac{b}{100} \right) R_K^2 +}{+ Q_{3л}^B + R_{3л}^2} \right] 10^{-9} = 1225^2 \left[\frac{7000 \left(1 + \frac{46}{100} \right) +}{+ 0,19^2 + 10300 \cdot 0,21^2} \right] 10^{-9} = 1,28 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається на подолання сил тертя під час транспортування осаду всередині машини:

$$N_2 = n^2 R_{cep} Q_T \left(1 + \frac{b}{100} \right) (Ltg \beta + LK_1 + \pi R_{cep} K_2 z \sin 2\beta + 2\pi R_{cep} K_1 K_2 z \cos^2 \beta) 10^{-9} =$$

$$= 1225^2 \cdot 0,22 \cdot 7000 \left(1 + \frac{46}{100} \right) \left(\begin{array}{l} 1,0 \cdot 0,325 + 1,0 \cdot 0,5 + 3,14 \times \\ \times 0,22 \cdot 0,25 \cdot 6 \cdot 0,59 + 2 \cdot 3,14 \times \\ \times 0,22 \cdot 0,5 \cdot 0,25 \cdot 6 \cdot 0,9 \end{array} \right) 10^{-9} = 7,85 \text{ кВт,}$$

$$\text{де } R_{cep} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} = \frac{0,30 + 0,14}{2} = 0,22 \text{ м.}$$

Вважаємо, що центрифуга, яку розраховуємо, оснащено спеціальним планетарним редуктором. Отже, потужність, що витрачається на подолання сил тертя зсередини редуктора:

$$N'_3 = (1 - \eta_1) i N_2 = (1 - 0,8) 7,85 = 1,57 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається на подолання сил тертя в цапфах та ущільненнях:

$$N_3'' = 1,29 \cdot 10^{-4} GD_o n K_3 K_4 = 1,29 \cdot 10^{-4} \cdot 500 \cdot 0,60 \cdot 1225 \cdot 5 \cdot 0,01 = 2,37 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається на подолання тертя барабана машини з вітям:

$$N_3''' = 10^{-8} R_{cep}^5 n^3 = 10^{-8} \cdot 0,22^5 \cdot 1225^3 \approx 0,01 \text{ кВт}$$

Повна потужність, яку споживає шнекова осаджувальна центрифуга безперервної дії:

$$N = N_1 + N_2 + N_3' + N_3'' + N_3''' = 1,28 + 7,85 + 1,57 + 2,37 + 0,01 = 13,08 \text{ кВт.}$$

Якщо потрібно визначити потужність, яку споживає центрифуга за іншої частоти обертання барабана, наприклад за $n_x = 1400$ об/хв, то можна використовувати формулу

$$N_x = (N_1 + N_2 + N_3') \frac{n_x^2}{n_0^2} + N_3'' \frac{n_x}{n_0} + N_3''' \frac{n_x^3}{n_0^3} = (1,28 + 7,85 + 1,57) \frac{1400^2}{1225^2} + 2,37 \frac{1400}{1225} + 0,01 \frac{1400^3}{1225^3} = 16,73 \text{ кВт.}$$

Питання для самоконтролю

1. Для чого застосовують центрифуги та який загальний принцип їх дії?
2. За якими ознаками класифікують центрифуги?
3. Дайте класифікацію центрифуг за фактором поділу.
4. Які чинники впливають на вибір конструкції центрифуг?
5. Опишіть конструкцію, принцип дії, переваги та недоліки осаджувальних центрифуг.
6. Опишіть конструкцію, принцип дії, переваги та недоліки фільтрувальних центрифуг періодичної дії.
7. Назвіть основні конструкційні особливості, принцип дії, переваги та недоліки, а також галузі застосування фільтрувальних центрифуг безупинної

дії.

8. Опишіть конструкцію та суть процесу на колосниковому ситі.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 5

1. Шкоропад Д. Е. Центрифуги и сепараторы для химических производств / Д. Е. Шкоропад, О. П. Новиков. – Москва : Химия, 1987.
2. Лукьяненко В. М. Центрифуги: справ. изд. / В. М. Лукьяненко, А. В. Таранец. – Москва : Химия, 1988.
3. Соколов В. И. Центрифугирование / В. И. Соколов. – Москва : Химия, 1976.
4. Конструкции и расчеты фильтрующих центрифуг / В. И. Аснер, В. С. Каминский, Г. П. Клочко и др. – Москва : Недра, 1976.
5. Терешин Б. Н. Современные центрифуги в сахарной промышленности / Б. Н. Терешин. – Москва : Пищевая промышленность, 1975.
6. Томбаев Н. И. Центрифуги пищевой промышленности / Н. И. Томбаев. – Москва : Машиностроение, 1962.

РОЗДІЛ 6

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН

6.1. Фізичні основи та засоби переміщення рідин

Рідини, що застосовуються в хімічних виробництвах, доводиться переміщати по вертикальних та горизонтальних трубопроводах, що сполучають окремі послідовно розміщені апарати та установки, а також цехи, склади й різні допоміжні служби. Енергія (напір, тиск), необхідна для переміщення рідини (створення необхідної швидкості потоку та подолання гідравлічних опорів), передається гідравлічними машинами – *насосами*. Широке використання насосів за різних робочих умовах привело до створення численних типів цього устаткування, що відрізняється як за принципом дії, так і за конструктивними особливостями. Однак у загальному випадку їх можна поділити на дві великі групи:

- поршневі насоси – безпосередньо передають рідині необхідний тиск шляхом витиснення її поршнем;
- відцентрові насоси – передають рідині кінетичну енергію, що потім переходить в енергію тиску.

6.2. Насоси

6.2.1. Поршневі насоси

Схема найпростішої конструкції поршневого насоса зображена на рис. 6.1 а. Ця машина подає рідину з вихідної б до приймальної ємності 8. Насос складається з циліндра 1, всередині якого поступально рухається поршень 2, та двох клапанів – усмоктувального 3 і нагнітального 4. Знизу до циліндра приєднано всмоктувальну трубу, зверху – нагнітальну. Під час руху поршня з лівого крайнього положення в праве крайнє у циліндрі створюється розрідження. Внаслідок розрідження всмоктувальний клапан 3 піднімається і рідина з ємності б по всмоктувальній трубі 5 спрямовується до циліндра, наповнює його й рухається за поршнем. При зворотному ході поршня в циліндрі утворюється надлишковий тиск, усмоктувальний клапан опускається, нагнітальний клапан

піднімається й рідина із циліндра витискається поршнем по нагнітальному трубопроводу 7 до місткості 5. Таким чином, при багаторазовому зворотно-поступальному русі поршня, що здійснюється за допомогою шатунно-кривошипного механізму, рідина попеременно всмоктується з місткості 6 і нагнітається до місткості 8.

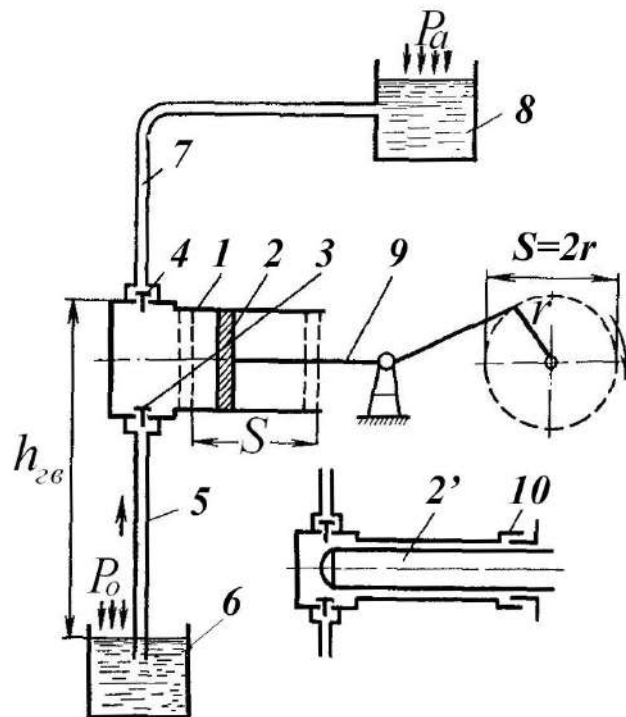


Рисунок 6.1 – Схеми установки:

а – поршневого насоса; *б* – плунжерного насоса

Для нормальної роботи насоса клапани повинні щільно замикати всмоктувальну лінію на початку ходу нагнітання та нагнітальну лінію – на початку ходу всмоктування. Крім того, поршень повинен щільно прилягати до внутрішньої поверхні циліндра, що досягається ретельною обробкою цієї поверхні та застосуванням спеціальних ущільнювальних пристроїв (еластичні манжети, поршневі кільця). Виходячи з того, що надійне ущільнення поршня при тисках нагнітання вище за 0,4–0,6 МПа пов'язане з конструкційним ускладненням, то при більш високих тисках поршень заміняють суцільним або порожнім плунжером 2' (качалкою). Останній рухається всередині циліндра, не торкаючись його стінок, та ущільнюється сальником 10 у місці виходу із циліндра (рис. 6.1 б), яке доступне для спостереження. Плунжерний насос конструкційно простіший,

проте за такого самого діаметра циліндра вимагає для витиснення однакового об'єму рідини більшої довжини ходу, ніж поршневий.

Довжина шляху поршня між двома його крайніми положеннями (S) називається *ходом поршня*. За один повний оберт насосного вала ϑ поршень робить два ходи. Розглянутий насос за один повний оберт вала – один раз усмоктує рідину та один раз її нагнітає (*насос простої дії*).

Для повнішого використання робочого об'єму насосного циліндра, останній обладнують кришкою із сальником для надходження штока і розміщують ще одну пару клапанів праворуч поршня. У цьому разі поршень працює двома своїми боками: під час його руху праворуч – рідина всмоктується з лівого боку та нагнітається з правого, а при зворотного – всмоктування відбувається праворуч, а нагнітання ліворуч (*насос подвійної дії*). Переривчасте нагнітання рідини спричиняє нерівномірну продуктивність поршневих (плунжерних) насосів. Ця нерівномірність менша в насосах подвійної (потрійної, четверної) дії, ніж у насосів простої дії.

Крім кратності дії та конструкції поршня, поршневі насоси класифікують ще й за такими ознаками:

- **за положенням робочого циліндра:**
 - горизонтальні;
 - вертикальні;
- **за швидкістю обертання вала:**
 - тихохідні – 40–60 об/хв;
 - нормальні – 60–120 об/хв;
 - швидкохідні – 120–180 об/хв і більше;
- **за продуктивністю:**
 - малі – до 15 м³/год;
 - середні – 15–60 м³/год;
 - великі – понад 60 м³/год;
- **за тиском, що розвивається:**
 - низького тиску – до 1 МПа;

- середнього тиску 1–2 МПа;
- високого тиску – понад 2 МПа.

Насоси найчастіше приводяться електродвигунами через проміжну передачу або парову машину, поршень якої розміщений на загальному штоку з поршнем насоса.

У процесі експлуатації поршневого насоса іноді необхідно змінити його продуктивність. Збільшення або зменшення останньої найчастіше досягається шляхом відповідного підвищення або зниження кількості обертів насосного вала. У привідних насосах це здійснюється регулюванням кількості обертів двигуна, зміною передатного числа привідного механізму, встановленням варіаторів та ін. У насосах спеціальних конструкцій передбачається регулювання продуктивності шляхом зміни довжини ходу поршня, збільшуючи або зменшуючи радіус пальця кривошипа. Потрібно відмітити, що регулювання продуктивності поршневого насоса не пов'язане зі зміною напору, що розвивається. Для обмеження останнього, щоб уникнути поломки, насоси забезпечуються запобіжними клапанами.

Явною перевагою поршневих насосів є незалежність їх продуктивності від напору, що розвивається. Деякою перевагою цих насосів є також здійснення їх пуску без попереднього заливання всмоктувального трубопроводу й робочого циліндра рідиною, що перекачується.

До істотних недоліків потрібно віднести:

- громіздкість, велику металоємність та високу вартість, що обумовлено принципом дії (періодичністю всмоктування та подачі рідини) й тихохідністю;
- зворотно-поступальний рух поршня, що вимагає необхідність у важких фундаментах;
- значна площа;
- наявність клапанів, що вимагають постійної уваги та ремонту, а також унеможливають перекачування рідин, що містять зважені тверді частинки;

- потреба в проміжній передачі між насосом та двигуном;
- нерівномірність усмоктування та нагнітання рідини.

6.2.2. Відцентрові насоси

У найпростішому виконанні конструкція відцентрового насоса (рис. 6.2 а) містить колесо з лопатками 1 у формі вигнутих циліндричних поверхонь, що розміщене на валу 2 всередині спіралеподібного корпусу 3. Останній має два патрубки – центральний 4 і тангенціальний 5. Перший приєднується до всмоктувального трубопроводу 6, а другий – до нагнітального 7. Отвори 8 у корпусі, через які проходить вал, ущільнюються сальниками. У малих насосах колесо іноді насаджене на консольний вал і корпус має лише одне сальникове ущільнення. Робоче колесо (рис. 6.2 б) утворює два диски, які сполучаються загнутими назад лопатками 1, що розділяють простір між дисками на ряд криволінійних каналів. Правий диск 2 – суцільний, лівий 3 – з отвором для входу рідини, що перекачується всередину колеса. Вал насоса засобами муфти з'єднується з валом електродвигуна.

Перед запуском корпус насоса та всмоктувальний трубопровід, що на нижньому кінці оснащений зворотним клапаном, заливають рідиною. Після вмикання електродвигуна завдяки швидкому обертанню робочого колеса рідина в каналах між лопатками відкидається під дією відцентрової сили та витікає з великою швидкістю до спіралеподібного корпусу, а звідти – до нагнітального трубопроводу. При цьому в центральній частині насоса створюється розрідження і рідина з вихідної ємності (під дією зовнішнього тиску на її вільну поверхню) спрямовується безперервним потоком по всмоктувальному трубопроводу всередину насоса. Таким чином, на відміну від поршневого відцентровий насос здійснює безперервне всмоктування та нагнітання до приймальної місткості.

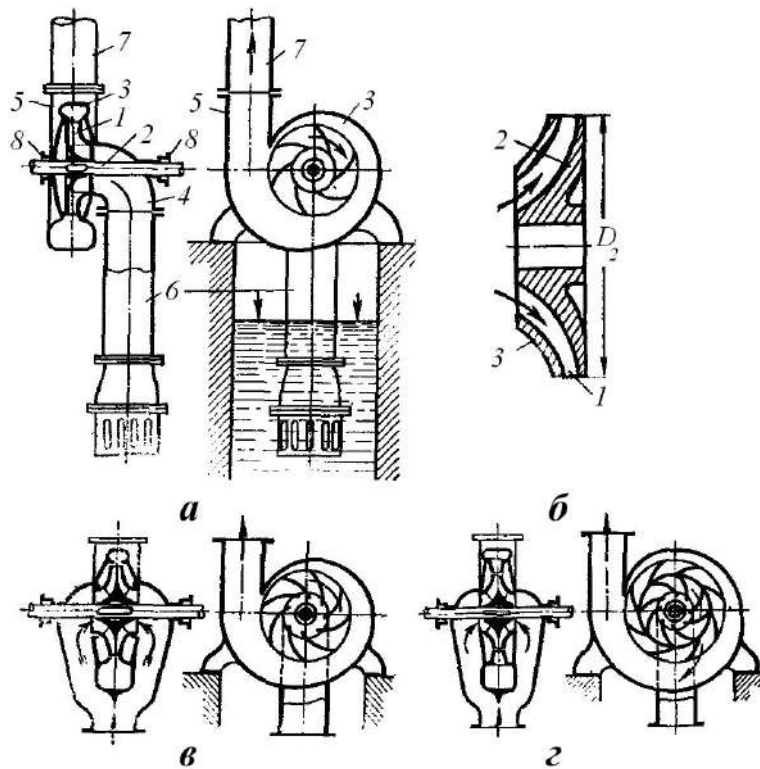


Рисунок 6.2 – Відцентровий насос:

а – схема установки; *б* – робоче колесо насоса з однобічним усмоктуванням;
в – одноколісний насос із двостороннім усмоктуванням; *г* – насос із двостороннім усмоктуванням і напрямним апаратом

Насос на рисунку 6.2 а, б має однобічне всмоктування рідини. Для збільшення продуктивності застосовують насоси із двостороннім усмоктуванням (рис. 6.2 в). Спіральна форма корпусу сприяє плавному відведенню рідини з каналів між лопатками робочого колеса до нагнітального трубопроводу, а також поступовому уповільненню рідини для підвищення її тиску за рахунок зменшення кінетичної енергії. Для завершення переходу кінетичної енергії рідини в потенціальну (тиску) нагнітальний патрубок насоса виконується у формі дифузора. У деяких конструкціях насосів для плавного переходу рідини з колеса до спіральної камери передбачається напрямний апарат у вигляді нерухомого кільцевого каналу (рис. 6.2 г) з лопатками, що охоплюють робоче колесо. Ці лопатки вигнуті вбік, що зворотний лопаткам колеса, та збігаються з напрямом потоку до нагнітального патрубку.

Для контролювання роботи насоса до всмоктувального патрубку приєд-

нують вакуумметр, а до нагнітального – манометр. Крім того, на нагнітальній лінії встановлюється засув, що вимикає насос або регулює надходження рідини. Для захисту насоса від гідравлічного удару під час раптової зупинки нагнітальний трубопровід оснащується зворотним клапаном.

Пуск відцентрового насоса виконується при закритій засувці на нагнітальному трубопроводі (обов'язково) – щоб уникнути перевантаження двигуна. Потім повільним відкриванням засувки поступово переводять насос на подачу рідини до нагнітального трубопроводу. Чим довший, тобто чим більша маса рідини, яку потрібно рухати, тим повільніше повинна відкриватися засувка. Цим намагаються встановити нормальний робочий режим, що характеризується відсутністю ударів та різкого шуму в трубопроводі.

Розглянуті насоси називаються *одноступінчастими*. У них необхідний манометричний напір досягається під час проходження рідини через одне робоче колесо. Для створення більш високих напорів застосовують багатоступінчасті насоси, конструкція яких складається з кількох однакових коліс, що обертаються на загальному валу (рис. 6.3). Рідина, послідовно проходячи через усі колеса, набуває напору, що дорівнює сумі напорів, створюваних кожним колесом. Теоретично, збільшуючи кількість коліс, можна досягти будь-якого напору. Відцентрові насоси виготовляють із різних конструкційних матеріалів – металевих (чавуни, сталі, спеціальні сплави, кольорові метали) та неметалевих – залежно від хімічної агресивності рідини, що перекачується.

Різновидом відцентрових насосів є пропелерні (осьові) насоси, що застосовуються для переміщення значної кількості рідини за малих напорів. Робоче колесо пропелерного насоса (рис. 6.4) складається зі втулки з кількома (зазвичай чотирма) радіально розміщеними лопатями гвинтового профілю 2, яку закріплено на валу 1. Під час обертання колеса лопатки приводять рідину в рух в осьовому напрямку. Для усунення обертового руху рідини на виході з колеса, вона проходить через напрямний апарат 3, а звідти надходить до нагнітального патрубку 4. Всмоктувальна лінія примикає знизу до корпусу насоса 5. Перевагами пропелерних насосів є простота конструкції, компактність і нечутливість

до забруднень рідини, а недоліком – мала висота напору. Розрізняють відцентрові та пропелерні насоси з горизонтальними та вертикальними валами.

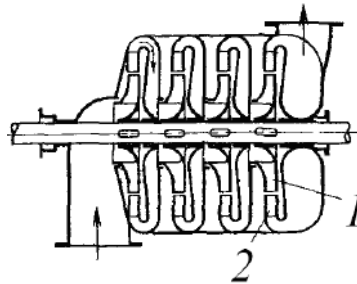


Рисунок 6.3 – Чотиріступінчастий насос із однобічним усмоктуванням:

1 – робоче колесо; 2 – напрямний апарат

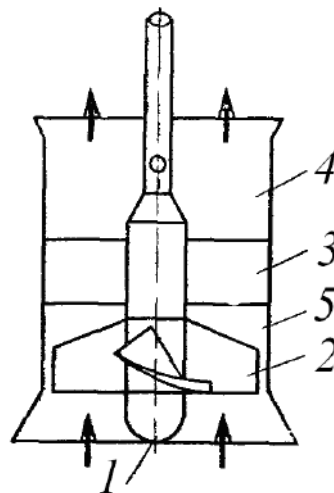


Рисунок 6.4 – Схема пропелерного насоса

Істотною перевагою відцентрових насосів є саморегулювання, тобто можливість самостійної зміни робочого режиму відповідно до зміни опору нагнітального трубопроводу. Однак на практиці доводиться застосовувати примусові методи регулювання, серед яких найбільш простими, проте й найменш економічними, є перепускання частини рідини з нагнітального трубопроводу до всмоктувального (байпас) та змінення відкриття засувки на нагнітальній патрубку. В першому випадку втрачається енергія, що йде на передачу невикористаного напору рідини, яка перепускається. У другому – зменшення подачі, обумовлене зміною характеристики трубопроводу, викликає зниження ККД насоса та незначне збільшення манометричного напору. Крім того, зменшення продуктивності насоса шляхом зміни ступеня відкриття засувки на всмоктува-

льному трубопроводі призводить до зростання розрядження під час входу рідини до робочого колеса та можливості виникнення кавітації. Однак такий прийом допускається в насосах, що працюють із підпором на всмоктуванні.

Найбільш економічним методом регулювання продуктивності насоса є зміна частоти обертання, що легко здійснюється у випадках приведення від теплових двигунів та електродвигунів постійного струму. Значна кількість насосів приводиться в рух електродвигунами змінного струму, що допускають варіювання кількості обертів лише за наявності складних додаткових пристроїв.

Відцентрові насоси набули широкого застосування, а в багатьох хімічних виробництвах повністю замінили поршневі насоси. Це пояснюється їх перевагами, до яких відносять:

- малу металоємність, порівняно невелику вагу, легкий фундамент та незначну площу, а також більш низьку вартість порівняно з поршневими;
- високу продуктивність під час плавної та безперервної подачі рідини без допомоги повітряних ковпаків;
- безпосереднє з'єднання з електродвигунами (відсутність передавального механізму);
- простоту запуску та регулювання, ремонту та обслуговування;
- відсутність усмоктувальних та нагнітальних клапанів, а відтак і меншу чутливість до забруднень рідин, що перекачуються;
- високу надійність у роботі та довговічність.

Істотним недоліком відцентрових насосів є низький ККД за малої продуктивності (нижче ніж $0,25\text{--}0,30\text{ м}^3/\text{с}$), що спостерігається внаслідок звуження проточних каналів та зростання гідравлічних опорів. Цей недолік стає вагомим у випадках, коли за низької продуктивності потрібно створити значний напір. Якщо знижувати подачу зменшенням кількості обертів, то для одночасного досягнення високого напору необхідно впровадити більшу кількість ступенів, що спричинить ускладнення конструкції за одночасного зниження ККД. Із цієї причини у разі малої продуктивності та високого напору краще застосовувати поршневі (плунжерні) насоси.

6.2.3. Роторні насоси

Для перекачування в'язких рідин за невеликої подачі та напорів до 2,5 МПа застосовують зубчасті (шестеренчасті) насоси (рис. 6.5). Конструкція цих насосів складається із двох щільно зчіпних широких зубчастих коліс, розміщених із мінімальними зазорами в кожусі. Колеса обертаються у протилежні боки. З того боку, де зуби виходять із зачеплення, утворюється розрядження й рідина всмоктується до кожуха по всмоктувальному трубопроводі, заповнюючи при цьому простір між зубами. Далі вона переноситься западинами зубчатки на діаметрально протилежний бік кожуха, де зуби знову входять у зачеплення й витісняють рідину до нагнітального трубопроводу. До того ж насос є реверсивним, тобто при зміні напрямку обертання коліс, з яких одне – ведуче, а інше – ведене, області всмоктування та нагнітання міняються місцями.

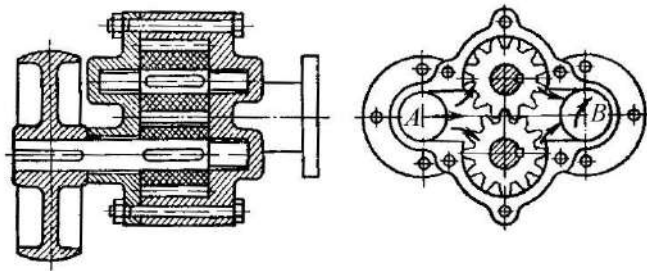


Рисунок 6.5 – Роторний зубчастий насос

Перевагами зубчастих насосів є відсутність клапанів, легкість, компактність, реверсивність, безпосереднє сполучення з електродвигуном та порівняно низький коефіцієнт нерівномірності подачі. До недоліків цих насосів відносять низький коефіцієнт корисної дії $\eta_n = 0,6-0,7$, низьку продуктивність та високі вимоги до чистоти рідини, що перекачується.

Для перекачування важких рідин застосовують також гвинтові насоси, що за принципом дії аналогічні зубчастим. Гвинтовий насос (рис. 6.6) складається із двох гвинтів 1 та 2 (правого та лівого), що обертаються у протилежних напрямках за допомогою шестірень 3. Гвинти поміщені в кожух із внутрішньою гладкою циліндричною поверхнею, який їх щільно охоплює. Рідина надходить у нарізку гвинтів через отвори, розміщені по кінцях кожуха, замикається між

витками, переноситься по напрямку осі й усередині (де сходяться зустрічні нарізки гвинтів) витісняється до нагнітального трубопроводу.

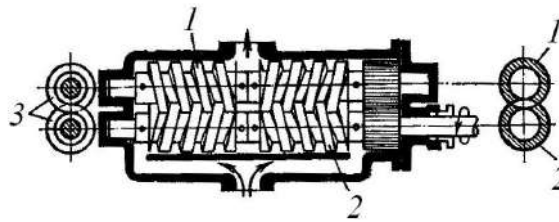


Рисунок 6.6 – Роторний гвинтовий насос

Застосовують також тригвинтові насоси, у яких ведучий гвинт розміщений між двома веденими. При цьому досягається збільшення подачі майже в 1,5 рази.

Регулювання продуктивності зубчастих та гвинтових насосів здійснюється зміною частоти обертання (без впливу на створюваний напір) і частковим перепуском рідини з нагнітального боку на всмоктувальний. Рідина, що перекачується, не повинна містити твердих частинок.

Для перекачування важких чистих рідин застосовують також пластинчасті насоси (рис. 6.7). Конструкція цих машин складається із циліндричного корпусу 1 та ексцентрично розміщеного в ньому ротора 2, насадженого на вал 3. У роторі є радіальні прорізи, в яких вільно ковзають пластини 4, на кінцях із роликками 5, які під час обертання ротора котяться в кільцевих завитках бічних кришок. Завдяки ексцентричному розміщенню ротора пластини під дією відцентрової сили за кожний оберт вала один раз всуваються та висуваються, притискаючись до внутрішньої поверхні кожуха на ділянках *ab* та *cd*. Тут розміщено не менше двох пар лопатей, що розділяють порожнини всмоктування та нагнітання. Під час обертання ротора за годинниковою стрілкою кожна пара лопаток, пройшовши відрізок *ab*, безупинно відокремлює ізольований об'єм рідини та переносить його через відрізок *cd* на бік нагнітання. Переміщаючись далі на відрізок *ab*, кожна пара лопаток повертає на бік усмоктування менший об'єм рідини. Різниця об'ємів рідини, що подаються та повертаються, дорівнює пода-

чі кожної пари лопаток за один оберт вала.

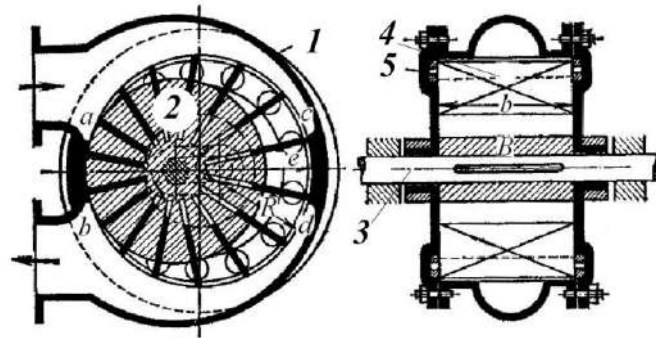


Рисунок 6.7 – Роторний пластинчастий насос

Інколи конструкція лопатевого насоса дозволяє на ходу змінювати ексцентриситет e шляхом переміщення корпусу по вертикалі. Для цього в кришках передбачені овальні отвори. Регулювання продуктивності насоса в цьому разі стає можливим шляхом зміни e від її максимального значення до нуля. Регулювання також здійснюється шляхом варіювання частоти обертання вала.

6.2.4. Вихрові насоси

На відміну від зубчастих, гвинтових та пластинчастих насосів, що працюють за принципом поршневих, вихрові насоси подібні відцентровим, в основі якого – дія відцентрової сили. Особливістю вихрового насоса (рис. 6.8) є вхід та вихід рідини по дотичних до робочого колеса, розміщеного в циліндричному корпусі. Зазор між робочим колесом та корпусом не перевищує 0,15–0,20 мм, а всмоктувальні та нагнітальні патрубки відокремлені перемичкою. Під час обертання робочого колеса (проти годинникової стрілки) порція рідини, що потрапляє на лопатки, зазнає швидкісного напору та відкидається у периферійний бік, де цей напір переходить у статичний. Останній повертає цю порцію рідини на лопатки. Через те, що цей цикл за повний оберт колеса повторюється багаторазово, утворений напір, у 3–5 разів перевищує аналогічний показник відцентрового насоса такого самого розміру. Завдяки розміщенню всмоктувального та нагнітального патрубків у верхній частині корпусу, вихрові насоси не спорожняються під час зупинки й не потребують заповнення під час подальшого пуску. Ці насоси реверсивні, прості за конструкцією, проте поступаються відцентровим за значенням ККД.

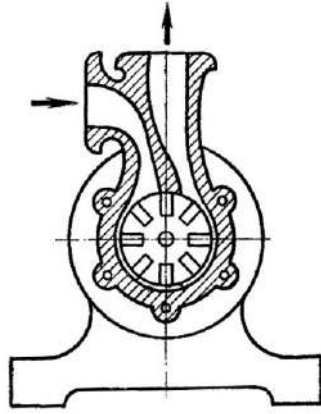


Рисунок 6.8 – Схема вихрового насоса

6.2.5. Струминні насоси

Струминні насоси застосовуються для всмоктування (ежектори) та нагнітання рідин (інжектори), а також для їх охолодження або нагрівання шляхом безпосереднього змішання з іншими рідинами, паром або газами. Для пояснення принципу дії струминного насоса (рис. 6.9) уявімо, що робоча (інжектувальна) рідина має в трубопроводі, що її підводить, l тиск p_1 та швидкість w_1 . Потік надходить у вузьке сопло 2, де завдяки зростанню швидкості до w_2 спостерігається падіння тиску до значення p_2 . Струміння робочої рідини, що витікає, далі надходить у збіжну насадку 3. Вона плавно переходить у дифузор, що розширюється, 4, та звідти по нагнітальному трубопроводу 5 до приймальної місткості 6. За достатньої різниці швидкостей $w_1 - w_2$ тиск p_2 виявляється нижчим за зовнішній тиск p_0 у вихідній місткості 7 і рідина з останнього всмоктується до камери 8. Тут відбувається змішування рідин. Рухаючись дифузором, що розширюється, внаслідок падіння швидкості, суміш набуває тиску, якого виявляється достатньо для піднімання в місткість 6.

Перевагами струминних насосів є простота конструкції, відсутність рухомих частин та надійність у роботі, істотним недоліком – низький коефіцієнт корисної дії (0,10–0,25).

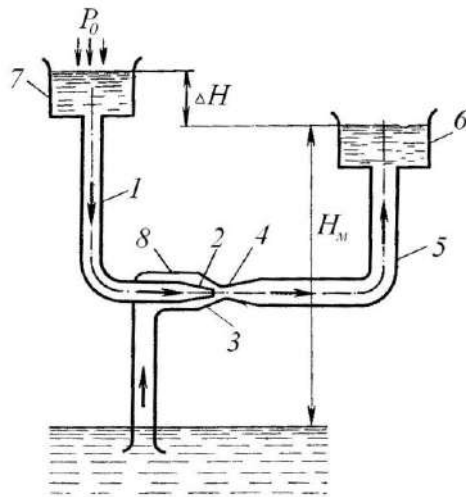


Рисунок 6.9 – Схема струминного насоса

6.2.6. Газліфт

Газліфт застосовується для піднімання рідини з глибоких свердловин, а в хімічній промисловості – для здійснення деяких процесів взаємодії газів та рідин за інтенсивної циркуляції. В останньому випадку газліфт створюється шляхом розміщення на осі апарата труби 1 , відкритої з обох кінців, з яких нижній занурений на певну глибину h до рідини (рис. 6.10). Стиснений газ по трубопроводу 2 підводить до цього кінця труби знизу. Спрямовуючись нагору по трубі 1 , газовий потік (пухирці) підхоплює із собою рідину, утворивши в трубі потік газорідинної емульсії зі значною міжфазовою поверхнею. Після виходу з верхнього перетину труби 1 газ відділяється та відводиться з апарата, а рідина повертається в кільцевий простір і знову надходить до труби 1 . Кратність циркуляції задається із технологічних міркувань. Подача газу до труби 1 відбувається або через сопло, що звужується, або через перфоровану насадку. Другий спосіб переважає, тому що забезпечує краще диспергування газу та його більш рівномірне змішування із рідиною, що транспортується.

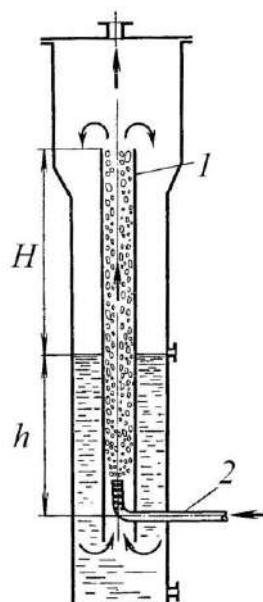


Рисунок 6.10 – Схема газліфта

Глибина занурення газорозподільника, виражена в частках сумарної висоти $H + h$ та $h/(H + h)$, коливається на практиці в інтервалі 0,35–0,7, причому більші значення $h/(H + h)$ відповідають більшим висотам H . Як показує досвід експлуатації цього обладнання, питома витрата газової фази становить 3–7 м³/м³. Коефіцієнт корисної дії газліфта – 0,15–0,30.

6.3. Трубопровідні системи

Трубопровідний транспорт набув широкого застосування на підприємствах хімічної і нафтогазової промисловості. У нафтопереробній і нафтохімічній промисловостях вартість трубопровідних систем становить до 25–30 % від загальних витрат на технологічне устаткування, тривалість їх спорудження досягає 50 % від тривалості будівництва об'єкта. На частку трубопроводів під час проектування відводиться близько 30 % усіх трудовитрат. Від якості проектування та спорудження трубопровідних систем значною мірою залежать економічність, надійність та безпека експлуатації технологічного устаткування.

Технологічні трубопровідні системи (ТТС) – це спорудження для транспортування рідких, газоподібних, газорідких та інших продуктів, що містять тверді частинки, від початкового пункту (джерела) до кінцевого пункту – спо-

живача. У циркуляційних системах одна установка (апарат) може одночасно бути як джерелом, так і споживачем.

До внутрішньоцехових відносять трубопроводи, що сполучають різні агрегати та блоки установок. Міжцехові трубопроводи з'єднують установки та цехи підприємства; до них відносять також трубопроводи загальнозаводського призначення. Позазаводськими трубопроводами на об'єкт надходять сировина, паливо, а також відводять продукти.

Класифікувати ТТС прийнято у такий спосіб:

- **за призначенням** трубопровідні системи поділяють на такі:
 - продуктопроводи;
 - паливні системи;
 - системи інертного газу;
 - факельні системи;
 - лінії тепло-, водо- та холодопостачання;
- **за розміщенням** на об'єкті:
 - внутрішньоцехові;
 - міжцехові;
 - позазаводські;
- **за схемою:**
 - нерозгалужені;
 - розгалужені;
 - кільцеві;
 - комбіновані;
- **за агрегатним станом перекачуваного середовища;**
- **відповідно до властивостей та параметрів перекачуваного середовища** (групи: А, Б, В; категорії: I, II, III, IV, V);
 - **за корозійними властивостями середовища:**
 - для неагресивних і малоагресивних середовищ;
 - для середньоагресивних середовищ;
 - для високоагресивних середовищ;

- **за тиском (умовним):**
 - вакуумні: менше 0,1 МПа;
 - безнапірні: 0,1 МПа;
 - низького тиску: 0,1–1,6 МПа;
 - середнього тиску: 1,6–10 МПа;
 - високого тиску: більше 10 МПа;
- **за робочою температурою:**
 - низькотемпературні: нижче – 40 °С;
 - із нормальною температурою: – 40–450 °С;
 - високотемпературні: більше 450 °С;
- **за типом ізоляції:**
 - без ізоляції;
 - із тепловою ізоляцією без обігрівання;
 - із тепловою ізоляцією та обігрівальними трубами-супутниками;
 - із тепловою ізоляцією та обігрівальними сорочками;
 - із тепловою ізоляцією та електричним обігріванням;
 - антикорозійне покриття, гідроізоляція;
- **відповідно до джерела руху потоку:**
 - насос;
 - компресор;
 - ежектор;
 - апарат із надлишковим тиском;
 - нафтові та газові свердловини;
- **за характером руху потоку:**
 - стаціонарний;
 - нестаціонарний;
- **за режимом руху потоку:**
 - ламінарний;
 - критичний;
 - турбулентний;

- **за типом спорудження:**
 - надземний на опорах та естакадах;
 - підземний у каналах у ґрунті;
 - у приміщенні;

- **за видом навантаження:**
 - зі статичним навантаженням;
 - зі статичними та динамічними навантаженнями.

Залежно від фізико-хімічних властивостей, робочих тисків та температур середовища, що перекачується, технологічні трубопроводи розділяють на групи й категорії, які зазначають у проекті для кожної ділянки зі сталими робочими параметрами.

Трубопроводи з вуглецевої сталі за корозійними властивостями середовища, що перекачується, відрізняють у такий спосіб:

- для неагресивних та малоагресивних середовищ (швидкість корозії не перевищує 0,1 мм на рік);
- для середньоагресивних середовищ (швидкість корозії становить 0,1–0,5 мм на рік);
- для високоагресивних середовищ (швидкість корозії вища за 0,5 мм на рік).

Трубопроводи з легованих сталей поділяють:

- для мало- та неагресивних середовищ (швидкість корозії становить до 0,1 мм на рік);
- для агресивних середовищ (швидкість корозії понад 0,1 мм на рік).

6.4. Методика розрахунків

6.4.1. Визначення основних параметрів поршневого насосів

Продуктивністю, або подачею, поршневого насоса називається об'єм рідини, що надходить до нагнітального трубопроводу за одиницю часу, V , м³/год. Якщо довжина ходу поршня (плунжера) дорівнює S , а його площа F , то об'єм рідини, що всмоктується насосом за першу половину оберта вала (хід ліворуч –

праворуч), та об'єм, що нагнітається за другу половину (хід поршня праворуч – ліворуч), дорівнює FS . За частоти обертання вала, що дорівнює n , об/хв, теоретична середня продуктивність насоса простої дії становить, м³/год:

$$V_1 = 60FSn. \quad (6.1)$$

У насосі подвійної дії лівий бік поршня всмоктує та нагнітає за один оберт вала об'єм рідини, що дорівнює FS . За той самий оберт вала правий бік поршня всмоктує та нагнітає об'єм рідини, що становить $(F - f)S$, де f – площа поперечного перерізу штока. Отже, теоретична середня продуктивність насоса подвійної дії, м³/год:

$$V_2 = 60[FS + (F - f)S]n = 60(2F - f)Sn. \quad (6.2)$$

Площа поперечного перерізу штока, як правило, дуже мала порівняно зі значенням $2F$. Із цих міркувань її можна не враховувати, тоді

$$V_2 = 60 \cdot 2FSn, \quad (6.3)$$

$$V_i = 60 \cdot iFSn. \quad (6.4)$$

Дійсна середня продуктивність поршневого насоса V_d завжди менша за теоретичну V_i з трьох причин. Перша з них полягає в запізненні відкриття та закриття всмоктувальних і нагнітального клапанів: частина рідини виходить із циліндра до всмоктувального трубопроводу на початку ходу нагнітання через усмоктувальний клапан, та частина рідини повертається до циліндра із нагнітального трубопроводу через нагнітальний клапан на початку ходу всмоктування. Другою причиною нерівності $V_d < V_i$ є деяке витікання рідини через нещільності клапанів, сальників та поршня. Також у всмоктуваній рідині можуть з'явитися газові пухирці, що виділяються із самої рідини та внаслідок розрідження проникають через нещільності всмоктувального трубопроводу. Відношення дійсної середньої продуктивності насоса до теоретичної називається коефіцієнтом подачі:

$$\eta = \frac{V_d}{V_i}. \quad (6.5)$$

Одержимо загальне рівняння для дійсної середньої продуктивності порш-

невого насоса

$$V_o = 60\eta iFSn. \quad (6.6)$$

Значення η залежить від розмірів насоса, якості його виготовлення та догляду за ним.

Нерівномірний рух рідини у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах спричиняє нерівномірне навантаження двигуна та передавальних механізмів, а також гідравлічні удари в циліндрі насоса й у самих трубопроводах. Щоб наблизити цей рух до рівномірного, поршневі насоси забезпечуються двома повітряними ковпаками, з яких один (1) установлюється до всмоктувального клапана, а другий (2) – після нагнітального (рис. 6.11). Усмоктувальний ковпак, як правило, є частиною конструкції корпусу насоса.

Перед пуском насоса всмоктувальна труба та частина всмоктувального повітряного ковпака, яку сполучено з атмосферою через кран M , заповнюються рідиною, що перекачується. Рідину стримує зворотний клапан K . Після заповнення кран M закривається. Після пуску насоса рідина спочатку всмоктуватиметься з ковпака, де її рівень знижуватиметься. При цьому тиск повітря падатиме доти, поки він не досягне значення, якого достатньо для того, щоб під дією тиску p_0 відкрився клапан K і рідина почала надходити до ковпака. Упродовж короткого періоду з ковпака всмоктуватиметься більша кількість рідини, ніж до нього надходить, тому рівень у ковпаку буде знижуватися, а приплив рідини відповідно збільшуватися.

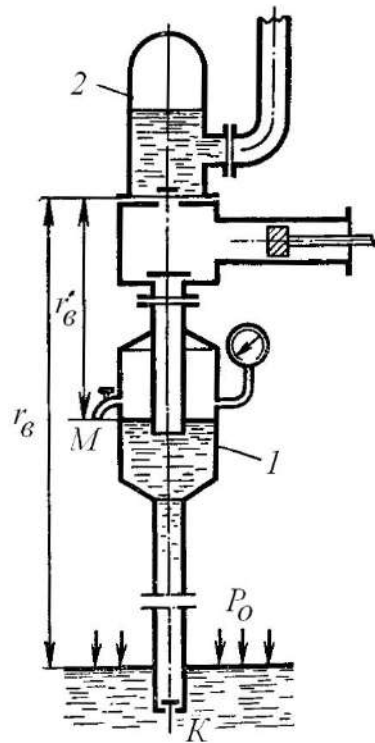


Рисунок 6.11 – Схема поршневого насоса з повітряними ковпаками

Імовірно, настане момент, коли приплив рідини до ковпака та витрата з нього приблизно зрівняються. Починаючи із цього часу встановиться приблизно стала різниця між тисками на вільну поверхню рідини у вихідній ємності p_0 та повітряному просторі ковпака. За цих умов рух рідини у всмоктувальному трубопроводі до ковпака наблизиться до рівномірного. На ділянці від ковпака до поршня рух рідини залишиться нерівномірним, тому намагаються скоротити довжини цієї ділянки. Вплив повітряного ковпака на рух рідини в нагнітальному трубопроводі подібний описаному.

Важливою умовою нормальної роботи поршневого насоса є безперервне проходження рідини за поршнем на шляху його переміщення. Відірвавшись у першій половині ходу всмоктування, рідина зіштовхнеться з поршнем у другій половині ходу, коли його рух уповільнено. При цьому неминучий гідравлічний удар. Крім того, у вільній порожнині циліндра, що утворилася під час відриву рідини від поршня, тиск може виявитися нижчим, ніж тиск пари рідини відповідно до її температури кипіння. Внаслідок паротворення зменшиться наповнення циліндра рідиною та порушиться її подача до нагнітальної лінії.

Таким чином, якщо зовнішній тиск на вільну поверхню рідини у вихідній ємності p_0 , то висота напору для всмоктування рідини максимально дорівнює $\frac{p_0 - p_i}{\rho g}$. Цей напір витрачається на:

- піднімання рідини на геометричну висоту всмоктування;
- подолання всіх гідравлічних опорів у всмоктувальній лінії, включаючи зворотний клапан на її кінці;
- подолання опору всмоктувального клапана;
- надання рідині всередині циліндра швидкості, що дорівнює швидкості руху поршня, $\frac{c^2}{2g}$;
- надання рідині на всьому шляху всмоктування прискорення відповідно до змінної швидкості поршня.

Отже, у процесі всмоктування рідини поршневым насосом повинно виконуватися рівняння

$$\frac{p_0 - p_i}{\rho g} = h_{зв} + h_{нс} + \frac{c^2}{2g} + h_{ек} + h_n. \quad (6.7)$$

При довжині всмоктувальної лінії l_b , її діаметрі d та швидкості рідини w

$$h_{нс} = \left(\lambda \frac{l_b}{d} + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2g}, \quad (6.8)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору в прямих ділянках труби; $\sum \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Якщо площа перерізу всмоктувального трубопроводу дорівнює f , а площа поперечного перерізу поршня F , то за умови нерозривності потоку $wf = cF$

та $c = w \frac{f}{F}$, рівняння (6.8) потрібно записати у такій формі:

$$h_{нс} + \frac{c^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta + \frac{f^2}{F^2} \right) \frac{w^2}{2g}. \quad (6.9)$$

Силу, що діє від маси рідини у всмоктувальній лінії, можна обчислити добутком інерційного напору h_i на площу перерізу f , а також множенням маси

рідини на її прискорення:

$$\rho g h_i f = \rho f l_b \frac{dw}{d\tau}. \quad (6.10)$$

Але за умови нерозривності потоку $f \frac{dw}{d\tau} = F \frac{dc}{d\tau}$,

$$h_i = \frac{l_b F}{d f} \frac{dc}{d\tau}, \quad (6.11)$$

і після перетворень маємо рівняння для граничної геометричної висоти всмоктування рідини поршневым насосом:

$$h_{zg} = \frac{p_0 - p_i}{\rho g} - \left(\lambda \frac{l_b}{d} + \sum \zeta + \frac{f^2}{F^2} \right) \frac{w^2}{2g} - h_{ек} - \frac{l_b F}{g f} w^2 r, \quad (6.12)$$

де $w = \pi n / 30$ – кутова частота обертання; n – частота обертання, хв^{-1} .

Мінімальне значення h_{zg} відповідає початку ходу всмоктування:

$$h_{zg} = \frac{p_0 - p_i}{\rho g} - h_{ек} - \frac{l_b F}{g f} w^2 r = \frac{p_0 - p_i}{\rho g} - h_{ек} - \frac{l_b F}{g f} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r. \quad (6.13)$$

Звідси встановлюємо рівняння для граничної частоти обертання насоса без усмоктувального ковпака:

$$n_b \leq 30 \sqrt{\frac{\left(\frac{p_0 - p_i}{\rho g} - h_{zg} - h_{ек} \right) f}{l_b F r}}. \quad (6.14)$$

За наявності всмоктувального повітряного ковпака $w = const$

$$n_b \leq 30 \sqrt{\frac{\left[\frac{p_0 - p_i}{\rho g} - h_{zg} - h_{ек} - \left(\lambda \frac{l_b}{d} + \sum \zeta + \frac{f^2}{F^2} \right) \frac{w^2}{2g} \right] f}{l_b' F r}}. \quad (6.15)$$

Для насоса простої дії значення інерційного напору істотно впливає на h_{zg} , p_i , n_b , проте воно сильно послаблюється разом зі зменшенням коефіцієнта нерівномірності подачі (збільшення кратності дії).

Насос можна розглядати як машину, що піднімає V , $\text{м}^3/\text{с}$, рідини густиною ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$, з глибини h_{zg} , м, на висоту h_{zn} , м. Суму $H_z = h_{zg} + h_{zn}$ називають повною геометричною висотою подачі. Вона враховує гідравлічні втрати у всмок-

тувальному $h_{не}$ та нагнітальному $h_{нн}$ трубопроводах. Суму $H_z + h_{не} + h_{нн} = H_m$ називають манометричною висотою подачі. Її також можна визначити як суму показань вакуумметра та манометра, вмонтованих безпосередньо перед входом рідини до циліндра насоса й на виході з нього. Таким чином, корисна потужність насоса становить, кВ,

$$N_K = \frac{V \rho g H_m}{1000}. \quad (6.16)$$

Дійсна потужність на валу насоса N_o перевищує N_K унаслідок: витрати енергії на гідравлічні втрати всередині насосного циліндра; неконтрольованих витоків рідини всередині насоса; тертя в підшипниках, шатунно-кривошипному механізмі, сальниках та ін. Ці витрати енергії відображаються гідравлічним η_z , об'ємним η_o та механічним η_m коефіцієнтами корисної дії. Таким чином, повна витрата енергії

$$N_o = \frac{V \rho g H_m}{1000 \eta_z \eta_o \eta_m} = \frac{V \rho g H_m}{1000 \eta_n}, \quad (6.17)$$

де $\eta_n = \eta_z \eta_o \eta_m$ – повний коефіцієнт корисної дії насоса, що виражає відношення корисної потужності насоса до потужності на його валу.

Значення ККД поршневих насосів коливаються в таких інтервалах: $\eta_z = 0,75-0,98$; $\eta_o = 0,90-0,98$; $\eta_m = 0,85-0,95$; $\eta_n = 0,60-0,90$.

Визначаючи витрати енергії на перекачування рідин N_E , необхідно також врахувати ККД передавального механізму η_n та електродвигуна η_e :

$$N_E = \frac{N_o}{\eta_n \eta_e}. \quad (6.18)$$

6.4.2. Визначення основних параметрів відцентрових насосів

Для аналізу роботи відцентрового насоса розглянемо один із каналів робочого колеса, обмеженого двома сусідніми лопатками (рис. 6.12). Під час роботи насоса кожна частинка рідини в цьому каналі рухається уздовж лопатки з відносною швидкістю w . Одночасно із цим разом із робочим колесом рідина обертається навколо осі насоса з коловою швидкістю u . Абсолютна швидкість

частинки рідини в розглянутому каналі c – це геометрична сума швидкостей w та u . Із механіки відомо, що зміна моменту кількості руху за одиницю часу дорівнює моменту рівнодійної зовнішніх сил, що діють на систему.

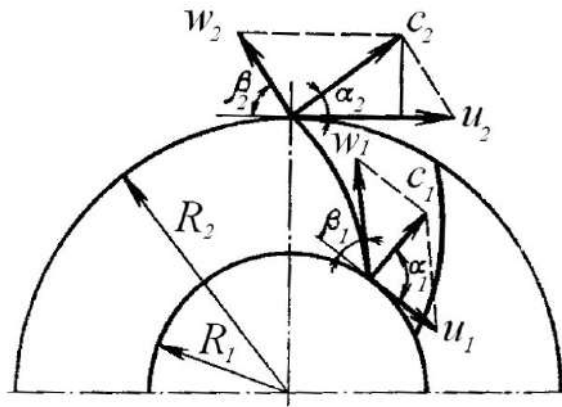


Рисунок 6.12 – Трикутники швидкостей входу та виходу рідин

Позначивши через G масу рідини, що проходить через колесо насоса за одиницю часу, маємо

$$G(R_2 c_2 \cos \alpha_2 - R_1 c_1 \cos \alpha_1) = M, \quad (6.19)$$

де R_1 та R_2 – внутрішній та зовнішній радіуси колеса; M – обертальний момент.

Тому якщо кутова частота обертання колеса дорівнює ω , то потужність, надана лопатками колеса рідині (за відсутністю втрат), становить

$$M\omega = GgH_T, \quad (6.20)$$

де H_T – теоретичний напір, що створюється колесом насоса

$$G\omega(R_2 c_2 \cos \alpha_2 - R_1 c_1 \cos \alpha_1) = GgH_T. \quad (6.21)$$

Із формули (6.21) $\omega R_1 = u_1$ та $\omega R_2 = u_2$, відтак знаходимо рівняння для теоретичного напору, яке називають основним рівнянням відцентрового насоса:

$$H_T = \frac{1}{g}(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (6.22)$$

Для досягнення максимального значення H_T робочі колеса, як правило, виконують так, що рідина входить на лопатку майже радіально. Тобто у цьому разі $\alpha_1 = 90^\circ$

$$H_T = \frac{1}{g} u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (6.23)$$

Дійсний напір H , створений насосом, менший за теоретичний із двох причин: частина напору втрачається на подолання гідравлічних опорів усередині насоса; не всі частинки рідини в каналі між двома лопатками рухаються за однаковими траєкторіями, тому трикутники швидкостей на виході з колеса для різних течій – різні. Втрати напору, обумовлені першою причиною, враховуються гідравлічним коефіцієнтом корисної дії η_e , а другою – коефіцієнтом η_0 . Таким чином, маємо

$$H = \eta_e \eta_0 \left(\frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \right). \quad (6.24)$$

Величина η_e залежить від конструкції насоса, його розмірів, форми лопаток робочого колеса та кута їх нахилу ($\eta_e = 0,7-0,9$); у середньому $\eta_0 \approx 0,8$.

Відмітимо, що напір, який розвивається відцентровим насосом, виходячи з наведених залежностей, не залежить від фізичних властивостей транспортувальної рідини. Насправді така залежність існує, та переважно від в'язкості. Потрібно мати на увазі, що характеристики насосів, що наводяться у каталогах, як правило, відносять до води й вимагають досвідченого коректування щодо інших рідин, в'язкість яких відрізняється від в'язкості води.

Рушійною силою процесу всмоктування рідини відцентровим насосом є різниця тисків на вільну поверхню рідини у вихідній місткості $\frac{P_0}{\rho g}$ та на вході до лопаток робочого колеса $\frac{P_e}{\rho g}$. При цьому, щоб уникнути скипання рідини, складова p_e не повинна бути меншою, ніж тиск пари рідини p_t за її температури t . Перепад тиску $\frac{P_0 - P_t}{\rho g}$ витрачається на:

- підняття рідини на геометричну висоту всмоктування h_{zg} , що дорівнює вертикальній відстані від вільної поверхні рівня у вихідній місткості до насоса;
- подолання гідравлічних опорів у всмоктувальному трубопроводі h_{ng} ;

- створення швидкісного напору $\frac{c_1^2}{2g}$ у всмоктувальному трубопроводі:

$$\frac{p_0 - p_t}{\rho g} = h_{zs} + h_{ns} + \frac{c_1^2}{2g}. \quad (6.25)$$

Також у робочому колесі спостерігається додаткова втрата напору Δh , викликана нерівномірним розподілом швидкості c_1 у вхідному перетині колеса та розбіжностями відносних швидкостей w у каналах між сусідніми лопатками. Ця обставина може викликати зниження тиску до значення нижче відповідної температури кипіння рідини і, як наслідок, її випаровування й виділення розчинених газів. Пухирці пари та газу, які із цим утворюються, підхоплюються потоком рідини до області більшого тиску, де вони конденсуються. Рідина спрямовується до об'єму, який при цьому вивільнився. При цьому відбувається багато місцевих гідравлічних ударів значної сили, які в решті-решт можуть призвести до ушкодження або навіть руйнування насоса (явище кавітації):

$$\Delta h = \sigma H. \quad (6.26)$$

де σ – коефіцієнт кавітації.

Отже,

$$\frac{p_0 - p_t}{\rho g} = h_{zs} + h_{ns} + \frac{c_1^2}{2g} + \sigma H. \quad (6.27)$$

Звідси знаходимо граничну геометричну висоту всмоктування рідини відцентровим насосом:

$$h_{zs} = \frac{p_0 - p_t}{\rho g} - h_{ns} - \frac{c_1^2}{2g} - \sigma H.$$

Для визначення коефіцієнта кавітації застосовують емпіричну формулу

$$\sigma = \left(\frac{n\sqrt{V}}{126H^{3/4}} \right)^{4/3},$$

де n – частота обертання робочого колеса, хв^{-1} ; V – продуктивність насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; H – напір, м.

Потужність на валу відцентрового насоса визначається, як і поршневого. У цьому разі ККД насоса η_n урахує всі втрати, пов'язані з передачею енергії

транспортувальної рідини:

$$\eta_n = \eta_z \eta_o \eta_m, \quad (6.28)$$

гідравлічний ККД, η_z , характеризує втрати енергії на тертя та місцеві опори під час руху рідини всередині насоса; об'ємний η_o – унаслідок витoku рідини через зазори та сальники; механічний η_m – у результаті тертя робочого колеса по рідині, а також у підшипниках та сальниках. У сучасних конструкціях даних насосів $\eta_z = 0,8-0,9$; $\eta_o = 0,90-0,98$; $\eta_m = 0,85-0,97$; $\eta_n = 0,60-0,85$.

Відцентрові насоси приводяться безпосередньо від електродвигуна, тобто без допомоги передавального механізму, тому повна витрата енергії становить, кВт:

$$N_E = \frac{N_d}{\eta_o} = \frac{V \rho g H}{1000 \eta_z \eta_o \eta_m \eta_e}, \quad (6.29)$$

де η_e – коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

Питання для самоконтролю

1. Що таке насоси? Їх класифікація та види.
2. Сутність, характеристика та принцип роботи поршневих насосів. Особливості експлуатації, переваги та недоліки поршневих насосів.
3. Сутність, характеристика та принцип роботи відцентрових насосів. Особливості експлуатації, переваги та недоліки відцентрових насосів.
4. Роторні насоси. Види, особливості, переваги та недоліки.
5. Конструкція та принцип дії вихрових та струминних насосів.
6. Газліфт. Особливості та галузь застосування.
7. Класифікація трубопровідних систем хімічної промисловості.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 6

1. Гельперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии / Н. И. Гельперин. – Москва : Химия, 1981.
2. Бакланов Н. А. Трубопроводы в химической промышленности / Н. А. Бакланов. – Львов : Химия, 1977.
3. Бережековский М. И. Трубопроводный транспорт химических продуктов / М. И. Бережековский. – Львов : Химия, 1979.
4. Гуревич Д. Ф. Эксплуатация приводной арматуры на химических предприятиях : справочник / Д. Ф. Гуревич, О. Н. Заринский. – Львов : Химия, 1985.
5. Гуревич Д. Ф. Арматура химических установок / Д. Ф. Гуревич, О. Н. Шпаков, Ю. Н. Вишневу. – Львов : Химия, 1979.

РОЗДІЛ 7

ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ

7.1. Основні поняття

Теплові процеси широко використовуються в природоохоронних технологіях під час опріснення, очищення стічних вод, конденсації пари. Процеси перенесення теплоти часто супроводжують дифузійні, хімічні, біохімічні процеси й визначають швидкість перебігу процесу. Наприклад, процеси біологічного очищення стічних вод відбуваються за певних температурних режимів, зумовлених видом мікроорганізмів. Підвищення або зниження температури середовища призводить до пригнічення росту мікроорганізмів й уповільнення швидкості очищення.

У процесах перенесення теплоти розрізняють тепловіддачу й теплопередачу.

Перенесення теплоти від стінки до рідкого (газового) середовища або у зворотному напрямку називається *тепловіддачею*.

Під *теплопередачею* розуміють процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого через роздільну стінку або поверхню поділу фаз.

Під час вивчення теплових процесів розглядають температуру в усьому заданому об'ємі, що може відрізнятися як у часі, так і в просторі. Тому мають на увазі не температуру, а температурне поле.

Сукупність значень температури в усіх точках досліджуваного простору в даний момент часу називається *температурним полем*. Аналітично температурне поле можна подати у вигляді функції температури від координат точок простору й часу. Якщо із часом температурне поле не змінюється, воно називається *стаціонарним* $T = f(x, y, z)$, якщо змінюється – *нестационарним* $T = f(x, y, z, \tau)$.

Поверхня, в усіх точках якої температура однакова, називається *ізотермічною*. У площині перерізу тіла ізотермічні поверхні залишають сліди у вигляді ліній однакових температур – *ізотерм*.

Температурний градієнт $grad T$ – це вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні (у напрямку підвищення температури), яка має довжину, що дорівнює похідній за цим напрямком:

$$grad T = \frac{\partial T}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k} = \nabla T. \quad (7.1)$$

Температурний градієнт можна подати як похідну температури по нормалі до ізотермічної поверхні:

$$grad T = \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (7.2)$$

Напрямок вектора температурного градієнта відповідає підвищенню температури. Потік теплоти може виникнути лише за умови, якщо градієнт не дорівнює нулю.

Тепловим потоком Q називається кількість теплоти, що проходить через довільну поверхню площею F за одиницю часу.

Густина теплового потоку q – це відношення теплового потоку ΔQ , що проходить через елементарну площинку, до площі ΔF :

$$q = \frac{\Delta Q}{\Delta F}. \quad (7.3)$$

Вектор густини теплового потоку \vec{q} – це вектор, проекція якого на даний напрямок є густиною теплового потоку, що проходить через елементарну площинку, перпендикулярну до цього напрямку.

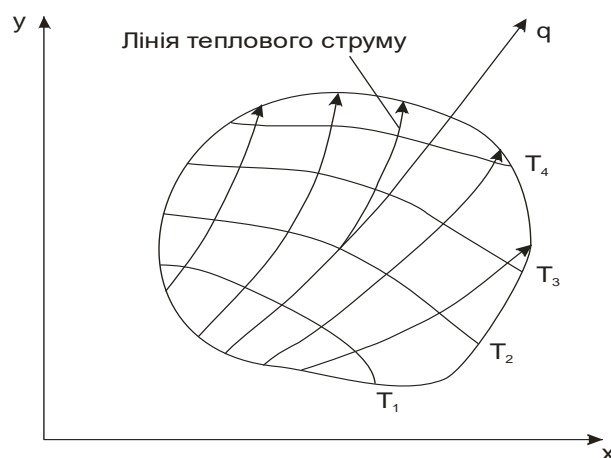


Рисунок 7.1 – Ізотерми та лінії теплового струму

У напрямку вектора \vec{q} інтенсивність перенесення теплоти максимальна, а в перпендикулярному напрямку потоку теплоти немає. Поширення теплоти можна зобразити у вигляді ліній теплового струму, у кожній точці яких вектор густини теплового потоку перпендикулярний до ізотермічної поверхні (рис. 7.1).

7.2. Передача теплоти теплопровідністю

Процес передачі теплоти теплопровідністю описується диференціальним рівнянням Фур'є (2.72):

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right).$$

Передача теплоти через плоску стінку. Розглянемо стаціонарне перенесення теплоти через плоску стінку (рис. 7.2), товщина якої δ набагато менша за ширину b і висоту h . Теплопровідність c і густина матеріалу стінки ρ сталі в усьому розглянутому об'ємі:

$$c = \text{const}, \rho = \text{const}.$$

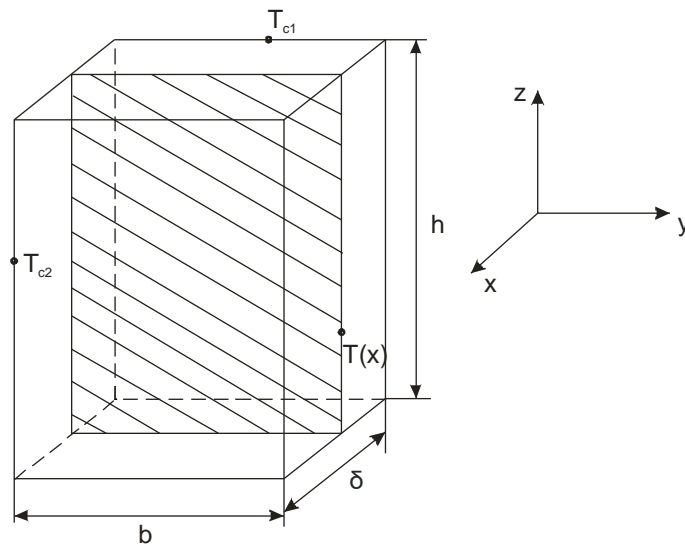


Рисунок 7.2 – Передача теплоти через плоску стінку

Джерела теплоти в стінці відсутні ($q_{it} = 0$). Теплопровідність стінки λ . Припустимо, що температури двох поверхонь стінки сталі: $T_{c1} = \text{const}$ і $T_{c2} = \text{const}$. При цьому ізотермічні поверхні в стінці становитимуть собою площини-

ни, перпендикулярні до осі x . Таким чином, у нашому випадку $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$, $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$ і

$\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$. З урахуванням усіх припущень рівняння теплопровідності набуває ви-

гляду

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \quad (7.4)$$

Шукана функція $T = T(x)$ повинна задовольняти рівняння (7.4) і граничні умови першого роду:

$$T(x)|_{x=0} = T_{c1}; \quad T(x)|_{x=\delta} = T_{c2}. \quad (7.5)$$

Припустимо, що стінка має сталу теплопровідність $\lambda = const$. Інтегруючи рівняння (7.4), одержимо $T = C_1 x + C_2$. Визначивши сталі інтегрування за допомогою граничних умов, одержимо

$$T = T_{c1} + \frac{T_{c2} - T_{c1}}{\delta} x. \quad (7.6)$$

Отже, якщо $\lambda = const$, температура плоскої стінки змінюється за лінійним законом.

Густина теплового потоку, що проходить через плоску стінку, визначаємо за формулою

$$q = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{\delta} \cdot \frac{1}{\lambda}, \quad (7.7)$$

Величина $\frac{\delta}{\lambda} = R$ називається **термічним опором**.

Таким чином, густина теплового потоку, що проходить через плоску стінку, прямо пропорційна різниці температур її поверхонь і обернено пропорційна термічному опору.

У багатошаровій стінці загальний термічний опір дорівнюватиме сумі термічних опорів шарів:

$$R = R_1 + R_2 + \dots + R_n = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (7.8)$$

Густина теплового потоку, що проходить через багатошарову стінку (рис. 7.3), дорівнюватиме

$$q = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (7.9)$$

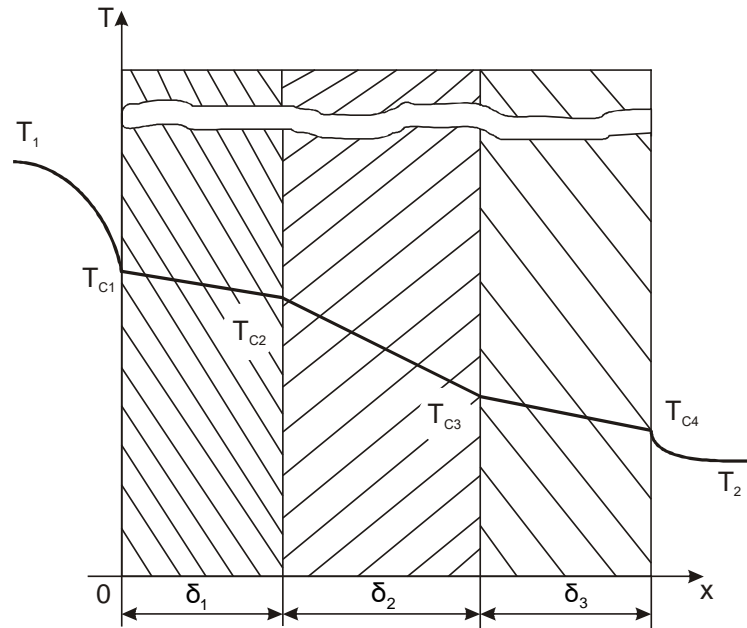


Рисунок 7.3 – Розподіл температур у плоскій багатошаровій стінці

Інтегруючи рівняння теплопровідності при граничних умовах першого

$T(x)|_{x=0} = T_{c1}$ і другого родів $-\lambda \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = q_c$, одержимо рівняння поля температур

у стінці:

$$T(x) = T_{c1} - q_c \frac{x}{\lambda}. \quad (7.10)$$

Тоді температури на поверхнях поділу окремих шарів багатошарової стінки дорівнюватимуть

$$\left. \begin{aligned}
 T_{c2} &= T_{c1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = T_{c1} - qR_{c1} \\
 T_{c3} &= T_{c2} - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = T_{c1} - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) = T_{c1} - q(R_{c1} + R_{c2}) \\
 &\dots\dots\dots \\
 T_{c(n+1)} &= T_{c1} - q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = T_{c1} - q \sum_{i=1}^n R_{ci}
 \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

Отже, у межах одного шару температура змінюється за лінійним законом, а для багат шарової стінки графік зміни температури – ламана лінія.

Передача теплоти через циліндричну стінку. Розглянемо процес передачі теплоти крізь стінку труби, шар ізоляції на трубі й т. п. (рис. 7.4).

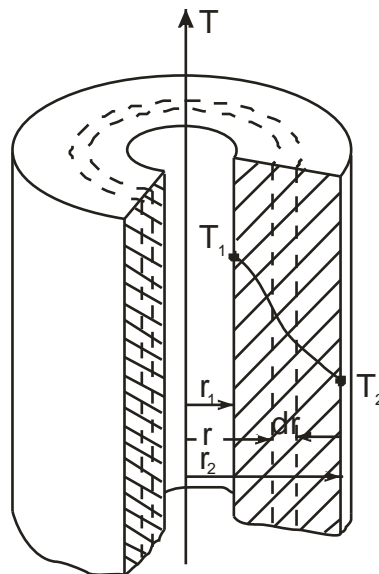


Рисунок 7.4 – Передача теплоти через циліндричну стінку

Особливістю теплопровідності через циліндричну стінку є те, що площі зовнішньої і внутрішньої поверхонь труби будуть неоднакові, що не дозволяє застосувати рівняння (7.9).

Виділимо в стінці труби елементарний кільцевий шар радіусом r , товщиною dr . Тоді поверхня виділеного шару за довжини труби l дорівнюватиме $F = 2\pi rl$.

Граничні умови першого роду

$$\left. \begin{aligned} r = r_1, \quad T = T_{c1} \\ r = r_2, \quad T = T_{c2} \end{aligned} \right\} \quad (7.12)$$

Із рівняння Фур'є кількість теплоти, що проходить через виділений шар за одиницю часу, дорівнюватиме

$$Q = -\lambda F \frac{dT}{dr} = -2\lambda\pi r l \frac{dT}{dr}. \quad (7.13)$$

Поділивши змінні, проінтегруємо це рівняння за температурою в межах від T_{c1} до T_{c2} , а за товщиною стінки від r_1 до r_2 :

$$\int_{T_{c1}}^{T_{c2}} dT = -\frac{Q}{2\lambda\pi l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}.$$

Після інтегрування і заміни r на d одержимо рівняння теплопровідності для циліндричної стінки при сталому процесі теплообміну:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} (T_{c1} - T_{c2}). \quad (7.14)$$

Таким чином, за товщиною циліндричної стінки температура змінюється за логарифмічним законом.

Для багат шарової циліндричної стінки, що має n шарів діаметром від d_1 до d_{i+1} , рівняння (7.14) має вигляд

$$Q = \frac{\pi l}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln\left(\frac{d_{i+1}}{d_i}\right)} (T_{c1} - T_{c2}). \quad (7.15)$$

7.3. Конвективний теплообмін

У рідкому і газоподібному середовищах перенесення теплоти здебільшого здійснюється шляхом конвекції частинок. Течія рідини з температурою T_p біля стінки, що має температуру T_c (рис. 7.5), супроводжується теплообміном одночасно шляхом конвекції й теплопровідності. Теплопровідність рідин, особливо в газоподібній формі, порівняно мала, і в процесі передачі теплоти під час контакту рідини зі стінкою більшою мірою переважає конвекція. Розглянутий

теплообмін називається *тепловіддачею*.

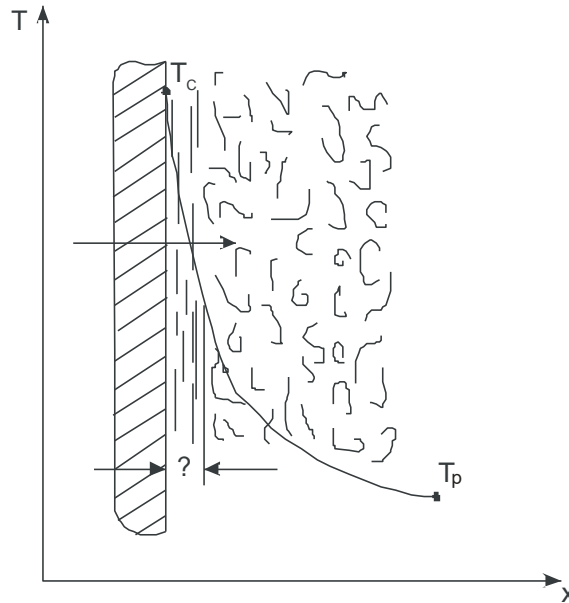


Рисунок 7.5 – Конвективна передача теплоти (T , T_c , T_p , x , δ)

Тепловіддача є складним процесом, що залежить від низки факторів: властивостей рідини, гідродинаміки потоку, шорсткості стінок, форми апарата тощо. Інтенсивність теплообміну визначається також товщиною теплового граничного шару біля стінки, у якому передача теплоти здійснюється переважно теплопровідністю. Тепловий граничний шар подібний до гідродинамічного граничного шару, але відрізняється від нього за товщиною. У тепловому граничному шарі виділяють тепловий граничний прошарок, у якому вплив турбулентних пульсацій стає малим, яким можна знехтувати. Інтенсивність перенесення теплоти в ньому визначається коефіцієнтом температуропровідності a .

Описуючи тепловіддачу, використовують граничні умови третього роду – на межі тіл.

Кількість теплоти, перенесеної шляхом тепловіддачі, визначають за законом Ньютона:

$$Q = \alpha F \tau (T_c - T_p),$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, що показує, яка кількість теплоти передається від 1 м^2 поверхні впродовж 1 с за різниці температур між стінкою і рі-

диною в 1 К.

Одиниці вимірювання $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

У загальному випадку можна записати, що

$$\alpha = f(w, \mu, \rho, c, \lambda, d, L, \varepsilon). \quad (7.16)$$

Визначення залежності коефіцієнта тепловіддачі α від факторів, що впливають на нього, і є основним завданням конвективного теплообміну (тепловіддачі). Як правило, найбільш надійні залежності такого роду одержують унаслідок відповідних експериментальних досліджень. При цьому одержані обробкою дослідних даних кореляційні співвідношення найчастіше подають у формі зв'язку між критеріями подібності.

7.4. Перетворення рівнянь Фур'є – Кірхгофа. Теплова подібність

Температурне поле в рідині, що рухається, залежить від швидкості рідини, тому рівняння конвективного теплообміну Фур'є – Кірхгофа розв'язують разом із системою рівнянь Нав'є – Стокса. Такі розв'язки одержані для обмеженого ряду ламінарних течій. Для інтенсифікації процесів теплообміну процеси проводять у турбулентному режимі. Для розв'язання таких задач знову доводиться звертатися до методів теорії подібності.

Перепишемо в розгорненому вигляді рівняння Фур'є – Кірхгофа:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial T}{\partial x} w_x + \frac{\partial T}{\partial y} w_y + \frac{\partial T}{\partial z} w_z = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (7.17)$$

Виконуючи подібні перетворення, одержимо

$$\frac{T}{\tau} + \frac{T}{l} w = \frac{aT}{l^2}. \quad (7.18)$$

Поділивши перший член правої частини на ліву частину й замінивши одержану величину на обернену, матимемо критерій Фур'є, що характеризує подібність несталих процесів теплообміну:

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}. \quad (7.19)$$

Поділивши другий компонент лівої частини на праву частину й виконавши скорочення, одержимо

$$\frac{wl}{a} = Pe. \quad (7.20)$$

Одержаний комплекс називається **критерієм Пекле**. Він характеризує співвідношення потоків теплоти, що переноситься конвекцією і теплопровідністю під час конвективного теплообміну.

Поділимо останню величину в правій частині (7.18) на передостанню:

$$\frac{w\tau}{l} = Po. \quad (7.21)$$

Одержаний комплекс називається **критерієм Померанцева** і частіше використовується в такому записі:

$$Po = \frac{ql^2}{\lambda(T_{сер} - T_0)}. \quad (7.22)$$

Критерій Померанцева характеризує співвідношення потужності теплового джерела до кількості теплоти, що переноситься теплопровідністю.

Із рівнянь Фур'є – Кірхгофа випливає функціональний зв'язок

$$f(Fo, Ho, Pe, Po) = 0. \quad (7.23)$$

З урахуванням рівняння Нав'є – Стокса цей запис розширюється:

$$f(Fo, Ho, Pe, Po, Re, Fr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n) = 0, \quad (7.24)$$

де $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n$ – симплекси геометричної подібності.

Однак і цим не вичерпується ряд критеріїв. Як правило, метою розрахунків процесів теплообміну є визначення коефіцієнта тепловіддачі, значення якого дозволяють розрахувати габаритні розміри теплообмінників. Однак до жодної із визначених величин коефіцієнт тепловіддачі не входить. Дійсно, теплообмін проходить на межі потоку з теплопровідною поверхнею. Тому в цьому ра-

зі доводиться використовувати подібність граничних умов.

За турбулентної течії рідини теплота в безпосередній близькості із твердою стінкою передається теплопровідністю через граничний шар у напрямку, перпендикулярному до напрямку руху потоку. Отже, за законом Фур'є кількість теплоти, що проходить у граничному шарі товщиною δ через площу перерізу dS за час $d\tau$, становить

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial \delta} dS d\tau.$$

Кількість теплоти, що проходить від стінки до ядра потоку, визначається за рівнянням тепловіддачі:

$$dQ = \alpha (T_{cm} - T_p) dS d\tau.$$

У процесі сталого теплообміну кількість теплоти, що проходить через граничний шар і ядро потоку, дорівнює

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial \delta} dS d\tau = \alpha (T_{cm} - T_p) dS d\tau.$$

Після скорочень запишемо

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial \delta} = \alpha \Delta T.$$

Ділення лівої частини останнього виразу на праву дає можливість одержати критерій Нуссельта, який є мірою співвідношення передачі теплоти конвекцією і теплопровідністю:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}. \quad (7.25)$$

З урахуванням (7.25) критеріальне рівняння конвективного теплообміну має вигляд

$$f(Fo, Ho, Pe, Po, Re, Fr, Nu, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n) = 0. \quad (7.26)$$

Якщо теплообмін проходить без виділення (поглинання) теплоти в плинному середовищі, то з останнього рівняння виключається критерій Po .

Процеси нагрівання (охолодження) здійснюються, як правило, під час течії сталого потоку рідини. Це дозволяє виключити критерії гомохронності та Фур'є.

Для випадку інтенсивного руху рідини вплив критерію Фруда незначний, і його також виключають.

У процесах природної конвекції він замінюється критерієм Грасгофа:

$$Gr = \frac{gl^3 \beta \Delta T}{\nu^2}, \quad (7.27)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини, 1/К; ΔT – різниця температур, К.

Швидкість w входить до критеріїв Re і Pe . Тому замість критерію Пекле часто використовується похідний критерій Прандтля

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c}{\lambda}. \quad (7.28)$$

Критерій Прандтля містить лише фізичні константи теплоносія, що легко визначити за довідковими даними.

З урахуванням викладеного критеріальне рівняння конвективного теплообміну, як правило, подають у такому вигляді:

$$f(Fo, Ho, Pr, Re, Fr, Nu, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n) = 0. \quad (7.29)$$

Оскільки критерій Нуссельта є невизначальним, рівняння (7.29) подамо у вигляді

$$Nu = f(Fo, Ho, Pr, Re, Fr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n). \quad (7.30)$$

Для сталих процесів

$$Nu = f(Pr, Re, Fr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_n). \quad (7.31)$$

Рівняння (7.30) і (7.31) можна подати в степеневій формі:

$$Nu = A Fo^m \cdot Ho^s \cdot Pr^p \cdot Re^q \cdot Fr^o \cdot \Gamma_1^k \cdot \Gamma_2^l \cdot \dots \cdot \Gamma_n^b; \quad (7.32)$$

$$Nu = A Pr^p \cdot Re^q \cdot Fr^o \cdot \Gamma_1^k \cdot \Gamma_2^l \cdot \dots \cdot \Gamma_n^b. \quad (7.33)$$

Розв'язок критеріального рівняння конвективного теплообміну дозволяє одержати значення критерію Нуссельта $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$, а з нього – коефіцієнт тепловіддачі.

7.5. Тепловіддача за вимушеної течії теплоносія

За ламінарної течії теплоносія всередині труби сталого перерізу ($Re < 2\,300$) дослідні дані дають таке співвідношення:

$$Nu = 0,15 \varepsilon_L Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} Gr^{0,1}, \quad (7.34)$$

де $\varepsilon_L = 1 + \frac{2d}{L}$ – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив вхідної ді-

лянки труби загальною довжиною L і діаметром d ; Pr_c – критерій Прандтля, у якому кінематичну в'язкість ν і температуропровідність a теплоносія беруть за температури стінки T_c , а не температури основного потоку T_y , як в усіх інших критеріях. Симплекс $\frac{Pr}{Pr_c}$ ураховує ту обставину, що значення середнього по всій довжині L труби коефіцієнта тепловіддачі α дещо відрізняються залежно від напрямку теплового потоку від стінки ($T_c > T_y$) або від теплоносія до стінки ($T_y > T_c$).

Для перехідного режиму руху теплоносія всередині труб ($2\,300 < Re < 10\,000$) можна скористатися графіком, наведеним на рис. 7.6.

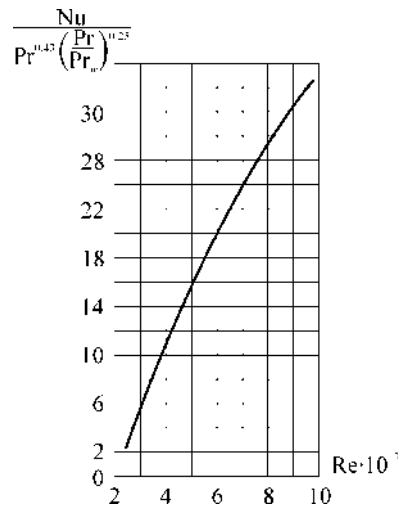


Рисунок 7.6 – Залежність інтенсивності тепловіддачі всередині каналів

при перехідному режимі руху $\left(Re \cdot 10^3, \frac{Nu}{Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{жс}} \right)^{0,25}} \right)$.

За найбільш часто реалізованого в теплообмінній апаратурі турбулентного режиму течії теплоносія ($Re > 10\,000$), як правило, використовується кореляційне співвідношення Крауссольда:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_L Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (7.35)$$

Відсутність критерію Gr у виразі (7.35) свідчить про те, що за великої вимушеної швидкості руху теплоносія вплив гравітаційної конвекції стає малим порівняно із впливом вимушеної конвекції.

Вивчаючи ламінарну течію рідини вздовж плоскої поверхні, процес перенесення теплоти розглядається з урахуванням теплового граничного шару. Товщина граничного шару набагато менша від поздовжнього розміру тіла, тому в межах такого тонкого шару, по-перше, сили в'язкого тертя є переважними порівняно із силами різниці статичного тиску s , по-друге, зміни швидкості й температури у поперечному до стінки напрямку мають бути значно більшими порівняно зі змінами цих величин уздовж поверхні. Це дозволяє розглядати перенесення теплоти лише в примежовому шарі. Розв'язання системи диференціа-

льних рівнянь тепловіддачі для примежового шару дає можливість одержати співвідношення для зміни товщини граничного шару $\delta = \frac{3x}{\text{Re}^{0.5}}$, де x – поздовжня координата вздовж плоскої поверхні, $\text{Re} = \frac{wx}{\nu}$.

Локальний коефіцієнт тепловіддачі α_x визначається за виразом

$$\frac{\alpha_x x}{\lambda} = 0,332 \sqrt{\text{Re}} \sqrt[3]{\text{Pr}}. \quad (7.36)$$

Для середнього за довжиною L значення коефіцієнта тепловіддачі α в лівій частині рівності (7.36) і в критерії Рейнольдса замінюється x на L , а числовий коефіцієнт подвоюється. Експериментальні дані підтверджують справедливість співвідношення (7.36).

Для турбулентного зовнішнього потоку ($\text{Re} > 500\,000$) обробка експериментальних даних дає таке кореляційне співвідношення:

$$\frac{\alpha_x x}{\lambda} = 0,296 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25}. \quad (7.37)$$

Взаємодія потоку з поверхнею твердого тіла погано обтічної форми, як правило, характеризується відривом граничного шару від поверхні тіла (рис. 7.7). Якщо $\text{Re} < 5$, граничні шари утворюють у кормовій ділянці обтічного тіла два симетричні вихри. У разі збільшення швидкості потоку вихри починають періодично й поперемінно відриватися й зноситися вниз по потоку, утворюючи вихровий гідродинамічний слід, що розширюється. Товщина граничного шару на поверхні тіла збільшується від точки набігання потоку. Відповідно до зміни товщини граничного шару змінюється по поверхні циліндра й значення локального коефіцієнта тепловіддачі.

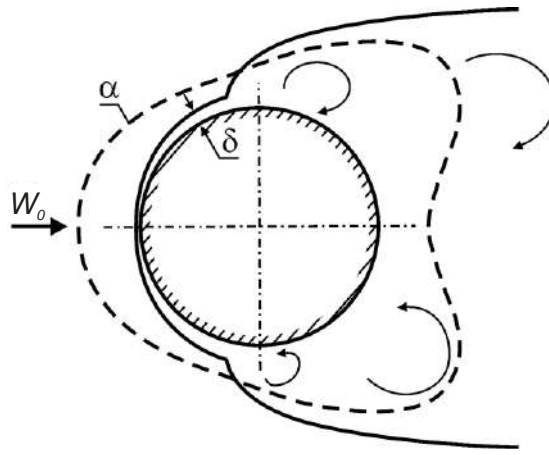


Рисунок 7.7 – Зовнішнє обтікання й тепловіддача тіла сферичної форми

Експериментальні дані за величинами коефіцієнтів тепловіддачі, середніми по всій поверхні обтічної потоком труби, можуть бути подані у формі такого співвідношення:

$$Nu = C Re^n Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (7.38)$$

у якому $C = 0,50$ і $n = 0,50$ для діапазону $5 < Re < 1\,000$;

$C = 0,25$ і $n = 0,60$ для діапазону $1\,000 < Re < 200\,000$;

$C = 0,023$ і $n = 0,8$ для діапазону $300\,000 < Re < 2\,000\,000$.

Якщо потік спрямований під деяким кутом до осі обтічного циліндра, то значення середнього коефіцієнта тепловіддачі дещо зменшуються, що може бути враховано поправковим коефіцієнтом.

Під час обтікання пучків труб необхідно враховувати розміщення труб у пучку. На практиці широко застосовуються коридорне й шахове розміщення труб. Умови омивання першого ряду труб в обох типах пучків близькі до омивання однієї труби. Тепловіддача другого і наступних рядів поступово зростає внаслідок збільшення турбулентності потоку. Починаючи з третього ряду турбулентність пучка набуває стабільного характеру. За абсолютним значенням конвективна тепловіддача в шахових пучках вища, ніж у коридорних, що обумовлено гідродинамікою пучка.

Для тепловіддачі під час обтікання пучків труб у критеріальному рівнянні

(7.38) змінюються числові значення коефіцієнтів C і n . Для коридорних пучків

$$Nu = 0,27 Re^{0,63} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (7.39)$$

для шахових пучків

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (7.40)$$

При визначенні критеріїв подібності під час обтікання пучків труб визначальним розміром є еквівалентний діаметр пучка труб:

– для шахових пучків

$$d_a = \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{s}{d_{mp}} \right)^2 - 1 \right] d_{mp}; \quad (7.41)$$

– для коридорних пучків

$$d_a = \left[\frac{4}{\pi} \left(\frac{s}{d_{mp}} \right)^2 - 1 \right] d_{mp}, \quad (7.42)$$

де $d_{тр}$ – зовнішній діаметр труб; s – крок труб пучка.

Під час псевдозрідження, сушіння, адсорбції, десорбції процеси відбуваються за обтікання потоком окремих частинок. Для зовнішнього обтікання поверхні кулястої частинки залежність для середнього по поверхні частинки коефіцієнта тепловіддачі має вигляд

$$Nu = 2 + 0,35 Re^{0,58} Pr^{0,33} + 0,03 Re^{0,54} Pr^{0,35}. \quad (7.43)$$

Теплообмін під час механічного перемішування рідини. Під час механічного перемішування рідини в апаратах спостерігається складна гідродинамічна обстановка, що, у свою чергу, впливає на теплообмін рідини з нерухомими поверхнями. Нерівномірність швидкості рідини поблизу окремих ділянок поверхні зумовлює неоднакові значення коефіцієнта тепловіддачі, наприклад, за висотою апарата (рис. 7.8). Як правило, максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі фіксуються на рівні розміщення мішалки. У розрахунках використовують значення коефіцієнта тепловіддачі, середні по всій теплообмінній поверхні

апарата.

Критеріальне рівняння тепловіддачі під час перемішування рідини має вигляд

$$Nu = C Re_y^a Pr^b \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^e \Gamma_1^k \Gamma_2^l, \quad (7.44)$$

де $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$; D – діаметр апарата; $Re_y = \frac{nd_m^2}{\nu}$ – відцентровий критерій

Рейнольдса; n і d_m – частота обертання і діаметр мішалки.

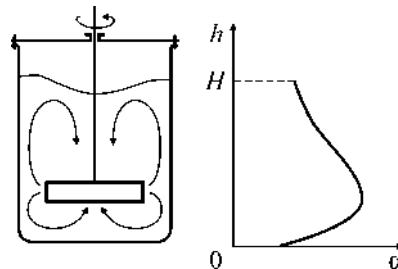


Рисунок 7.8 – Циркуляція перемішуваної механічною мішалкою рідини та інтенсивність теплообміну рідини зі стінкою ($0, H, h, a$)

На основі експериментальних даних одержані значення $b \approx \frac{1}{3}$ і $e \approx 0,14$.

Показник ступеня a за критерію Рейнольдса змінюється від 0,4 до 0,9. Для найбільш простої мішалки із прямокутними лопатями і без відбивних перегородок на внутрішній стінці апарата $a \approx \frac{2}{3}$, а коефіцієнт $C = 0,35$. Для турбінних мішалок відкритого й закритого типів узагальнення дослідних даних приводить до таких значень коефіцієнтів: $C = 0,76$; $a = 0,67$; $b = 0,33$; $e = 0,14$. Для апарата з еліптичним дном і такої самої форми якірною мішалкою в діапазоні $Re = 300$ – $10\,000$ у рівнянні (7.44) $C = 0,36$ і $e = 0,18$.

Міжфазовий теплообмін між рідиною і зваженою в ній дрібнодисперсною твердою фазою під час перемішування суспензій залежить від величини швид-

кості відносного переміщення частинок і рідкої фази, що важко визначається. Додаткові проблеми викликає вплив на рух дрібних частинок турбулентних пульсацій, які частково втягують у свій хаотичний рух найбільш дрібні частинки дисперсної фази. Дослідні дані з міжфазового теплообміну в апаратах із механічним перемішуванням суспензій подають у формі зв'язку між безрозмірними групами, що не містять швидкості, для чого вводиться критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{d_m^3 \rho_p g (\rho_m - \rho)}{\mu^2},$$

від якого повинна залежати середня по всьому об'єму

апарата швидкість відносного переміщення частинок і рідини в перемішуваний суспензії.

Теплообмін під час барботажу газу. Під час теплообміну з барботажем газу на коефіцієнт тепловіддачі значною мірою впливають швидкість барботувального газу та властивості рідкої фази. Термічний опір процесу перенесення теплоти зосереджений у пристінному шарі рідини, товщина якого залежить від ступеня турбулізації основного двофазового потоку. Для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі використовують такі залежності:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{n} \right)^{1/3} &= 0,15 \text{Pr}^{1/3} K_{\sigma}^{1/4}, \quad K_{\sigma} \leq 18 \\ \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{n} \right)^{1/3} &= 0,3 \text{Pr}^{1/3}, \quad K_{\sigma} > 18 \end{aligned} \right\}, \quad (7.45)$$

де $K_{\sigma} = \frac{w_z}{(vg)^{1/3}}$ – критерій барботажу.

В апаратах із механічним диспергуванням газу в рідину бульбашки, що утворюються, мають розміри порядку 1–2 мм. Критеріальне рівняння в цьому випадку має вигляд

$$\frac{\alpha D_a}{\lambda} = 1,35 \text{Re}^{0,59} \text{Pr}^{0,33} \left(\frac{v_z}{v_p} \right) \text{Fr}^{-0,1}, \quad (7.46)$$

де $\text{Re} = \frac{d_m (d_m n + 4w_z)}{v_p}$ і $\text{Fr} = \frac{n^2 d_i}{g}$ – відцентрові критерії Рейнольдса й Фруда;

D_a і d_m – діаметри апарата й мішалки; w_z – швидкість диспергованого газу.

7.6. Природна (гравітаційна) конвекція

Вільний рух рідини виникає внаслідок різниці густини $\Delta\rho$ середовища в різних точках його об'єму, якщо рідина перебуває в зовнішньому полі якоїсь масової сили. До масових сил належать сила тяжіння, відцентрова сила інерції та ін. Найчастіше такою силою виявляється сила тяжіння. Горизонтальні шари рідини перебуватимуть у стані стійкої рівноваги, якщо важкий шар води розміщений унизу, а легкий – угорі. Наприклад, конвекція відсутня в тому разі, якщо нижній шар води має температуру $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, а верхній – $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, а також якщо вода нагрівається зверху. Під час нагрівання води знизу холодні й, отже, більш важкі шари будуть угорі, а легкі (більш нагріті) – внизу. Під дією сили тяжіння холодні шари опускаються вниз і витісняють нагріті нагору, внаслідок чого відбувається перемішування й нагрівання води в повному об'ємі.

Під час теплообміну завжди є різниця температур у різних точках теплоносія, що викликає відповідну зміну густини й появу природної конвекції. Так, шари рідкого або газоподібного теплоносія, що безпосередньо прилягають до більш гарячої теплообмінної поверхні, нагріваються вище від температури T_y основної маси теплоносія, і густина теплоносія зменшується на величину $\Delta\rho = \rho\beta\Delta T$, де $\Delta T = T_c - T_y$; β – коефіцієнт об'ємного термічного розширення теплоносія.

У гравітаційному полі під дією виштовхувальної сили Архімеда більш ле-

гкі пристінні шари піднімаються вгору вздовж вертикальної поверхні (рис. 7.9), а на їх місце з нижніх зон основного об'єму теплоносія надходить його більш холодна маса. Таким чином, уздовж гарячої поверхні виникає безперервний рух середовища, швидкість якого визначає інтенсивність теплообміну поверхні з основною масою практично нерухомого середовища.

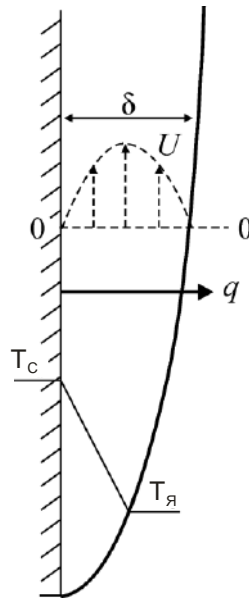


Рисунок 7.9 – Рух теплоносія і теплообмін із вертикальною стінкою за природної конвекції ($0, 0, U, q, \delta, T_c, T_я$)

Як і за вимушеної конвекції, біля поверхні є примежовий шар, режим руху середовища в якому може бути як ламінарним, так і турбулентним залежно від величини швидкості середовища, його в'язкості й розміру теплообмінної поверхні. Спочатку товщина шару і швидкість рідини малі, течія ламінарна. Далі, за певної товщини шару ламінарна течія середовища втрачає стійкість, стає хвильовою, у верхній частині стіни упорядкований рух порушується, рідина інтенсивно перемішується, вихри, що утворюються, відриваються від поверхні, тобто спостерігається турбулентний режим руху рідини.

Відповідно до цього змінюється і коефіцієнт тепловіддачі α за висотою стінки. У ділянці турбулентного примежового шару значення α – практично величина стала, оскільки значною мірою залежить від товщини в'язкого прошарку, що на відміну від вимушеної конвекції не зростає, а залишається сталою.

Це пояснюється тим, що в міру просування до верхнього краю стінки швидкість вільного руху повітря збільшується, у той час як під час вимушеного обтікання пластини швидкість стала.

За вільної конвекції тепловий і гідродинамічний граничні шари взаємозалежні, тож їх необхідно розглядати спільно. Збільшення ΔT зумовлює зростання швидкості вільного руху й зменшення товщини гідродинамічного прилежого шару. У свою чергу, зростання швидкості є причиною зменшення товщини теплового прилежого шару і збільшення коефіцієнта тепловіддачі. У турбулентному прилежому шарі зростання швидкості призводить до зменшення товщини в'язкого прошарку.

Теоретичний аналіз теплообміну за природної конвекції базується на рівняннях руху в'язкої рідини, нерозривності потоку й рівнянні конвективного теплообміну. Ці рівняння записуються для граничного шару. В загальному випадку узагальнення теоретичних і експериментальних результатів може бути подане у вигляді

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Для вертикальних поверхонь одержані залежності

$$\begin{cases} Nu = 1,8(Gr Pr)^{1/8}, & \text{якщо } Gr Pr < 500, \\ Nu = 0,54(Gr Pr)^{1/4}, & \text{якщо } 500 < Gr Pr < 2 \cdot 10^7, \\ Nu = 0,13(Gr Pr)^{1/3}, & \text{якщо } Gr Pr > 2 \cdot 10^7. \end{cases} \quad (7.47)$$

Критерій Нуссельта у співвідношеннях (7.47) містить середній по всій теплообмінній поверхні коефіцієнт тепловіддачі α , а характерним розміром в усіх критеріях є вертикальний розмір поверхні.

Інтенсивність теплообміну неvertикальних поверхонь дещо знижується, оскільки частина архімедової піднімальної сили в таких випадках компенсується реакцією твердої стінки. Близько до нагрітої горизонтальної труби утворюється прилежовий шар, товщина якого зростає незначною мірою зі збільшенням кута φ . Течія в прилежовому шарі ламінарна, але в кормовій частині труби

примежовий шар відривається від поверхні й утворюється висхідний струмінь нагрітої рідини. Саме тому для опису теплообміну використовують експериментальні дані. Середній по поверхні горизонтальної труби вільноконвективний теплообмін може бути визначений за співвідношенням

$$Nu = 0,5(Gr Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (7.48)$$

де за визначальну температуру беруть температуру T_a нерухомого середовища поза примежовим шаром, а за характерний розмір у критеріях – діаметр труби.

Близько до горизонтальних плоских поверхонь виникають висхідні потоки над верхньою нагрітою поверхнею. У цьому разі характерним розміром у критеріальних співвідношеннях є не вертикальний, а горизонтальний розмір поверхні, тому що від нього залежить інтенсивність природної циркуляції, що розвивається, як під нижньою, так і над верхньою поверхнею (рис. 7.10).

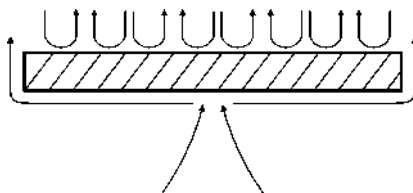


Рисунок 7.10 – Рух теплоносія за природної конвекції біля горизонтальних поверхонь

7.7. Теплообмін під час конденсації пари

Конденсація – це перехід речовини з газоподібного стану в рідкий. Конденсація пари різних речовин застосовується для очищення газових викидів. Часто за допомогою конденсації уловлюють і повертають у технологічний процес пари розчинників цінних або особливо небезпечних речовин.

У промислових конденсаторах конденсація здійснюється в таких режимах:

- *плівкова конденсація* – конденсація на гідрофільній (добре змочува-

ній рідиною) поверхні, за якої утворюється плівка конденсату;

– *краплинна конденсація* – конденсація на гідрофобній (не змочуваній рідиною) поверхні, за якої утворюються окремі краплі;

– *змішана конденсація* – конденсація, при якій на різних ділянках спостерігається як плівкова, так і краплинна конденсація;

– *контактна конденсація* – конденсація пари на поверхні рідини (крапель, струменів і т. ін.);

– *гомогенна конденсація* – конденсація у вигляді крапель, суспендованих у газовій фазі у вигляді туману.

Необхідною умовою виникнення процесу конденсації пари є контакт пари з поверхнею або з рідиною, що має температуру T_c нижче від температури T_s насичення пари за тиску його конденсації. Шар пари, що безпосередньо прилягає до такої більш холодної поверхні, спочатку сам охолоджується, а потім конденсується. За конденсації виділяється теплота пароутворення. Щоб відбувся стаціонарний процес конденсації, цю теплоту необхідно безупинно відводити від поверхні охолодження. Наприклад, якщо повністю конденсується суха насичена пара, масова витрата якої G_n , то тепловий потік, що потрібно відводити, дорівнює

$$Q = G_n r, \quad (7.49)$$

де r – теплота пароутворення, Дж/кг.

Для краплинної конденсації характерні високі коефіцієнти тепловіддачі (порядку $5 \cdot 10^4$ Вт/(м²·К), але в промислових апаратах підтримувати тривалий час такий режим важко.

За плівкової конденсації на охолоджуваній поверхні утворюється суцільна плівка конденсату (рис. 7.11).

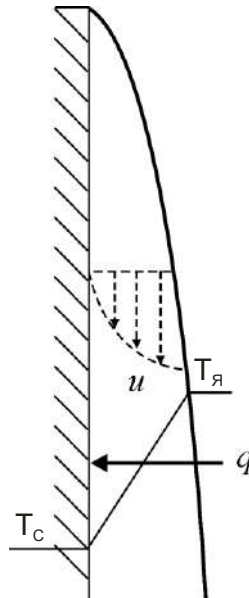


Рисунок 7.11 – Гравітаційна ламінарна течія плівки конденсату

Плівка конденсату під дією сили тяжіння стікає вниз, а сила в'язкого тертя в рідині й тертя рідини об стінку перешкоджають швидкому спадному руху плівки. Утворення нових порцій конденсату в стаціонарному процесі відбувається на зовнішній поверхні плівки, температура якої практично дорівнює T_s . Теплота фазового переходу, що виділяється під час конденсації, під впливом різниці температур ($T_s - T_c$) передається у вигляді безперервного потоку q поперек рідкої плівки безпосередньо до поверхні. Величина теплового потоку q за-

лежить від термічного опору стічної плівки $\frac{\delta}{\lambda}$, тобто від її товщини й коефіцієнта теплопровідності конденсату.

Товщина плівки та гідродинамічний режим її спадного руху залежать від співвідношення сил тяжіння, в'язкого тертя, інерції, а також від кількості конденсату, що утворюється, і розміщення поверхні конденсації щодо напрямку сили тяжіння. Ламінарна течія плівки спостерігається

до критичного значення $Re_{кр} = \frac{u\delta}{\nu} \approx 4000$, де u – середня за товщиною плівки швидкість її спадного руху; δ – локальна товщина плівки; ν – кінематична в'язкість конденсату за його середньої арифметичної температури $0,5(T_c + T_s)$.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до плівки визначається за формулою

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 2,06 \text{Re}^{-1/3}, \quad (7.50)$$

де $\text{Re} = \frac{4\Gamma}{\nu}$, Γ – об'ємна густина зрошення одиниці периметра поверхні,

$\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$.

Наявність тепловіддачі від зовнішньої поверхні ламінарно стікаючої плівки призводить до зниження інтенсивності теплообміну між поверхнею та плівкою приблизно на 17 %.

Для турбулентного режиму стікання плівки коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до плівки зі зростанням числа Рейнольдса збільшується:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,047 \text{Re}^{0,23} \text{Pr}^{0,33}. \quad (7.51)$$

У співвідношеннях (7.50) і (7.51) за характерний розмір системи беруть величину $\left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$, від якої залежить товщина плівки.

Динамічний вплив на плівку зовнішнього газового потоку збільшує ступінь турбулентності в плівці, що зумовлює інтенсифікацію тепловіддачі.

Узагальнене рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, має вигляд

$$\text{Nu} = C(\text{Ga} \cdot \text{Pr} \cdot K)^{0,25}, \quad (7.52)$$

де $K = \frac{r}{c\Delta T}$ – критерій фазового перетворення (становить відношення

питомої теплоти конденсації r до теплоти переохолодження конденсату від температури насичення T_s до температури стінки T_c).

Критерій K є мірою відношення теплового потоку, витрачаного на фазове перетворення, до теплоти перегрівання або переохолодження фази за температури її насичення.

Інтегрування рівнянь ламінарного руху плівки й конвективного перене-

сення теплоти поперек плівки, що рухається, зумовлює таке співвідношення для тепловіддачі від насиченої пари:

$$Nu = 0,943(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25}. \quad (7.53)$$

Дані дослідів із конденсації дають дещо більше значення коефіцієнта: 1,13 замість 0,943. За конденсації на зовнішній поверхні горизонтальної труби числовий множник у співвідношенні (7.52), навпаки, необхідно зменшити до величини 0,726, а за характерний розмір у критеріях подібності використовується зовнішній діаметр труби.

На відміну від конденсації насиченої пари за конденсації перегрітої пари необхідно враховувати теплоту перегрівання пари щодо температури її насичення T_s . Відповідний поправковий множник має вигляд

$$\left(1 + \frac{c_n(T_n - T_s)}{r}\right),$$

де c_n і T_n – теплоємність пари та її температура.

Для обчислення теплового потоку від перегрітої пари, що конденсується, величина коефіцієнта тепловіддачі з урахуванням поправкового коефіцієнта множиться на різницю температур ($T_s - T_c$), оскільки температура зовнішньої поверхні плівки конденсату залишається дорівнювати температурі насичення.

Процес конденсації пари, що містить домішки неконденсованого інертного газу, значною мірою відрізняється від конденсації чистої пари. Основна відмінність полягає в тому, що на зовнішній поверхні плівки конденсату утворюється прошарок інертного газу, що чинить значний дифузійний опір парі, вимушеній дифундувати поперек цієї газової плівки. Швидкість тепловіддачі в цьому разі залежить від дифузії пари. Неконденсовані гази необхідно безперервно відкачувати, щоб попередити їх накопичення й погіршення умов тепловіддачі.

7.8. Тепловіддача під час кипіння рідини

Кипінням називається процес переходу рідини в пароподібний стан. Процес кипіння з подальшою конденсацією пари, що утворилася, використовується в процесах очищення стічних вод.

Кипіння можна класифікувати так:

- за типом кипіння: бульбашкове, за якого пара утворюється у вигляді бульбашок, що періодично утворюються і збільшуються; плівкове, за якого на поверхні нагрівання утворюється суцільна плівка пари, що періодично проривається в об'єм рідини:
- за середньою температурою рідини щодо температури насичення: кипіння з недогріванням – температура основної маси рідини менша від температури насичення; кипіння насиченої рідини – основна маса рідини, нагріта до температури насичення;
- за типом конвекції: кипіння за вільної конвекції; кипіння за вимушеної конвекції.

Необхідною умовою передачі теплоти від твердої поверхні до киплячої рідини є перегрівання поверхні T_c щодо температури кипіння рідини $T_s = T_{кип}$.

Кипіння супроводжується безперервним утворенням великої кількості парових бульбашок, їх збільшенням, відриванням від нагрівальної поверхні й подальшим підніманням через шар киплячої рідини. Всі ці процеси інтенсифікують відведення теплоти від нагрівальних поверхонь до об'єму киплячої рідини, що, у свою чергу, зумовлюють збільшення швидкості пароутворення.

Значні теплоємність і теплопровідність рідкої фази порівняно з паровою обумовлюють передачу теплоти нагрівальної поверхні до рідкої фази в разі їх безпосереднього контакту в пристінному шарі й подальшу передачу теплоти від зовнішньої межі всіх бульбашок усередину їх об'ємів з ентальпією парової фази, що утворюється.

За малих значень різниці температур $\Delta T = T_c - T_s$ парових бульбашок на нагрівальній поверхні мало, і вони практично не впливають на інтенсивність природно-конвективної тепловіддачі. У міру збільшення ΔT кількість парових

бульбашок швидко збільшується й інтенсивність тепловіддачі, відповідно, зростає. Однак занадто велика кількість бульбашок, що не встигають відірватися від поверхні, одночасно блокує частину нагрівальної поверхні від рідини, і зростання інтенсивності тепловіддачі уповільнюється (рис. 7.12). За деякого критичного значення $\Delta T_{кр}$ парові бульбашки не встигають відірватися індивідуально і зливаються в суцільну парову плівку, що блокує нагрівальну поверхню від рідини. Інтенсивність тепловіддачі різко (у 20–40 разів) зменшується, що, відповідно, зменшує не лише кількість переданої теплоти, а й може призвести до небажаного перегрівання самої поверхні, якщо вона обігрівается високотемпературним теплоносієм (наприклад, топковими газами). Перехід кипіння від бульбашкового режиму до плівкового називається **кризою кипіння**.

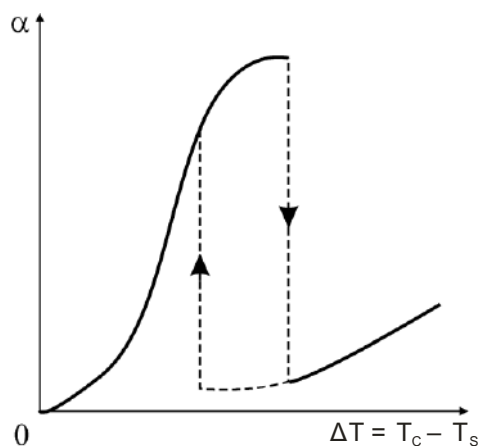


Рисунок 7.12 – Залежність інтенсивності тепловіддачі від різниці температур стінки та рідини ($\Delta T = T_c - T_s$, α , 0)

Плівковий режим кипіння завжди небажаний, і в промисловій практиці намагаються організувати процес у зоні розвинутого бульбашкового кипіння ($\Delta T < \Delta T_{кр}$), але без небезпеки настання кризи кипіння. Для киплячої за атмосферного тиску води $\Delta T_{кр} = 25$ К. Зворотний перехід від плівкового режиму кипіння до бульбашкового в міру зменшення ΔT відбувається за помітно меншою, ніж $\Delta T_{кр}$, різниці температур стінки й рідини.

Як правило, під час кипіння рідин їх температура в усьому об'ємі дорівнює температурі кипіння. Однак у деяких випадках основна маса рідини може

мати температуру нижчу від $T_{кип}$. Якщо ж температура T_c нагрівальної поверхні, як і раніше, більша від $T_{кип}$, то спостерігається пристінне кипіння, за якого відбувається конденсація пари з парових бульбашок, що утворюються на стінці й відриваються від неї. Інтенсивність тепловіддачі пристінного кипіння близька до інтенсивності звичайного кипіння нагрітої до $T_{кип}$ рідини, паропродуктивність незначна, а рідина швидко нагрівається до $T_{кип}$.

Кількість центрів пароутворення на поверхні значною мірою залежить від стану цієї поверхні й від кількості розчиненого в рідині повітря.

Відрив бульбашки від поверхні відбувається, якщо виштовхувальна парову бульбашку архімедова сила перевищить силу поверхневого натягу, що утримує бульбашку на стінці. З рівності цих сил знаходять відривний діаметр бульбашки:

$$d_{відр} = 0,02\theta \left(\frac{\sigma}{g(\rho_p - \rho_n)} \right)^{0,5}. \quad (7.54)$$

Числове значення $d_{відр}$ для киплячої води дорівнює приблизно 2,5 мм, частота відривання бульбашок з одного центру їх утворення на стінці – порядку 40 с^{-1} . Швидкість піднімання бульбашок змінної складної форми має порядок 0,2–0,4 м/с. Під час піднімання бульбашки деформуються, збільшуються в розмірах, подрібнюються, траєкторія їх піднімання у великому об'ємі киплячої рідини непрямолінійна.

Труднощі теоретичного опису процесу тепловіддачі під час кипіння пов'язані з визначенням сумарної поверхні всіх бульбашок.

Для практичних розрахунків нерідко експериментальні дані щодо кипіння подаються у вигляді співвідношення

$$\alpha = Aq^n p^m. \quad (7.55)$$

Числові значення коефіцієнта A і показників ступенів n і m для різних рідин наводяться в довідкових таблицях.

Іноді замість величини теплового потоку q використовується різниця те-

мператур ($T_p - T_{кин}$) у ступенях, що також наводяться в довідкових таблицях.

Для води рівняння (7.55) набирає вигляду $\alpha = 0,56q^{0,7} p^{0,15}$, або $\alpha = 0,145\Delta t^{2,33} p^{0,5}$.

Кипіння всередині вертикальних труб за вимушеного руху киплячої рідини, що, як правило, надходить у нижню частину труби, спостерігається в багатьох апаратах. Якщо в трубу, що обігривається, рідина входить із температурою нижче ніж $T_{кин}$, то на початковій ділянці спостерігається пристінне кипіння. Після швидкого прогрівання всього потоку рідини до $T_{кин}$ кипіння відбувається по всьому об'єму рідини, що піднімається. Вище парові бульбашки можуть зливатися в центральній частині труби, а кипіння буде тривати в тонкому кільцевому шарі рідини біля гарячої поверхні. Інтенсивність кипіння, як правило, мало залежить від швидкості руху рідини й визначається інтенсивністю бульбашкового кипіння.

Випаровування. Випаровування є процесом, зворотним конденсації. Його можна розглядати як різницю двох молекулярних потоків – потоку надходження молекул із рідкої в парову фазу і надходження молекул із парової фази до межі поділу фаз. При цьому на межі поділу фаз відбувається стрибок температур, обумовлений наявністю міжфазового термічного опору:

$$R_i = \frac{T_s - T_n}{q_i} \quad (7.56)$$

де T_s – температура насичення пари; T_n – температура поверхні рідини; q_i – тепловий потік на поверхні поділу фаз:

$$q_i = GT_o;$$

G – результуючий потік пари на поверхні поділу фаз; T_o – теплота пароутворення, Дж/кг.

На величину міжфазового опору впливають тиск і величина коефіцієнта акомодатії.

Розв'язок задачі визначення термічного опору в рамках кінетичної теорії

газів дає такий вираз:

$$R_i = \frac{2 - f_i}{2f_i} \left(\frac{2\pi R}{M} \right)^{1/2} \frac{RT_s^{2.5}}{T_o p_s M}, \quad (7.57)$$

де R – газова стала; p_s – тиск насичення за температури T_s ; f_i – коефіцієнт акомодатії; M – молекулярна маса.

Значення термічного опору незначне і в практичних розрахунках ним можна знехтувати. Таким чином, інтенсивність теплообміну визначається термічним опором рідини на поверхні нагрівання. Якщо пароутворення відбувається з поверхні плівки рідини, що стікає по твердій поверхні, то розрахунок здійснюється за методиками, подібними до методик розрахунків конденсації пари на поверхні відповідної конфігурації. Якщо ж випаровування відбувається з вільної поверхні рідини, що заповнює посудину, інтенсивність теплообміну визначається механізмом вільної конвекції між поверхнею нагрівання і вільною поверхнею рідини.

7.9. Теплообмін у системах із твердою фазою

У нерухомому шарі дисперсного матеріалу, крізь який безперервно фільтрується потік газу, пари або краплинної рідини, розрізняють кілька видів перенесення теплоти: перенесення з однієї точки шару в іншу, між шаром і зануреними в нього твердими поверхнями, від газового потоку до поверхні частинок і перенесення теплоти всередині самих частинок. При цьому значною мірою впливає на процес природна конвекція теплоносія всередині порожнин між сусідніми частинками. Інтенсивність такої конвекції часто виявляється порівнянною з інтенсивністю інших видів перенесення: теплопровідністю газу та матеріалу частинок, вимушеною конвекцією газу та можливим випромінюванням поверхні частинок і газових об'ємів між частинками за температур вище ніж 600 °С.

Коефіцієнти ефективної теплопровідності шару визначають експериментально. Одна з кореляційних формул має вигляд

$$\frac{\lambda_g}{\lambda_p} = \frac{\lambda_k}{\lambda_p} + B \text{Re}_e \text{Pr}_e, \quad (7.58)$$

де λ_g – теплопровідність шару за вимушеного фільтраційного потоку теплоносія;

λ_k – теплопровідність того самого шару за відсутності фільтрації; w – дійсна швидкість газу, м/с; Φ – коефіцієнт сферичності частинок. Величини λ_k і B визначаються експериментально:

$$\text{Re}_e = \frac{4\Phi \text{Re}}{6(1-\varepsilon)}, \quad \text{Re} = \frac{wd_q}{\nu}.$$

Теплообмін між теплоносієм і поверхнею частинок може бути описаний такими співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0,52 \text{Re}_e^{0,85} \text{Pr}^{0,33} \quad \text{при } \text{Re}_e < 2, \\ Nu &= 0,73 \text{Re}_e^{0,47} \text{Pr}^{0,33} \quad \text{при } 2 \leq \text{Re}_e \leq 30, \\ Nu &= 0,4 \text{Re}_e^{0,64} \text{Pr}^{0,33} \quad \text{при } \text{Re}_e > 30. \end{aligned} \right\} \quad (7.59)$$

Основна відмінність рухомого щільного шару від нерухомого полягає у збільшенні порозності, що зумовлює переміщення частинок одна щодо одної як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямку. Щільність шару біля стінок, на відстанях кількох діаметрів частинок, ненабагато менша, ніж в основному потоці дисперсного матеріалу, що викликає локальне збільшення швидкості фільтрації газу.

Міжфазовий теплообмін у рухомому шарі може бути описаний такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0,014 \text{Re} \text{Pr}^{0,33}, \quad \text{якщо } \text{Re} < 200, \\ Nu &= 0,056 \text{Re}^{0,87} \text{Pr}^{0,33}, \quad \text{якщо } \text{Re} \geq 200. \end{aligned} \right\} \quad (7.60)$$

Розглядаючи теплообмін у зваженому шарі твердих частинок, ураху-

ють, що інтенсивне перемішування зважених у висхідному потоці частинок робить шар практично ізотермічним. Рух частинок твердої фази, що починається після досягнення висхідним газовим потоком критичної швидкості початку витання $w_{кр}$, різко інтенсифікує процес теплообміну між усією масою шару й теплообмінною поверхнею порівняно з теплообміном стінки та нерухомого шару дисперсного матеріалу. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі до стінки α_c спочатку значне, у міру подальшого підвищення швидкості газу зменшується. За деякого значення швидкості газу w_{opt} коефіцієнт α_c набуває максимального значення, і при подальшому збільшенні швидкості газу інтенсивність теплообміну зваженого шару з поверхнею зменшується (рис. 7.13).

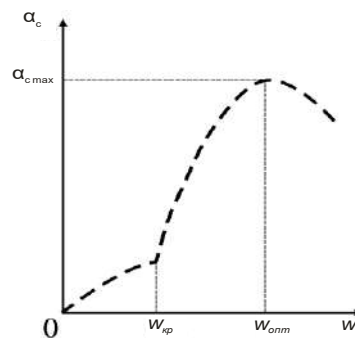


Рисунок 7.13 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі між псевдозрідженим шаром і стінкою від швидкості газу ($0, w_{кр}, w_{opt}, \alpha_c, \alpha_{c,max}$)

Значення α_c може досягати $600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ за швидкості газу, що приблизно вдвічі перевищує швидкість початку витання. В зоні максимальних значень α_c застосовується залежність

$$Nu_{\max} = 0,86 Ar^{0,2}, \quad (7.61)$$

де $Ar = \frac{gd^3(\rho_m - \rho)}{\rho v^2}$; d – діаметр частинок дисперсного матеріалу, м.

7.10. Теплопередача

Основне рівняння теплопередачі має вигляд

$$Q = KF\Delta T_{\text{сеп}}\tau, \quad (7.62)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, що визначає середню швидкість (інтенсивність) передачі теплоти вздовж усієї поверхні, що передає тепло;

$\Delta T_{сер}$ – середня різниця температур між теплоносіями або середня рушійна сила теплопередачі.

Згідно з рівнянням (7.62) кількість теплоти, переданої від більш нагрітого до більш холодного теплоносія, пропорційна площі поверхні теплообміну F , середній різниці температур $\Delta T_{сер}$ і часу τ .

Одиниця вимірювання коефіцієнта теплопередачі – $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Коефіцієнт теплопередачі K показує, яка кількість теплоти переходить за одиницю часу від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія крізь стінку, що їх розділяє, поверхнею $1 м^2$ за різниці температур між теплоносіями $1 К$.

Теплопередача за сталих температур теплоносіїв. Під час роботи теплового обладнання за стаціонарних умов (рис. 7.14) усі параметри процесу стали в часі і $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$. Це спрощує диференціальне рівняння теплопровідності (2.72),

що розв'язується за граничних умов третього роду

$$\left. \begin{aligned} -\lambda \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} &= \alpha_1 (T_1 - T_{c1}), \\ -\lambda \frac{dT}{dx} \Big|_{x=\delta} &= \alpha_2 (T_{c2} - T_2). \end{aligned} \right\} \quad (7.63)$$

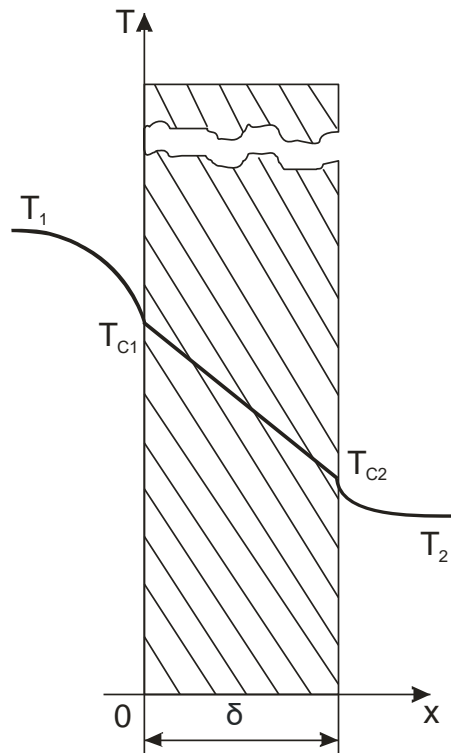


Рисунок 7.14 – Процес теплопередачі за стаціонарних умов

Під час розв'язання задачі перенесення теплоти крізь **багат шарову плоску стінку** і за наявності конвективної тепловіддачі з обох зовнішніх боків стінки розв'язок диференціального рівняння тепловіддачі дає вираз для густини поперечного потоку теплоти:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\alpha_1^{-1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \alpha_2^{-1}}, \quad (7.64)$$

де T_1 і T_2 – температури гарячого і більш холодного теплоносіїв; α_1 і α_2 – коефіцієнти конвективної тепловіддачі від відповідного теплоносія до поверхні, з якою він контактує; δ_i і λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного шару стінки відповідно.

Знаменник співвідношення (7.64) становить термічний опір шляху, яким тепловий потік q переходить від гарячого теплоносія до холодного. Величина, обернена сумарному термічному опору, називається **термічною провідністю стінки**.

Із рівняння (7.62)

$$q = K\Delta T_{сер}. \quad (7.65)$$

Прирівнявши (7.64) і (7.65), одержимо

$$K = \frac{1}{\alpha_1^{-1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \alpha_2^{-1}}. \quad (7.66)$$

Для одношарової плоскої стінки

$$K = \frac{1}{\alpha_1^{-1} + \frac{\delta}{\lambda} + \alpha_2^{-1}}. \quad (7.67)$$

Температури на межах шарів визначають за співвідношеннями для однакового теплового потоку поперек кожного із шарів. Розподіл температури поперек кожного із шарів лінійний і також легко визначається графічно.

Коефіцієнт теплопередачі є величиною, оберненою сумі всіх термічних опорів. Якщо один із опорів значно більший за інші, то він переважно визначає значення коефіцієнта теплопередачі. Щоб збільшити коефіцієнт теплопередачі, необхідно зменшити найбільший термічний опір.

Зменшення зовнішнього опору теплопередачі можна досягти зменшенням товщини теплового граничного підшару. Цього можна досягти збільшенням швидкості рідини, турбулізацією пристінного шару теплоносія.

За досить великих числових значень α_1 і α_2 , якщо $\frac{1}{\alpha_1}$ і $\frac{1}{\alpha_2} \ll \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, термічними опорами зовнішньої тепловіддачі можна знехтувати, і температури зовнішніх поверхонь стінок стають такими, що дорівнюють температурам відповідних теплоносіїв T_1 і T_2 .

У разі циліндричної стінки співвідношення для густини потоку теплоти q на один погонний метр довжини має вигляд

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 R_s} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{R_{i+1}}{R_i} + \frac{1}{\alpha_2 R_s} \right)}, \quad (7.68)$$

де R_6 і R_3 – внутрішній і зовнішній радіуси багат шарової стінки; R_i і R_{i+1} – те саме для i -го шару стінки; λ_i – теплопровідність i -го шару стінки.

Розподіл температури поперек циліндричної стінки має не прямолінійний, а логарифмічний характер. Знаменник формули (7.68) має значення сумарного термічного опору перенесення теплоти, що складається з опорів окремих ділянок на шляху перенесення теплоти поперек циліндричної стінки, і називається **лінійним коефіцієнтом теплопередачі**:

$$K_R = \frac{1}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 R_6} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{R_{i+1}}{R_i} + \frac{1}{\alpha_2 R_3} \right)}. \quad (7.69)$$

Аналіз виразу (7.69) показує, що перша й остання складові термічного опору, пов'язані із внутрішнім і зовнішнім опорами перенесення теплоти від першого теплоносія до внутрішньої стінки і від зовнішньої стінки до другого теплоносія, залежать не лише від величин коефіцієнтів тепловіддачі, а й від радіусів, тобто від величин теплоприймальної і тепловідвідної поверхонь. Отже, за малих значень коефіцієнта тепловіддачі (наприклад, з боку зовнішнього теплоносія для циліндричної багат шарової стінки) величину відповідного термічного опору можна зменшити збільшенням зовнішньої поверхні. Це досягається ребренням зовнішньої поверхні.

Температуру дотичних із теплоносіями поверхонь стінки визначають виходячи зі спільного розв'язання рівнянь тепловіддачі й теплопередачі:

$$T_{c1} = T_1 - \frac{K \Delta T_{cep}}{\alpha_1}, \quad T_{c2} = T_2 + \frac{K \Delta T_{cep}}{\alpha_2}. \quad (7.70)$$

Теплопередача за змінних температур теплоносіїв. Теплопередача за змінних температур теплоносіїв часто трапляється під час роботи теплообмінної апаратури. При цьому процес може бути сталим $T = f(x, y)$ і несталим $T = f(x, y, \tau)$, або $T = f(\tau)$.

Рушійна сила теплопередачі за змінних температур теплоносіїв залежить від взаємного напрямку теплоносіїв.

Крім проточійного і протитечійного руху теплоносіїв у теплообмінній апаратурі, застосовуються змішана і перехресна течії (рис. 7.15).

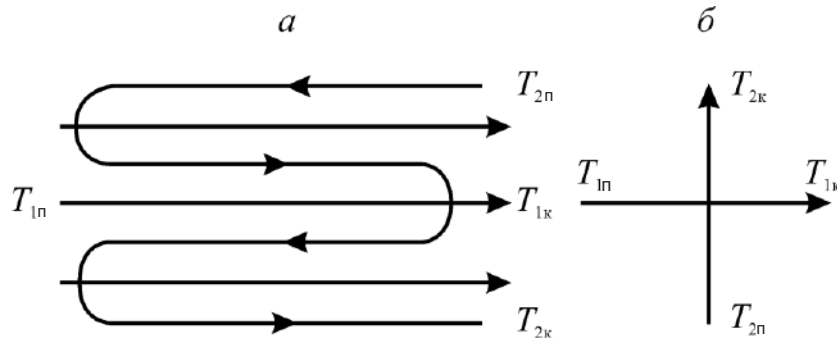


Рисунок 7.15 – Змішана (а) і перехресна (б) течії теплоносіїв

Для визначення середньої рушійної сили теплопередачі розглянемо проточійний рух теплоносіїв масовою витратою G_1 та G_2 і теплоємностями c_1 та c_2 (рис. 7.16 а). Температура більш нагрітого теплоносія T_1 , більш холодного – T_2 .

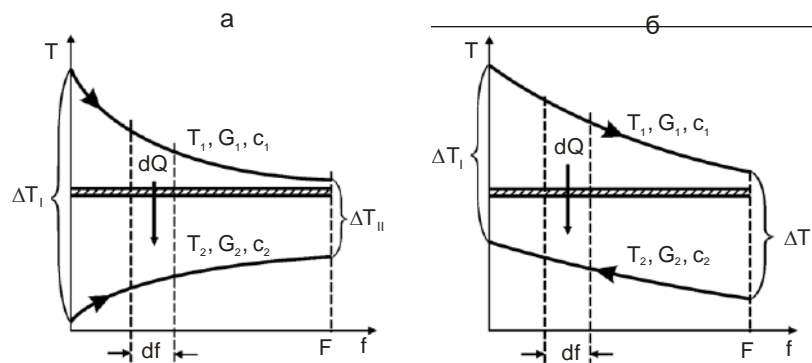


Рисунок 7.16 – Зміна температур теплоносіїв уздовж теплообмінної поверхні за умови прототечії (а) і протитечії (б)

Виділимо елементарну площинку df на елементі теплопередавальної поверхні. З рівняння теплопередачі (7.62) кількість теплоти dQ , переданого через площинку df , дорівнює

$$dQ = K(T_1 - T_2)df = K\Delta T_{\text{сеп}}df. \quad (7.71)$$

Це саме збільшення з рівняння теплового балансу (1.40) можна виразити

через водяні еквіваленти:

$$dQ = -W_1 dT_1 = W_2 dT_2. \quad (7.72)$$

Спільний розв'язок рівнянь (7.71) і (7.72) та інтегрування в межах від ΔT_I до ΔT_{II} дає формулу для визначення середньої рушійної сили:

$$\Delta T_{сер} = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\ln \frac{\Delta T_I}{\Delta T_{II}}}. \quad (7.73)$$

Якщо $\frac{\Delta T_I}{\Delta T_{II}} < 2$, з достатньою для технічних розрахунків точністю можна

користуватися середньоарифметичним значенням середньої рушійної сили :

$$\Delta T_{сер} = \frac{\Delta T_I + \Delta T_{II}}{2}. \quad (7.74)$$

Для протитечії теплоносіїв (рис. 7.16 а) формула (7.73) запишеться у вигляді

$$\Delta T_{сер} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_m}}, \quad (7.75)$$

де ΔT_{δ} – різниця температур на тому кінці теплообмінника, де вона більша; ΔT_m – різниця температур на тому кінці теплообмінника, де вона менша.

Формула (7.75) справедлива як для прямиотечії, так і для протитечії; для інших, більш складних видів відносного руху теплоносіїв (змішаний струм, перехресний струм) у формулу (7.75) вводяться поправкові коефіцієнти, що наводяться в довідковій літературі. Оскільки величина $\Delta T_{сер}$ за однакових значень температур теплоносіїв на вході й виході з теплового апарата для протитечії є найбільшою, то числове значення поправкового коефіцієнта завжди менше одиниці.

7.11. Теплове випромінювання

У нагрітому тілі залежно від його температури частина теплової енергії перетворюється на променеву. Найбільшою мірою теплові властивості, а саме

поглинатися тілами й переходити при цьому в теплову енергію – мають світлові та інфрачервоні промені з довжиною хвилі від 0,4 до 40 мк.

У разі потрапляння теплових променів на якесь тіло (рис. 7.17) енергія їх може частково поглинатися – Q_A , частково відбиватися – Q_R і частково проходити через тіло – Q_D . Таким чином, повна кількість променевої енергії дорівнює

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (7.76)$$

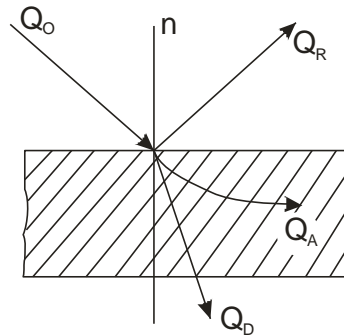


Рисунок 7.17 – Розподіл променевої енергії, що падає на тіло

Якщо почленно поділити рівняння (7.76) на Q і позначити поглинальну здатність тіла як $A = Q_A/Q$, відбивну – $R = Q_R/Q$ і пропускну – $D = Q_D/Q$, то одержимо

$$A + R + D = 1. \quad (7.77)$$

Тіло, здатне поглинати всі падаючі на нього промені, називається **абсолютно чорним**, для нього $A = 1$. Властивості абсолютно чорного тіла: має отвір порожнього тіла в ізотермічній оболонці, де внаслідок багаторазового відбиття променева енергія тіла повністю поглинається.

Якщо тіло повністю відбиває промені, тобто $R = 1$, то воно називається **абсолютно білим**, або дзеркальним. За $D = 1$ тіло буде абсолютно прозорим, або діатермічним.

Значення A , R , D залежать від природи тіла, його температури та довжини хвиль випромінювання. Більшість твердих тіл і рідин непрозорі для теплових променів, для них $D = 0$. Такі тіла називаються **атермічними**.

Непрозорі тіла, поглинальна здатність яких не залежить від довжини хви-

лі ($0 < A < 1$), називаються *сірими*. На практиці більшість тіл можна вважати сірими.

Для поглинання і відбиття теплових променів велике значення має стан поверхні. Поглинальна здатність шорстких поверхонь значно більша, ніж гладких і полірованих. На відміну від світлового випромінювання колір і фарбування тіл для поглинання і відбиття теплових променів не мають великого значення.

Для розрахунку випромінювання вводять такі поняття: променевий потік Q , поверхнева густина променевого потоку E та інтенсивність випромінювання I_λ . **Променевий потік Q** – це повна кількість енергії, що випромінюється поверхнею за одиницю часу, кКал/год. **Густина потоку E** показує кількість енергії, що випромінюється тілом з одиниці поверхні за одиницю часу за всіх довжин хвиль від $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$, кКал/м² · год. **Інтенсивність випромінювання I_λ** становить енергію випромінювання, віднесену до інтервалу довжин хвиль:

$$I_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}. \quad (7.78)$$

Тобто I_λ показує інтенсивність випромінювання хвиль даної довжини. Густина потоку власного випромінювання називається випромінювальною здатністю тіла.

Фізичною основою променевого теплообміну є закон Стефана – Больцмана, згідно з яким інтенсивність власного випромінювання будь-якого тіла пропорційна четвертому ступеню його абсолютної температури:

$$E_o = \sigma_o T^4, \quad (7.79)$$

де σ_o – константа випромінювання абсолютно чорного тіла, що дорівнює $5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м² · К⁴.

Закони випромінювання абсолютно чорного тіла застосовні й для сірих тіл. Однак для сірих тіл коефіцієнт $\sigma < \sigma_o$ і, крім того, залежить від температури.

Для сірих тіл енергія випромінювання визначається із залежності

$$E = \varepsilon \sigma_o T^4, \quad (7.80)$$

де ε – ступінь чорноти тіла, що показує відношення енергії випромінювання сірих тіл до такого самого абсолютно чорного тіла.

Ступінь чорноти ε деяких сірих тіл наведений у табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Ступінь чорноти сірих тіл

Найменування матеріалу	t °C	E
Алюміній шорсткий	20–50	0,06–0,07
Вода (шар товщиною 0,1 мм і більше)	0–100	0,95–0,963
Цегла червона	20	0,88–0,93
Цегла шамотна	1200	0,59
Олійні фарби	100	0,92–0,96
Сталь окиснена	200–600	0,74–0,8
Вугілля	100–600	0,81–0,79
Штукатурка вапняна	10–90	0,91

І. Г. Ламберт установив, що максимальне випромінювання одиниці поверхні тіла буде в напрямку нормалі до неї E_n . Якщо вузький пучок променів спрямований під кутом φ до нормалі, то кількість випромінюваної енергії в цьому напрямку порівняно з випромінюванням по нормалі дорівнюватиме

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi. \quad (7.81)$$

Взаємне опромінення тіл. За законом Кірхгофа відношення випромінювальної здатності E до поглинальної A для всіх тіл однаково, дорівнює енергії випромінювання чорного тіла E_0 і залежить лише від температури:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E}{A} = \frac{E_0}{A_0} = E_0. \quad (7.82)$$

Згідно із законом Кірхгофа випромінювальна й поглинальна здатності тіл збігаються. Це, зокрема, означає, що якщо реальне тіло випромінює деяку певну частку ε променистої енергії щодо чорного тіла, то воно й поглинає таку

саму частку падаючого на нього зовнішнього випромінювання. Іншу частку ($1 - \varepsilon$) випромінювання таке тіло відбиває в навколишній простір дзеркально або дифузно (у весь видимий півпростір) залежно від стану поверхні. Що стосується проникних для випромінювання середовищ, то закон Кірхгофа означає, що такі середовища поглинають лише ті смуги електромагнітних хвиль, які вони здатні випромінювати, а для всіх інших діапазонів випромінювання такі середовища прозорі.

Поверхні твердих тіл (і рідин) кожною своєю елементарною площинкою випромінюють електромагнітну енергію в півсферу навколишнього простору в усіх напрямках, але з інтенсивністю, пропорційною косинусу кута, відлічуваного від нормалі до площинки. Інтегрування за всіма кутами півпростору приводить до закону Ламберта, згідно з яким загальне власне випромінювання поверхні у весь півпростір у π разів перевершує випромінювання в напрямку нормалі до поверхні.

Крім власного випромінювання, фізично пов'язаного з енергетичними процесами всередині й між структурними частинками речовини (атомами, молекулами), тіла посилають у навколишній простір ще й відбите зовнішнє випромінювання. Відбиване тілом зовнішнє випромінювання залежить від характеру падаючого випромінювання і від коефіцієнта чорноти самого тіла, але практично не залежить від його температури. Сума власного і відбитого випромінювання називається *ефективним випромінюванням тіла*.

Випромінювання газів. Взаємодія променевого потоку з газами та парами значною мірою відрізняється від взаємодії з поверхнями твердих (рідких) тіл. На відміну від твердих тіл, що мають суцільний спектр, гази випромінюють і поглинають променеву енергію лише в певних інтервалах довжин хвиль, у так званих смугах, розміщених у різних частинах спектра. Найбільшу випромінювальну і поглинальну здатність мають багатоатомні гази C_2 , SO_2 й інші, а одноатомні й двоатомні гази N_2 , O_2 , H_2 майже повністю пропускають теплові промені, тобто вони теплопрозорі, або діатермічні. Важливе значення мають триа-

томні молекули діоксиду вуглецю і парів води, що завжди містять у продуктах згорання органічних палив.

У процесі проходження теплових променів крізь нетеплопрозорі, або атермічні, гази їх енергія внаслідок поглинання зменшується. При цьому випромінювання й поглинання променевої енергії залежать від абсолютної температури газів T_z , суми парціальних тисків зазначених газів у суміші p і довжини шляху променя l (товщини шару). Отже, поглинальна здатність газів для певної довжини хвиль λ може бути виражена функцією

$$A_\lambda = f(T_z, p, l). \quad (7.83)$$

Маса газу (пари) частково поглинає зовнішнє випромінювання і відповідно надсилає в навколишній простір власне випромінювання всім своїм об'ємом. Отже, випромінювальна здатність газів і парів залежить не лише від молекулярної будови газу, а й від загальної маси поглинальної та одночасно випромінювальної речовини.

Випромінювання газів і парів не відповідає випромінюванню сірих тіл як у різних смугах, так і в межах кожної зі смуг. Унаслідок поглинання й випромінювання газів і пари власним об'ємом їх ефективно випромінювання не повністю підлягає закону Стефана – Больцмана, що інтегрально враховується одержаними на основі узагальнення експериментальних даних формулами.

Променевий теплообмін може відігравати значну роль і за температур нижче ніж $600\text{ }^\circ\text{C}$, якщо відносно малими є конвективне перенесення теплоти і теплопровідність, наприклад, у шарах дисперсних матеріалів із низьким тиском газу в зазорах між частинками.

7.12. Розрахунок теплообмінних апаратів

Вибір взаємного напрямку руху теплоносіїв. Має важливе значення для найбільш економічного проведення теплових процесів. Якщо в процесі теплообміну не змінюється температура хоча б одного з теплоносіїв (наприклад, при конденсації насичених парів), то рушійна сила процесу і витрата теплоносіїв не залежать від взаємного напрямку руху теплоносіїв.

За інших однакових умов при протитечії площа поверхні теплообміну менша, ніж при прямо течії.

Швидкості теплоносіїв в обраному апараті мають забезпечити інтенсивне перенесення теплоти і помірну витрату енергії на переміщення теплоносія.

Визначення теплового навантаження і витрати теплоносіїв. Теплове навантаження розраховують за рівняннями теплового балансу (1.37), (1.38).

Із рівнянь (1.37), (1.38) визначають також витрати теплоносіїв. Якщо їх витрати задані, то, користуючись тими самими рівняннями, визначають невідому кінцеву температуру одного з теплоносіїв. Якщо невідомі кінцеві температури обох теплоносіїв, то їх використовують, беручи до уваги, що різниця температур між теплоносіями на кінцях теплообмінного апарата має бути не меншою ніж 3–5 °С.

Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв. При прямо течії і протитечії середню різницю температур визначають як середньологарифмічну за рівнянням (7.75) або середньоарифметичну за рівнянням (7.74). При перехресній і змішаній течіях використовують поправковий коефіцієнт.

Визначення коефіцієнта теплопередачі й поверхні теплообміну. Для визначення коефіцієнта теплопередачі необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , а також термічний опір роздільної стінки. Коефіцієнт теплопередачі визначають за формулами (7.66), (7.67).

Визначивши коефіцієнт теплопередачі за рівнянням теплопередачі, знаходять поверхню теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{сер}}. \quad (7.84)$$

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення температурного поля, ізотермічної поверхні, градієнта температур.
2. Наведіть залежності для визначення потоку теплоти крізь одношарову

й багат шарову плоскі стінки.

3. Наведіть залежності для визначення потоку теплоти крізь одно шарову й багат шарову циліндричні стінки.

4. У чому причина різного розподілу температур за товщиною плоскої і циліндричної стінок?

5. У чому полягає відмінність процесу конвекції та тепловіддачі?

6. Назвіть й охарактеризуйте критерії теплової подібності. Запишіть критеріальне рівняння конвективного теплообміну.

7. Охарактеризуйте розподіл температур у ламінарному і турбулентному потоках. Дайте визначення теплового примежового шару.

8. Які фактори впливають на інтенсивність процесу перенесення теплоти під час конденсації?

9. Опишіть процес перенесення теплоти під час кипіння рідин.

10. Що розуміють під критичною різницею температур під час кипіння?

11. Які особливості теплообміну за участі твердої фази вам відомі?

12. Охарактеризуйте особливості тепловіддачі під час конденсації насичених парів.

13. Запишіть рівняння теплопередачі, дайте визначення коефіцієнта теплопередачі.

14. Наведіть порядок визначення температури стінок у процесі теплопередачі.

15. Наведіть вираз для визначення середньої рушійної сили за змінних температур теплоносіїв.

16. Запишіть рівняння для визначення повної кількості променистої енергії. Охарактеризуйте його складові.

17. Від яких факторів залежить випромінювальна здатність тіла?

18. Які гази мають найбільшу випромінювальну і поглинальну здатності?

19. Наведіть порядок розрахунку теплообмінних апаратів.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 7

1. Василенко С. М. Основи тепломасообміну : підруч. для студ. вищ. навч. закл. / С. М. Василенко, А. І. Українець, В. В. Олішевський ; за ред. І. С. Гулого ; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ : НУХТ, 2004. – 249 с.
2. Воронцов Е. Г. Теплообмен в жидкостных пленках / Е. Г. Воронцов, Ю. М. Тананайко. – Киев : Техника, 1972. – 194 с.
3. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации / В. П. Исаченко. – Москва : Энергия, 1977. – 240 с.
4. Кейс В. М. Конвективный тепло- и массообмен / В. М. Кейс ; пер. с англ. И. Н. Дулькина. – Москва : Энергия, 1972. – 446 с.

РОЗДІЛ 8

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

8.1. Загальні положення про теплопередачу

Теплообміном прийнято називати передачу енергії у формі тепла від більш нагрітого тіла до менш нагрітого. Рушійною силою цього процесу є різниця між температурами тіл або середовищ, що беруть участь у теплообміні.

Природа процесу полягає в обміні енергією між молекулами, атомами та вільними електронами. Як наслідок – інтенсивність руху частинок більш нагрітого тіла знижується, а менш нагрітого – зростає. Тіла, що беруть участь у теплообміні, називаються *теплоносіями*.

Теплопередача – наука про процеси поширення тепла, закони якої становлять основу пояснення теплових процесів – нагрівання, охолодження, конденсації, випарювання. Вони також мають велике значення для інтенсифікації багатьох масообмінних процесів (абсорбції, адсорбції, перегонки, екстракції, сушіння та ін.). Розрізняють три принципово різні *способи поширення тепла*: теплопровідність, конвекція й теплове випромінювання.

Теплопровідність є перенесенням тепла внаслідок хаотичного (теплого) руху мікрочастинок, що зіштовхуються одна з одною. Такий рух – це рух самих молекул (гази, краплинні рідини), коливання атомів (у кристалічних ґратках), або дифузія вільних електронів (у металах). У твердих тілах теплопровідність, як правило, є основним видом поширення тепла.

Конвекцією називається перенесення тепла внаслідок руху та перемішування макроскопічних об'ємів газу чи рідини. Таке перенесення можливе за умов вільної конвекції, яку обумовлено різницею густин у різних точках об'єму рідини (газу). Ця неоднаковість виникає внаслідок різниці температур у цих точках або за умов змушеної конвекції під час примусового руху всього об'єму рідини, наприклад у разі перемішування мішалкою.

Теплове випромінювання – це процес поширення електромагнітних коливань із різною довжиною хвиль, обумовлений тепловим рухом атомів або мо-

лекул випромінювального тіла. Усі тіла здатні випромінювати енергію, що поглинається іншими тілами та знову перетворюється в тепло. Таким чином, здійснюється промінний теплообмін; він складається з процесів випромінювання та поглинання променів. За реальних умов тепло передається не якимось одним шляхом, а комбінацією вищезазначених способів. Наприклад, під час теплообміну між твердою стінкою та газовим середовищем тепло передається одночасно конвекцією, теплопровідністю та випромінюванням. Перенесення тепла від стінки до газоподібного (рідкого) середовища або у зворотному напрямку називається *тепловіддачею*.

Ще більш складним є процес передачі тепла від більш нагрітої до менш нагрітої рідини (газу) крізь подільну поверхню. Цей процес прийнято називати *теплопередачею*. Реальні процеси теплопередачі та перенесення тепла конвекцією супроводжуються теплопровідністю та теплообміном випромінювання. Однак найбільш часто переважає один із видів теплового поширення.

В апаратах, які діють безперервно, температури в різних точках не змінюються в часі й процеси теплообміну, що проходять, є стаціонарними. У періодично діючих апаратах через мінливість температури в часі здійснюються нестаціонарні процеси теплообміну.

8.2. Класифікація теплообмінного устаткування

Теплообмінні апарати призначені для проведення процесів теплообміну, що полягає в технологічно заданому нагріванні чи охолодженні середовища для його обробки чи утилізації теплоти. Цей клас устаткування становить значну частину технологічного парку хімічної та суміжних галузей промисловості (питома вага теплообмінників у хімічній промисловості становить, за різними оцінками, від 15 до 60 %). Така поширеність пояснюється тим, що майже всі основні процеси хімічної технології (випарювання, ректифікація, сушіння та ін.) нерозривно пов'язані з необхідністю підведення або відведення теплоти.

Теплообмінні апарати класифікують за такими ознаками:

- *за конструкцією:*

- апарати, виготовлені із труб (кожухотрубчасті, «труба в трубі», зрешувальні, змійовикові та ін.);

- апарати, поверхня теплообміну яких виготовлена з листового матеріалу (пластинчасті, спіральні та ін.);

- апарати з поверхнею теплообміну, виготовленої з неметалічних матеріалів (графіту, пластмас, скла та ін.);

- *за призначенням* – холодильники, підігрівачі, випарники, конденсатори;

- *за напрямком руху теплоносіїв* – прямотечійні, протитечійні, перехреснотечійні);

- *за способом передачі тепла* – поверхневі та змішувальні (у поверхневих апаратах робочі середовища обмінюються теплом крізь стінки, виготовлені з теплопровідного матеріалу, а в змішувальних апаратах тепло передається за безпосереднього перемішування робочих середовищ). Поверхневі теплообмінні апарати:

- рекуперативні (теплообмін між різними теплоносіями відбувається крізь стінки, тепловий потік у кожній точці стінки зберігає напрямок);

- регенеративні (теплоносії поперемінно стикаються з поверхнею нагрівання, напрямок теплового потоку в кожній точці стінки змінний).

Аналіз виробництва теплообмінного устаткування показав, що домінуюча роль для хімічної галузі вітчизняної промисловості відводиться кожухотрубчастим теплообмінникам. Вони прості у виготовленні та надійні в експлуатації, причому є досить універсальні, тобто можуть застосовуватися для здійснення теплообміну між газами, парами, рідинами в будь-якому поєднанні цих теплоносіїв і широкому діапазоні експлуатаційних тисків і температур. Теплообмінники типу «труба в трубі», сталеві змійовикові, пластинчасті та спіральні, значно поступаються за питомою вагою впровадження, проте останнім часом поширюють свої позиції у різних галузях застосування під час проектування нових та модернізації вже існуючих технологічних ліній.

Умови проведення процесів теплообміну в промислових апаратах надзви-

чайно різняться. Вони застосовуються для робочих середовищ із різним агрегатним станом і структурою (газ, пара, краплинна рідина, емульсія) у широкому діапазоні температур, тисків і фізико-хімічних властивостей. Саме тому виділяють багато конструкцій теплообмінників, причому для кожного конструкційного оформлення апарата розробляють широкий розмірний ряд поверхонь теплообміну. В розмірному ряді теплообмінники різняться за тиском, який є гранично допустимим, температурами робочого середовища та конструкційними матеріалами, з яких виготовлено апарат. Широка номенклатура теплообмінників за типами, розмірами, параметрами та матеріалами дозволяє вибрати для конкретних експлуатаційних умов теплообміну апарат, що найбільше підходить цій технології. Обрання типу конструкції апарата для конкретних умов теплообмінного процесу залежить здебільшого від ерудиції, досвіду та інтуїції інженера-механіка. Однак існують *рекомендації* загального характеру, якими потрібно керуватися *при виборі конструкції теплообмінника та схеми руху теплоносіїв*:

- за високого тиску теплоносіїв доречно застосовувати трубчасті теплообмінники; у цьому разі до трубного простору бажано спрямувати теплоносій із більш високим тиском, оскільки труби менші за діаметр апарата, тобто більш стійкі до навантажень, що створює тиск теплоносія, ніж корпус;
- корозійний теплоносій у трубчастих теплообмінниках доцільно направляти по трубах, у такому разі корозійному зношуванню не піддається корпус, який, як правило, більш дорогий та складний у виготовленні, ніж корпус теплообмінника;
- під час використання корозійних теплоносіїв доцільно застосовувати теплообмінні апарати з полімерних матеріалів, наприклад фторопластових; ці матеріали володіють унікальною корозійною стійкістю;
- якщо один із теплоносіїв забруднений або під час теплообміну можливий випад осадку чи інших відкладень, то таке середовище доцільно направляти з того боку теплообміну, який є більш доступним для проведення очищення (у змійовикових теплообмінниках – зовнішня поверхня труб, у ко-

жухотрубчастих – внутрішня);

- для інтенсифікації теплообміну не завжди потрібне збільшення швидкості теплоносія чи поверхні (так, наприклад, під час конденсації пари для поліпшення теплообміну необхідно своєчасно забезпечити відведення конденсату з поверхні, на якій проходить процес);
- незважаючи на більш просту конструкцію змішувальних теплообмінників порівняно з поверхневими та більш повне використання в них тепла, вони придатні лише в тих випадках, коли за технологічними умовами виробництва змішання робочих середовищ є прийнятним.

Проектування теплообмінного апарата прийнято починати з визначення його технологічного призначення. При цьому потрібно виходити з виду тепловіддачі, температур та тисків робочих середовищ.

Теплообмінний апарат повинен забезпечувати якомога більший коефіцієнт теплопередачі, створювати низький гідравлічний опір, мати доступну для чищення поверхню теплопередачі. При виборі конструкції теплообмінника виходять з умови забезпечення інтенсивного процесу теплообміну.

Важливе значення має правильне визначення *місця введення теплоносіїв у теплообмінний апарат*. Під час проектування кожухотрубчастих теплообмінників для збільшення швидкості процесу теплоносій із більш низькою витратою та меншим коефіцієнтом тепловіддачі потрібно подавати до трубного простору. Повітря, воду та пару звичайно подають до міжтрубного простору. Для зниження теплових втрат у нагрівальних теплообмінниках більш нагрітий теплоносій спрямовують до труб, а менш нагрітий – до міжтрубного простору, що сприяє інтенсифікації охолодження за рахунок відведення теплової енергії до навколишнього середовища. Взаємний напрямок руху теплоносіїв у теплообмінниках значно впливає на рушійну силу процесу, що має більш високе значення під час їх протитечійного руху.

8.3. Основні конструкції кожухотрубчастих теплообмінників

Кожухотрубчасті теплообмінники – найпоширеніший варіант конструкційного оформлення теплообмінної апаратури. Сталеві теплообмінні апарати даного класу виготовляють таких типів:

- Н – із нерухомими трубними ґратками;
- К – із температурним компенсатором на кожусі;
- П – із плаваючою голівкою;
- У – із U-подібними трубками;
- ПК – із плаваючою голівкою та компенсатором.

Основні параметри та розміри сталевих кожухотрубчастих теплообмінних апаратів, що застосовуються для рідких і газоподібних середовищ за температур від – 60 до + 600 °С, наведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – Основні параметри кожухотрубчастих теплообмінників

Параметр, розмір	Значення параметра та розміру для апаратів типу				
	Н	К	П	У	ПК
Поверхня теплообміну, м ²	1–5 000		10–1 250	10–1 400	178–1 866
Умовний тиск у трубному або міжтрубному просторі, МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0		5,0; 6,3; 8,0; 10,0
Діаметр кожуха, мм: зовнішній (із труб);	159; 273; 325; 426; 530; 630		325*; 426*; 530*; 630*		–
внутрішній (із листової сталі)	400; 500; 600; 800; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 1 800; 2 000; 2 200; 2 400; 2 600; 2 800; 3 000		400*; 500*; 600*; 800; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600**; 1 800**; 2 000**; 2 200**; 2 400**; 2 600**; 2 800**		800; 1 000; 1 100; 1 200; 1 300; 1 500; 1 600; 1 800
Зовнішній діаметр × товщина стінки теплообмінних труб, мм	16×1,5; 16×2; 20×2; 25×1,5; 25×2; 25×2,5; 38×2; 57×3		20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2	20×2; 25×2; 25×2,5	20×2; 25×2; 25×2,5
Довжина прямої ділянки теплообмінних труб, мм	1 000; 1 500; 2 000; 3 000; 4 000; 6 000; 8 000; 9 000		3 000; 4 000; 6 000; 9 000*		6 000; 9 000

Примітка: * – лише для апаратів із плаваючою голівкою та U-подібними трубками; ** – лише для апаратів із паровим простором

Кожухотрубчасті апарати з міді виготовляють двох типів (Н та К).

Залежно від технологічного призначення кожухотрубчасті апарати можуть бути нагрівачами, холодильниками, конденсаторами та випарниками; їх виготовляють одно- та багатоходовими.

8.3.1. Теплообмінники з нерухомими трубними ґратками (тип Н)

Схема теплообмінника з нерухомими трубними ґратками наведена на рис. 8.1. У кожусі 1 розміщений трубний пучок, теплообмінні труби 2 якого розвальцьовані в трубних ґратках 3. Трубні ґратки жорстко з'єднані з кожухом. Кожух апарата з торців закриті розподільчими камерами 4 та 5. Кожух і камери з'єднані фланцями. Для підведення та відведення робочих середовищ (теплоносіїв) апарат оснащений штуцерами. Один із теплоносіїв у цих апаратах рухається по трубах, інший – у міжтрубному просторі, обмеженому кожухом і зовнішньою поверхнею труб.

Особливістю апаратів Н-типу є те, що труби жорстко з'єднані з трубними ґратками, які, у свою чергу, приварені до кожуха. У зв'язку із цим виключена можливість взаємних переміщень труб і кожуха, тому апарати цього типу ще називають теплообмінниками жорсткої конструкції.

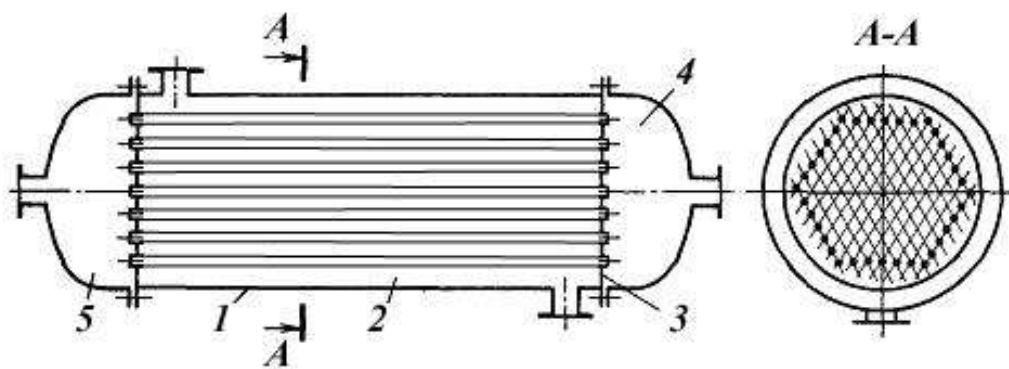


Рисунок 8.1 – Теплообмінник із нерухомими трубними ґратками

Деякі варіанти кріплення трубних ґраток до кожуха в сталевих апаратах наведені на рис. 8.2.

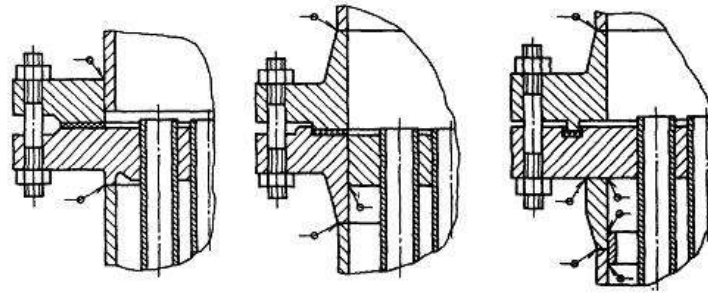


Рисунок 8.2 – Варіанти кріплення трубних ґраток до кожуха апарата

Труби в кожухотрубчастих теплообмінниках намагаються розмістити таким чином, щоб зазор між внутрішньою стінкою кожуха та поверхнею, що огинає пучок труб, був якомога меншим. У протилежному разі значна частина теплоносія може обминути основну поверхню теплообміну. Для зменшення кількості теплоносія, що проходить між трубним пучком і кожухом, до простору між ними встановлюють спеціальні заповнювачі, наприклад поздовжні смуги, приварені до кожуха (рис. 8.3 а), або безпосередньо біля внутрішньої поверхні кожуха розміщують глухі труби, що не проходять через трубні ґратки (рис. 8.3 б).

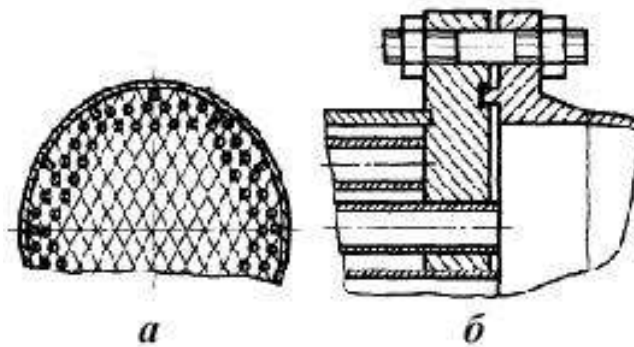


Рисунок 8.3 – Схеми способів зменшення кількості теплоносія:

а – застосуванням поздовжніх смуг; *б* – застосуванням заглушених труб

У кожухотрубчастих теплообмінниках для досягнення більшого коефіцієнт тепловіддачі необхідні відносно високі швидкості теплоносіїв: для газів 8–30 м/с, для рідинних середовищ – не менш 1,5 м/с. Для створення таких умов руху теплоносіїв ще на стадії проектування потрібно правильно підібрати площі перерізів трубного та міжтрубного просторів. Коли площа перерізу трубного

простору (кількість та діаметр труб) обрана, тепловим розрахунком можна визначити коефіцієнт теплопередачі та теплообмінну поверхню, за якою розраховують довжину трубного пучка. Остання може виявитися більше довжини труб, що випускають серійно. У зв'язку із цим застосовують багатоходові (за трубним простором) апарати з поздовжніми перегородками в розподільній камері. Промисловістю випускаються дво-, чотири- і шестиходові теплообмінники жорсткої конструкції.

Двоходовий горизонтальний теплообмінник типу *H* (рис. 8.4) складається із циліндричного звареного кожуха 8, розподільної камери *II* і двох кришок 4.

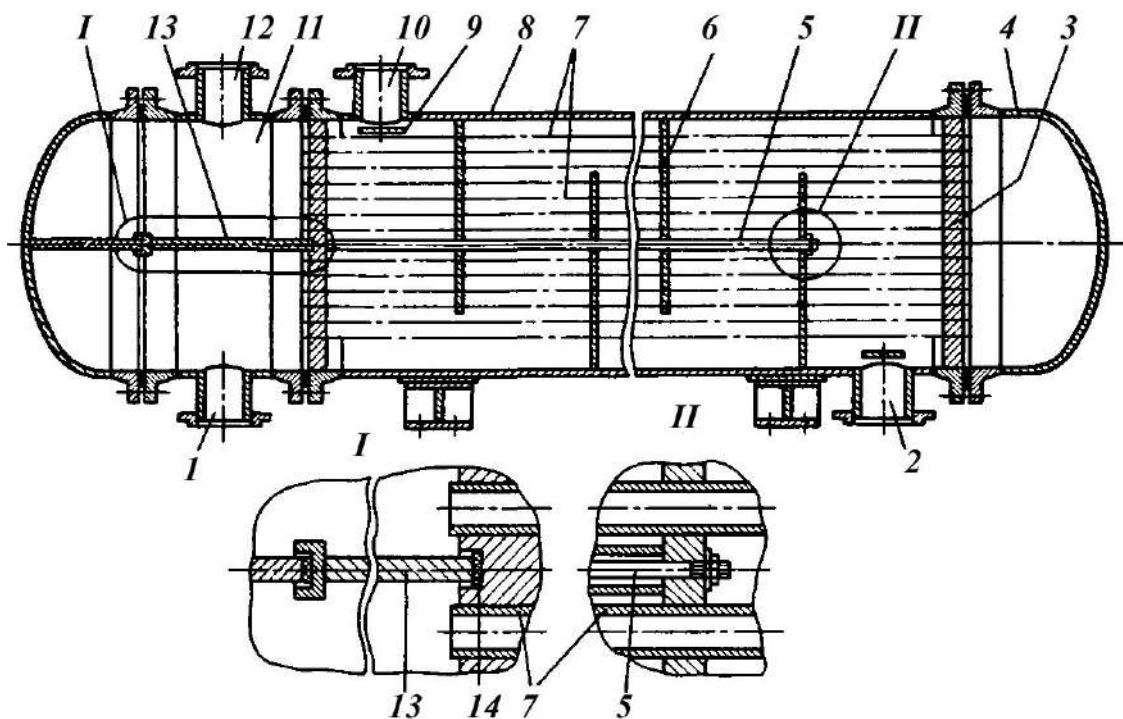


Рисунок 8.4 – Двоходовий горизонтальний теплообмінник із нерухомими ґратками

Трубний пучок утворюється трубами 7, закріпленими у двох трубних ґратках 3. Трубні ґратки приварені до кожуха. Кришки, розподільна камера та кожух з'єднані фланцями. У кожусі та розподільній камері встановлені штуцери для введення та відведення теплоносіїв із трубного (штуцери 1, 12) і міжтрубного (штуцери 2, 10) просторів. Перегородка 13 у розподільній камері утворює ходи теплоносія по трубах. Для герметизації поздовжньої перегородки з труб-

ними ґратками використана прокладка 14, яку покладено до паза ґраток 3.

Оскільки інтенсивність тепловіддачі при поперечному обтіканні труб теплоносієм вища, ніж при поздовжньому, у міжтрубному просторі теплообмінника встановлені поперечні перегородки 5, зафіксовано стяжками. Таке розміщення забезпечує зигзагоподібний (по довжині апарата) рух теплоносія в міжтрубному просторі. На вході теплообмінного середовища до міжтрубного простору передбачений відбійник 9 – кругла або прямокутна пластина, що попереджує ерозійне зношування труби.

Теплообмінники типу Н відрізняються простою конструкцією та порівняно дешеві, однак мають два великі недоліки. По-перше, зовнішня поверхня труб не придатна до механічного очищення, а теплоносії в окремих випадках можуть містити домішки, здатні осідати на поверхні труб у вигляді накипу, відкладень та ін. Шар таких відкладень має малий коефіцієнт теплопровідності та здатний істотно погіршити теплопередачу в апараті. По-друге, галузь застосування теплообмінних апаратів типу Н обмежена виникненням у кожусі та трубах температурних напруг. Це явище пояснюється тим, що кожух і труби теплообмінника зазнають дії різних температурних деформацій, оскільки температура кожуха наближається до температури теплоносія, що циркулює в міжтрубному просторі, а температура труб – до температури теплоносія з більшим коефіцієнтом тепловіддачі.

Різниця температурних подовжень зростає, якщо кожух і трубки виготовлені з матеріалів, що мають різні температурні коефіцієнти лінійного розширення. Напруження, які при цьому виникають, у сумі з напруженнями від тиску середовища можуть викликати стійкі деформації та навіть руйнування конструкцій.

Із зазначених причин теплообмінники типу Н застосовують за невеликих різниць температур кожуха та труб (менше 50 °С), оскільки при цьому можлива внутрішня компенсація конструкції. Однак багато апаратів типу Н, які вітчизняною промисловістю випускаються серійно, рекомендовані для роботи за ще меншої різниці температур (менше ніж 30 °С). Для виключення температурних

напружень при запуску апаратів типу Н спочатку спрямовують теплообмінне середовище до міжтрубного простору, для вирівнювання температур кожуха та труб, а вже після цього – вводять середовище до труб.

Якщо розрахункова різниця температур кожуха та труб перевищує зазначену, використовують теплообмінні апарати із частковою (тип К або ПК) або повною (тип У або П) компенсацією температурних напружень.

8.3.2. Апарати з температурним компенсатором на кожусі (тип К)

У цих апаратах для часткової компенсації температурних деформацій застосовують спеціальні гнучкі елементи (розширники та компенсатори), які розмішують на кожусі. Вертикальний кожухотрубчастий теплообмінник типу К (рис. 8.5) відрізняється від теплообмінника типу Н наявністю звареного між двома частинами кожуха 1 лінзового компенсатора 2 та обтічника 3, який зменшує гідравлічний опір у міжтрубному просторі; його приварюють до кожуха з боку входу теплоносія до міжтрубного об'єму.

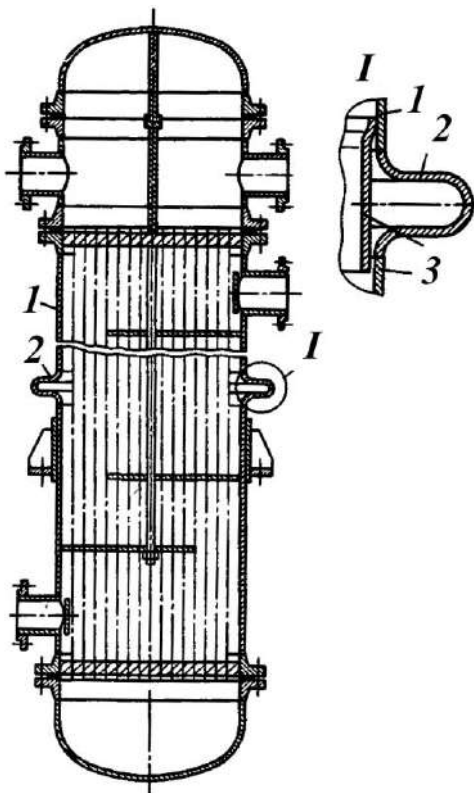


Рисунок 8.5 – Вертикальний кожухотрубчастий теплообмінник із температурним компенсатором на кожусі

Найбільш часто в апаратах типу К використовують одно- та багатоелементні лінзові компенсатори (рис. 8.6), виготовлені обкатуванням із коротких циліндричних обичайок.

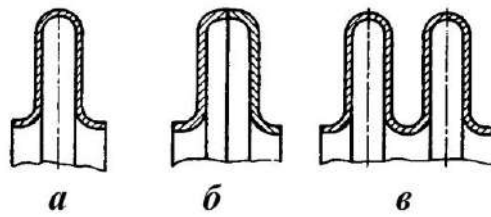


Рисунок 8.6 – Компенсатори:

a – однолінзовий; *б* – зварений із двох напівлінз; *в* – дволінзовий

Лінзовий елемент, поданий на рис. 8.6 б, виготовлений штампуванням із листового матеріалу. Компенсаційна здатність лінзових елементів, пропорційна кількості лінзових елементів, однак упроваджувати компенсатори з кількістю лінз більше чотирьох не рекомендується, тому що в такому разі різко знижується опір кожуха зусиллям згину. Для збільшення компенсаційної здатності лінзового компенсатора його доцільно піддавати попередньому стисканню (якщо компенсатор призначений для роботи на розтягання) або, навпаки, розтягання (під час роботи на стискання). Встановлюючи лінзовий компенсатор на горизонтальних апаратах, у нижній частині кожної лінзи свердлять дренажні отвори, що використовують для зливання води після обов'язкових гідравлічних випробувань апарата; після випробувань отвори заглушають.

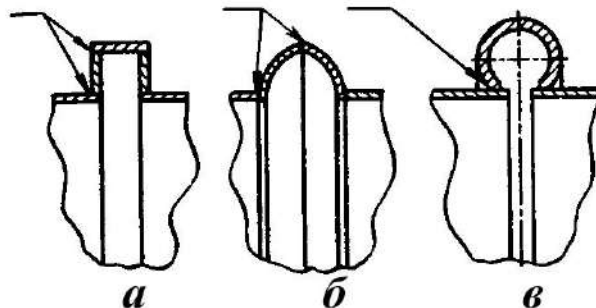


Рисунок 8.7 – Компенсатори

Крім лінзових компенсаторів, у апаратах цього типу можна застосовувати інші види: із плоских паралельних кілець, з'єднаних пластиною по зовнішньо-

му краю (рис. 8.7 а); зварені з двох напівсферичних елементів (рис. 8.7 б); тороподібні (рис. 8.7 в) та ін.

Тороподібні компенсатори дешевші та конструкційно простіші. Їх виготовляють із труб, згинаючи їх у тор, із подальшим розрізанням його по внутрішній поверхні. Для цих компенсаторів характерні невеликі (порівняно з лінзовими) напруження, що плавно змінюються за перерізом. Однак важкі умови роботи зварного шва, що з'єднує компенсатор із кожухом, стримують їх широке впровадження.

До апаратів, що забезпечують часткову компенсацію температурного розширення за рахунок гнучких елементів у кожусі, належить теплообмінник із розширником на кожусі 3 (рис. 8.8). Перевага цієї конструкції – висока ефективність теплообміну внаслідок виключення застійних зон у міжтрубному просторі. Для кожухотрубчастих теплообмінників особливо характерне утворення таких зон поблизу трубних ґраток, оскільки штуцери підведення та відведення теплоносія розміщені на деякій відстані від ґраток. Для ліквідації застійних зон в апараті із частковою компенсацією температурних розширень передбачений розподільник 2, що забезпечує рівномірний розподіл теплоносія між трубами.

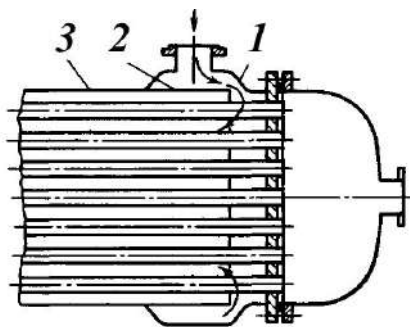


Рисунок 8.8 – Теплообмінник із розширником на кожусі

Застосування лінзового компенсатора, або розширника, дозволяє встановлювати набагато більший температурний перепад, ніж у теплообмінниках типу Н, однак при цьому зростає вартість апарата. Галузь застосування сталевих апаратів типу К обмежена надлишковим тиском 2,5 МПа.

8.3.3. Теплообмінники з U-подібними трубами (тип У)

У кожухотрубчастих апаратах цієї конструкції забезпечується вільне по-

довження труб, що виключає можливість виникнення температурних напружень. Такі апарати (рис. 8.9) складаються з кожуха 2, трубного пучка, що має дві трубні ґратки 3 та U-подібні труби 1. Трубні ґратки разом із розподільною камерою 4 кріпляться до кожуха апарата на фланці.

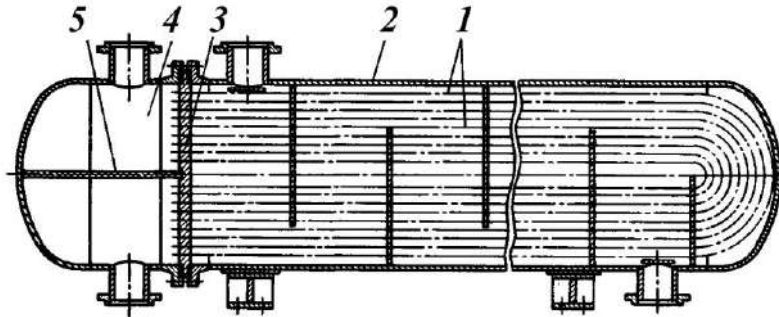


Рисунок 8.9 – Теплообмінник із U-подібними трубами

Для забезпечення роздільного підведення та відведення циркулюючого по трубах теплоносія в розподільній камері встановлюється перегородка 5.

Теплообмінники типу У – двоходовий за трубним простором та одно- або двоходові за міжтрубним простором. В останньому випадку (рис. 8.10) в апараті встановлена поздовжня перегородка 2, яка може витягатися з кожуха 1 разом із трубним пучком. Для виключення перетікання теплоносія в зазорах між кожухом апарата (рис. 8.11) та перегородкою 2 до стінки кожуха встановлюють гнучкі металеві пластини 3 (рис. 8.11 а) або прокладку 3 (рис. 8.11 б) із прогумованого азбестового шнура, покладеного до паза перегородки 2.

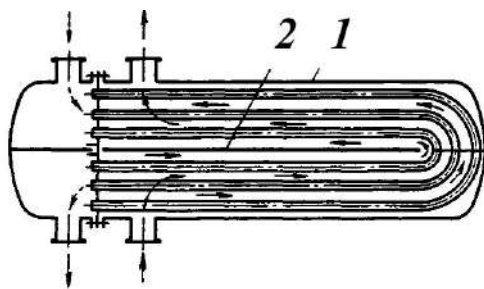


Рисунок 8.10 – Двоходовий теплообмінник

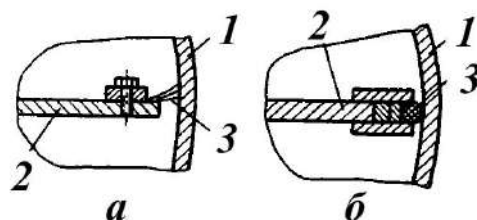


Рисунок 8.11 – Варіанти ущільнення простору між перегородкою та кожухом із U-подібними трубами: *a* – гнучкою металевією пластиною; *б* – шнуром

В апаратах типу У забезпечується вільне температурне подовження труб: кожна труба може розширюватися незалежно від кожуха й сусідніх труб. Різниця температур стінок труб по ходах у цих апаратах не повинна перевищувати 100 °С. У протилежному разі можуть виникнути небезпечні температурні напруження в трубних ґратках унаслідок температурного стрибка на лінії стику двох її частин.

До переваг конструкцій апаратів У-типу відносять можливість періодичного виймання трубного пучка для очищення зовнішньої поверхні труб або повної заміни пучка. Однак потрібно зазначити, що зовнішня поверхня труб у цих апаратах незручна для механічного очищення. Оскільки механічне очищення внутрішньої поверхні труб в апаратах У-типу практично неможлива, то до трубного простору цих апаратів необхідно направляти середовище, не здатне утворювати відкладення, видалення яких потребує механічного очищення. Внутрішню поверхню труб частіше промивають водою, водяною парою, гарячими нафтопродуктами або хімічними реагентами. Іноді використовують гідромеханічний спосіб (до трубного простору подають потік рідини, що містить абразивні матеріали, тверді кулі та ін.).

На рисунку 8.12 зображене кріплення фланця 4 розподільної камери до фланця 1 кожуха апарата. Спеціальна шпилька з конічним стопорним виступом 3 дозволяє знімати розподільну камеру без порушення з'єднання трубних ґраток 2 із кожухом.

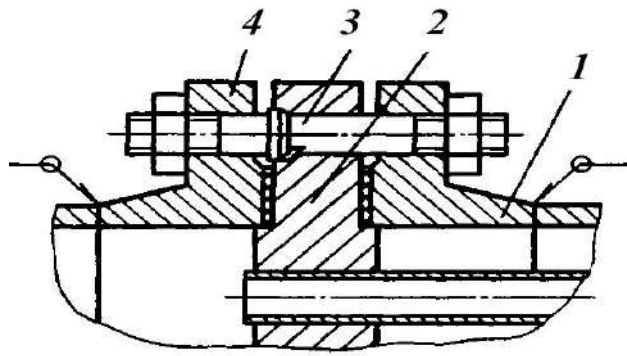


Рисунок 8.12 – Спосіб кріплення розподільної камери до кожуха теплообмінника

Один із найпоширеніших дефектів кожухотрубчастого теплообмінника з U-подібними трубами – порушення герметичності вузла з'єднання труб із трубними ґратками, що виникає через великі згинальні напруження, що виникають від маси труб і робочого середовища в їх внутрішньому об'ємі. У зв'язку із цим трубний пучок теплообмінних апаратів У-типу діаметром більше 800 мм для зручності монтажу та зменшення зазначених вище напружень додатково оснащують роликowymi опорами.

До недоліків теплообмінних апаратів У-типу потрібно віднести мале заповнення кожуха трубами через обмеження, обумовлене вигином труб. Звичайно U-подібні труби виготовляють згинанням прямолінійних ділянок труб у холодному або нагрітому стані. Для попередження сплюснення та стоншення стінок труб, які згинають, на боці сталевих труб, що під час згинання розтягуються, радіус вигину беруть $R \geq 4d_t$, де d_t – зовнішній діаметр труби. Крім того, істотним конструкційним недоліком цього теплообмінного устаткування є неможливість заміни труб (за винятком крайнього ряду) під час виходу їх із ладу, а також складність розміщення труб, особливо за їх великої кількості. Через зазначені недоліки теплообмінні апарати цього типу не набули широкого використання.

8.3.4. Теплообмінні апарати з плаваючою голівкою (тип П)

У теплообмінниках із плаваючою голівкою теплообмінні труби закріплені у двох трубних ґратках, одна з яких нерухомо пов'язана з корпусом, а інша має

можливість вільного переміщення вздовж осі, що виключає можливість температурних деформацій кожуха та труб.

Горизонтальний двоходовий конденсатор типу П (рис. 8.13) складається з кожуха 10 та трубного пучка. Ліва трубна ґратка 1 сполучена фланцевим з'єднанням із кожухом і розподільною камерою 2, оснащеною перегородкою 4. Камера закрита плоскою кришкою 3. Права, рухлива, трубна ґратка вільно встановлена всередині кожуха й утворює разом із кришкою 8, яку приєднано до неї, «плаваючу голівку». З боку плаваючої голівки апарат закритий кришкою 7. Під час нагрівання та подовження трубок плаваюча голівка переміщується всередині кожуха. Для забезпечення вільного переміщення трубного пучка всередині кожуха в апаратах діаметром більше 800 мм трубний пучок оснащують опорною платформою 6. Верхній штуцер 9 призначений для введення пари й тому має великий прохідний переріз; нижній штуцер 5 призначений для відведення конденсату й має менші розміри. Значні коефіцієнти тепловіддачі під час конденсації практично не залежать від режиму руху середовища. Поперечні перегородки в міжтрубному просторі апарата слугують лише для підтримки труб і додання трубному пучку твердості.

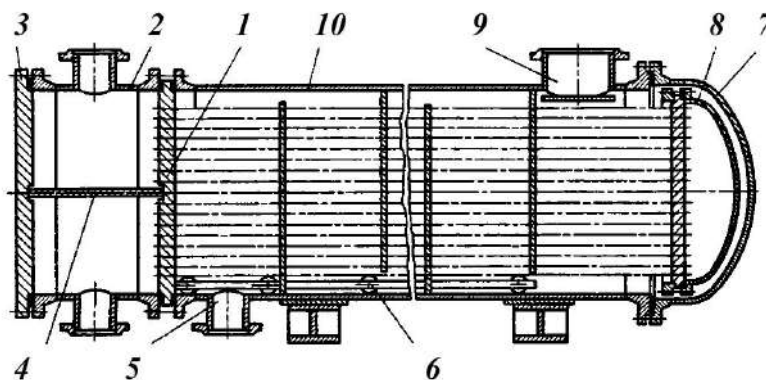


Рисунок 8.13 – Горизонтальний двоходовий конденсатор із плаваючою голівкою

Апарати з плаваючою голівкою, як правило, виготовляють одноходовими по міжтрубному простору, однак установленням поздовжніх перегородок у міжтрубному просторі можна добитися багатоходової конструкції. На рисунку

8.14 зображені теплообмінники, які є двоходовими по міжтрубному простору.

Хоча в апаратах П-типу забезпечується добра компенсація температурних деформацій, вона не є повною, оскільки розбіжність температурних розширень самих трубок призводить до жолоблення трубних ґраток. У зв'язку із цим у багатоходових теплообмінниках П-типу діаметром більше ніж 1 000 мм при значній (вище 100 °С) різниці температур входу та виходу середовища в трубному пучку, як правило, встановлюють плаваючу голівку, яку розрізано за діаметром.

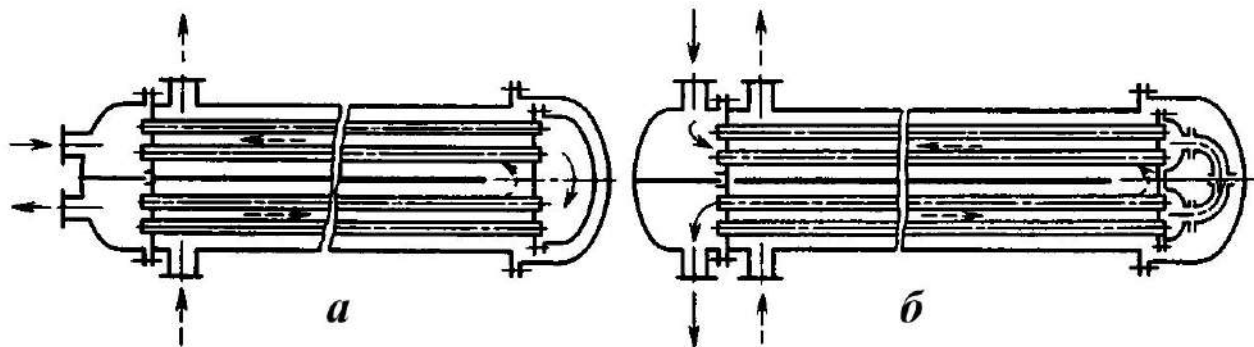


Рисунок 8.14 – Двоходовий теплообмінник П-типу з плаваючою голівкою:

a – суцільний; *б* – розрізний

Найбільш важливий вузол теплообмінників із плаваючою голівкою – з'єднання трубних ґраток із кришкою. Це з'єднання повинне забезпечувати можливість легкого виймання пучка з кожуха апарата, а також мінімальний зазор Δ між кожухом і пучком труб. Варіант, показаний на рис. 8.15, дозволяє витягти трубний пучок, але зазор Δ виходить більший (ніж у теплообмінниках Н-типу) на ширину фланця плаваючої голівки. Кріплення за цією схемою найбільш просте; його часто застосовують у випарниках із паровим пристроєм.

Розміщення плаваючої голівки всередині кришки, діаметр якої більший, ніж діаметр кожуха, дозволяє зменшити зазор; при цьому ускладнюється демонтаж апарата, тому що плаваючу голівку не можна витягти з кожуха теплообмінника (рис. 8.16).

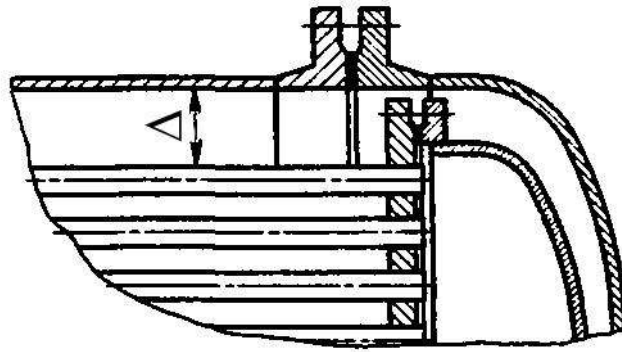


Рисунок 8.15 – Варіант розміщення плаваючої голівки у кожусі більшого діаметра

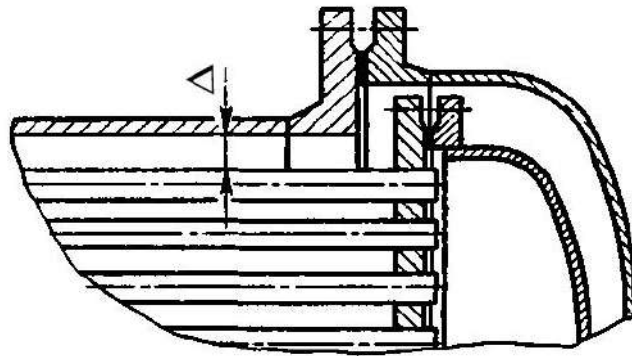


Рисунок 8.16 – Варіант розміщення кришки плаваючої голівки у кожусі меншого діаметра

Варіанти конструкцій кріплення плаваючої голівки з трубними ґратками, що дозволяють легко витягати трубний пучок із кожуха за мінімальному зазору Δ між трубним пучком і кожухом, показані на рис. 8.17. В одному з таких простих з'єднань використані різні фланці (рис. 8.17 а). Конструкція містить різний фланець 1 (із двох півкілець, стягнутих обмежувальним кільцем 2), ущільнювальну прокладку 3, кришку 4, плаваючу голівку та трубну ґратку 5. Великого поширення набули з'єднання фланцевою скобою 2 (рис. 8.17 б), що становить пристрій типу струбцини. З'єднання складається із двох півкілець, що охоплюють край трубних ґраток 4 та фланець 3 кришки. Гвинти 1 повинні бути розміщені посередині ущільнення, що забезпечує розвантаження фланця від згинальних моментів.

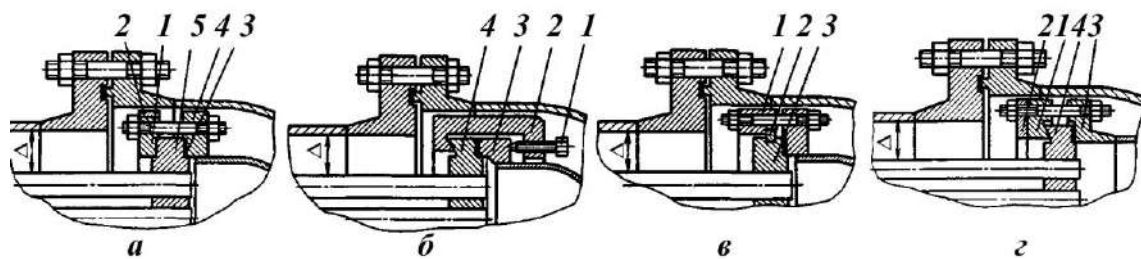


Рисунок 8.17 – Схема кріплення кришки плаваючої голівки до трубної ґратки:
а – розрізним фланцем; *б* – розрізною фланцевою скобою; *в* – розрізним кільцем;
г – розрізним стяжним кільцем

В іншій конструкції (рис. 8.17 в) накидний фланець *1* утримується розрізним кільцем *2*, вставленим у паз трубних ґраток *3*. Широко застосовують також кріплення кришки *3* (рис. 8.17 г) та трубних ґраток *4* розрізним кільцем *1*, половинки якого з'єднані між собою накладками *2*.

Особливо часто трубні пучки з плаваючою голівкою використовують у випарниках із паровим простором. У цих апаратах повинна бути створена більша поверхня випарування, тому діаметр кожуха випарника значно перевищує діаметр трубного пучка, а перегородки в пучку лише виконують функції збільшення жорсткості конструкції.

У випарнику (рис. 8.18) постійний рівень рідини у кожусі *11* підтримується перегородкою *2*. Для забезпечення достатнього об'єму парового простору та збільшення поверхні випару відстань від рівня рідини до верху корпусу становить приблизно 30 % від його діаметра. Трубний пучок *3* розміщений у корпусі випарника на поперечних балках *4*. Для зручності монтажу трубного пучка, у перегородці *2* та лівому днищі передбачений люк *10*, через який до апарата можна завести трос від лебідки. Продукт надходить у випарник через штуцер *5*; для захисту трубного пучка від ерозії над штуцером *5* установлений відбійник *6*. Пари відводяться через штуцер *9*, продукт – через штуцер *1*. Теплоносій надходить до трубного пучка та відводиться штуцерами *7* та *8*. У цих апаратах можна встановлювати кілька трубних пучків.

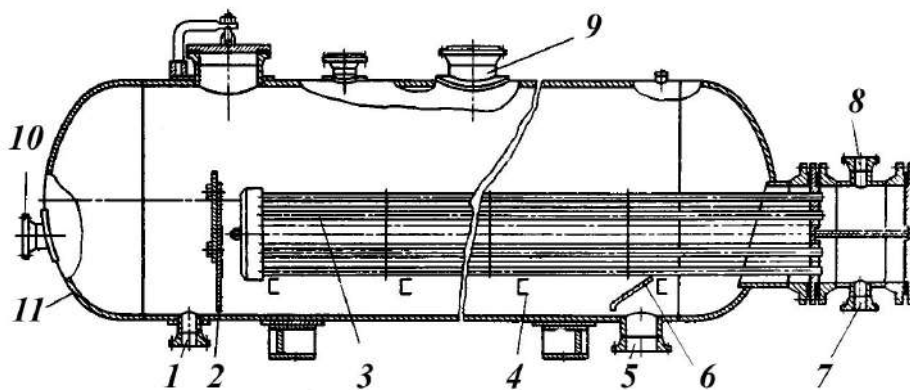


Рисунок 8.18 – Випарник

8.3.5. Теплообмінники з плаваючою голівкою та компенсатором (тип ПК)

Ці апарати є теплообмінниками напівжорсткої конструкції, у яких компенсацію температурних напружень забезпечує гнучкий елемент – компенсатор, що встановлюється на плаваючій голівці.

Теплообмінники ПК-типу виготовляють одноходовими з протитечійним рухом теплоносіїв та застосовують при підвищеного тиску середовищ (5–10 МПа).

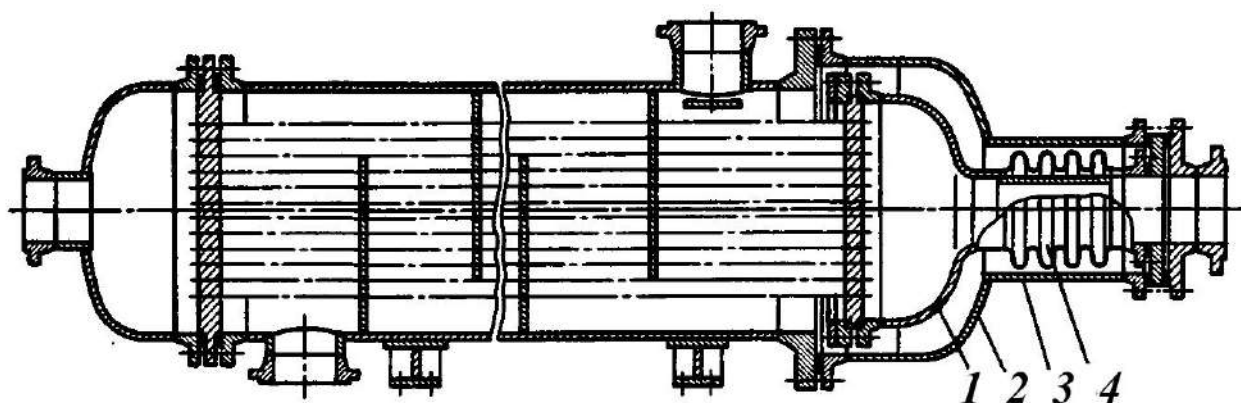


Рисунок 8.19 – Теплообмінник із плаваючою голівкою та компенсатором

Теплообмінник цієї конструкції (рис. 8.19) відрізняється від уже розглянутих наявністю на кришці 2 подовжених штуцерів (горловини) 3, усередині якої розміщений компенсатор 4. Останній з'єднаний одним кінцем із плаваючою голівкою, іншим – зі штуцером на кришці теплообмінника. Конструкції інших вузлів теплообмінника аналогічні та майже не відрізняються від тих, що ви-

користовуються в апаратах П-типу. Наведена конструкція забезпечує можливість виймання трубного пучка з корпуса для контролю його стану та механічного очищення труб. Компенсатори, що застосовуються в апаратах ПК-типу, відрізняються від лінзових компенсаторів апаратів К-типу відносно меншими діаметрами, більшою кількістю гофрів, меншою товщиною стінки. Такі компенсатори можна використати за перепаду тисків, що не перевищує 2,5 МПа, тому апарати ПК-типу дозволяється експлуатувати лише за одночасної подачі теплоносіїв до трубного та міжтрубного простору. Приклад часткової компенсації різниці температурних деформацій кожуха та труб – використання в кожухотрубчастих апаратах сальникового ущільнення.

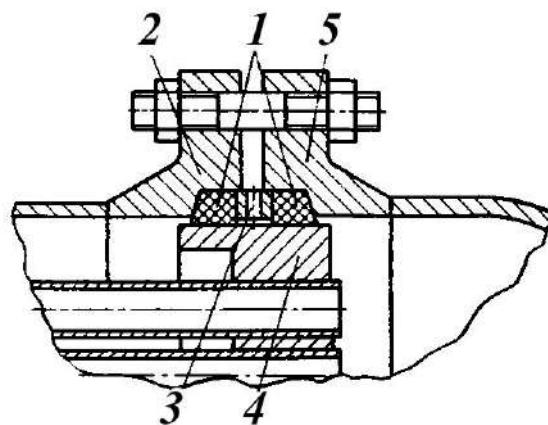


Рисунок 8.20 – Сальникове кільцеве ущільнення

На рисунку 8.20 наведена схема кільцевого ущільнення трубних ґраток 4. Ущільнення забезпечують сальникові кільця 1, розміщені по обидва боки від дренажного кільця 3 та підтиснені фланцями 2 та 5. У разі витікання через сальник 1 теплоносіїв відводиться з апарата через отвір у дренажному кільці. Трубні ґратки в апаратах такої конструкції повинні бути на широкій периферії для можливості розміщення прокладки та дренажних кілець з урахуванням переміщення ґратки за подовження труб. Такі апарати не можна використати для летких і легкозаймистих рідин. Апарат, призначений для нагрівання насиченою водяною парою кислих агресивних середовищ (рис. 8.21), складається з металевого кожуха 1 та графітового трубного пучка 2. У верхній частині апарата, де його кожух сполучається з рухомими (трубними) ґратками 3, встановлено саль-

ник 4. Як сальникову набивку, як правило, застосовують графітовий азбестовий шнур. Ущільнення герметизують переміщенням натискної втулки 5 та затягуванням шпильок 6. Необхідно враховувати, що за підвищеного тиску між трубами сальник у таких апаратах є джерелом витікання теплоносія.

У деяких конструкціях кожухотрубчастих теплообмінників із трубами, виготовленими з неметалевих матеріалів (наприклад, скла), компенсацію температурних подовжень та перекосу труб у ґратках забезпечують пружні елементи 2 (рис. 8.22 а), встановлені між трубою 1 та трубними ґратками 3. Ці елементи виготовляють із полімерних матеріалів і приклеюють одним боком до зовнішньої поверхні кінців труб, іншим – до трубних ґраток.

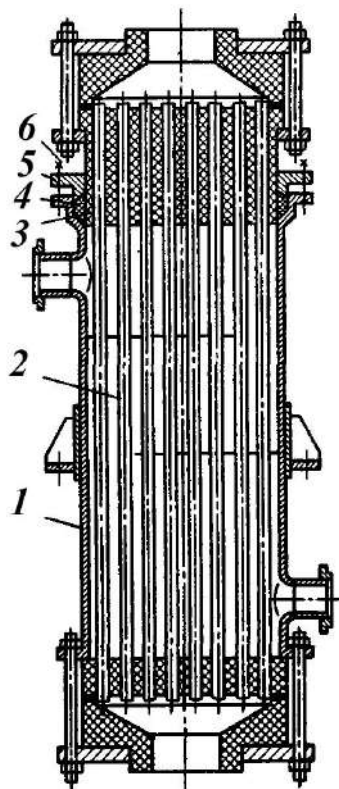


Рисунок 8.21 – Теплообмінник для нагрівання кислих середовищ

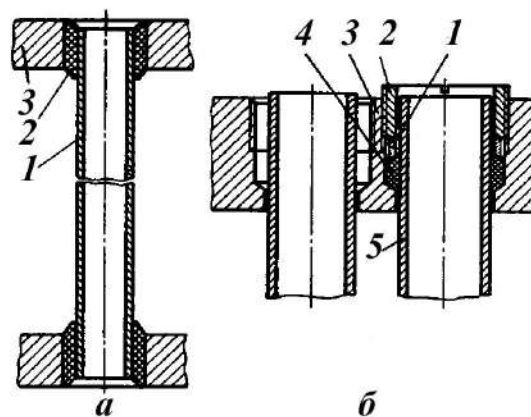


Рисунок 8.22 – Способи компенсації температурних напружень у теплообмінниках із неметалевими трубами: *а* – пружними елементами; *б* – рухомим з'єднанням

Для компенсації температурних напружень у апаратах із неметалевими трубами іноді використовують рухоме з'єднання одного кінця труб із трубними ґратками. У цьому разі кінці труб 5 закріплюють у трубних ґратках 3 (рис. 8.22 б) із використанням сальникової набивки 4, натискного кільця 1 та натискної втулки 2.

8.3.6. Основні конструкційні елементи кожухотрубчастих теплообмінників

Основними елементами конструкції кожухотрубчастих теплообмінних апаратів є кожух (корпус), розподільна камера та трубний пучок, що складається з труб, трубних ґраток і перегородок. Елементи стандартних кожухотрубчастих апаратів частіше за все виготовляють зі сталі. Зі сталі можна виконувати й деякі елементи мідних апаратів (наприклад, кожух), якщо це доречно з технологічного боку. Для кожного з розглянутих вище типів кожухотрубчастих апаратів залежно від їх призначення матеріали регламентуються відповідними стандартами.

Кожухи та розподільні камери. Кожух теплообмінного апарата малого діаметра D (менше ніж 600 мм) найчастіше виготовляють із труб, а кожух великого діаметра вальцюють із листової сталі. В останньому випадку, особливо при великій довжині апарата, кожух може бути зварним із трьох обичайок: цен-

тральної та двох кінцевих. Довжина кінцевих обичайок $l = 2\sqrt{D_H S_K}$ (де D_H – зовнішній діаметр кожуха; S_K – товщина стінки кожуха), але не менше 100 мм. Товщина стінок кінцевих обичайок у 1,2–1,4 раза повинна перевищувати товщину стінок центральної. Це пояснюється необхідністю компенсувати напруження, що виникають у місці з'єднання кожуха з трубними ґратками.

Для теплообмінних апаратів, особливо для апаратів У, П та ПК типів, повинна забезпечуватися необхідна стійкість форми кожуха. До цієї характеристики ставлять особливі вимоги, тому що для очищення цих апаратів потрібно періодично витягати трубний пучок із перегородками. Через те, що зазор між кожухом і перегородкою невеликий (декілька міліметрів), наявність овальності кожуха призведе до неможливості монтажу та демонтажу трубного пучка.

Для апаратів Н-типу необхідно забезпечити здатність конструкції до самостійної компенсації, тобто протистояти напруженням, що виникають через розбіжність значень їх температурних подовжень.

Розподільні камери теплообмінного апарата призначені для розподілу потоку теплоносія по трубах, це – обичайка з фланцями, з'єднаними із трубними ґратками, та знімною еліптичною або плоскою кришкою. У деяких конструкціях кришка приварюється до обичайки. Для утворення ходів теплоносія по трубах розподільну камеру оснащують поздовжньою перегородкою. Для апаратів невеликого діаметра (до 800 мм) кришку розподільної камери виготовляють плоскою, оскільки такі кришки дешевші та простіші у виготовленні. У деяких випадках для зручності обслуговування апарата, розподільні камери та кришки до них навішують на шарнірних пристроях, закріплених на кожусі. Товщину стінок розподільної камери беруть рівною товщині стінки кожуха апарата. Камеру та кришку звичайно виготовляють із того самого матеріалу, що й кожух апарата.

Фланці теплообмінних апаратів виготовляють із поверхнею виступ-западина або під прокладку восьмикутного перетину. У сталевих кожухотрубчастих теплообмінниках застосовують металеві та азбест-металеві прокладки. У всіх випадках прокладку потрібно виготовляти цільною без зварювання, пайки

або склеювання. Прокладку в плаваючій голівці звичайно роблять зі сталі.

Теплообмінні труби та трубні ґратки. Теплообмінні труби кожухотрубчастих апаратів – це промислові труби, що випускаються серійно, з вуглецевих, стійких до корозії сталей та латуні. Діаметр теплообмінних труб значно впливає на швидкість теплоносія, коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі та габарити апарата. Чим менший діаметр труб, тим більшу їх кількість можна розмістити в кожусі цього діаметра. Однак труби малого діаметра швидше засмічуються під час роботи із забрудненими теплоносіями; певні складності виникають під час механічного очищення та закріплення таких труб розвальцюванням. У зв'язку із цим найбільшого поширення набули сталеві труби із зовнішнім діаметром 20 і 25 мм. Труби діаметром 38 і 57 мм застосовують під час роботи із забрудненими або в'язкими рідинами. У міру збільшення довжини труб і зменшення діаметра апарата, його вартість знижується. Як свідчить виробничий досвід, найбільш дешевий теплообмінний апарат виготовляють за довжини труб 5–7 м. Трубні ґратки кожухотрубчастих теплообмінників виготовляють із цільних сталевих листів або кувань. Для апаратів великого діаметра використовують зварені трубні ґратки. У цьому разі зварені шви не повинні перетинатись, а відстань від краю звареного шва до отворів повинна бути не менше ніж 80 % від діаметра отвору.

Схеми розміщення труб у трубних ґратках і крок отворів для труб регламентуються стандартом. Для теплообмінників типів Н та К труби розміщують у трубних ґратках по вершинах рівносторонніх трикутників (рис. 8.23 а), а для теплообмінників П, У та ПК-типів – по вершинах квадратів (рис. 8.23 б) або рівносторонніх трикутників. Розміщуючи труби з діаметром d_T по вершинах рівносторонніх трикутників, можна забезпечити більш компактне розміщення в трубних ґратках, ніж при розміщенні по вершинах квадратів (за однакового кроку). Однак остання схема має важливу експлуатаційну перевагу: вона дозволяє проводити зовнішнє очищення труб механічним способом, оскільки за подібного компонування між ними утворюються наскрізні ряди. При розміщенні по вершинах трикутників такі ряди можна одержати, збільшивши крок t' . По

колу (рис. 8.23 в) труби розміщують лише у кисневому устаткуванні.

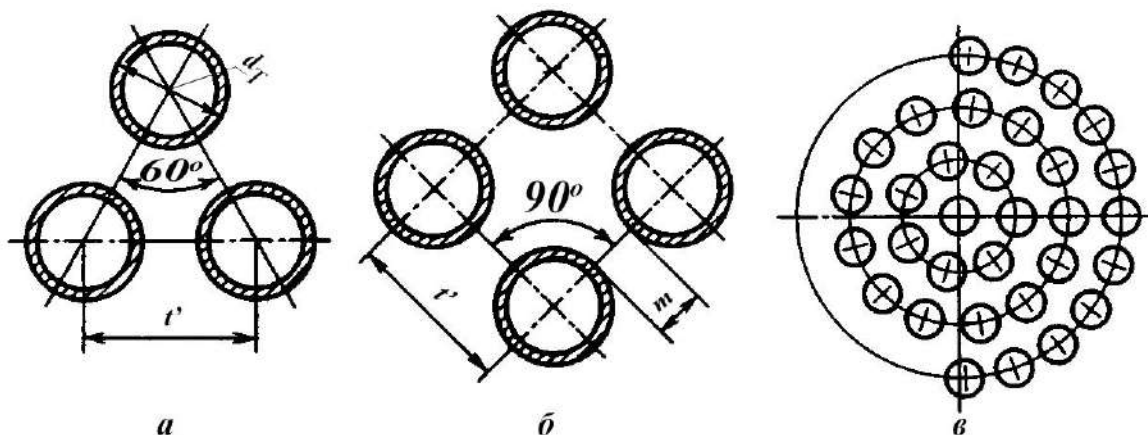


Рисунок 8.23 – Схема розміщення труб у трубних ґратках:

a – по рівносторонньому трикутнику; *б* – по квадратах; *в* – по колу

Крок t' отворів для труб у ґратках обирають з урахуванням достатньої міцності ділянки, що має ширину $m = t' - d_t$. Для сталевих кожухотрубчастих апаратів крок беруть за такими даними:

d_t , мм	16	20	25	38	57
t' , мм	21	26	32	48	70

Труби з'єднують із трубними ґратками сталевих апаратів розвальцюванням (рис. 8.24 а, б, е), зварюванням (рис. 8.24 в, д), комбінацією розвальцювання зі зварюванням (рис. 8.24 в). Паяння та заливання металом кінців труб у ґратках (рис. 8.24 ж) застосовують під час виготовлення теплообмінників із міді та її сплавів, а склеювання – під час виготовлення апаратів із полімерних матеріалів (рис. 8.24 з).

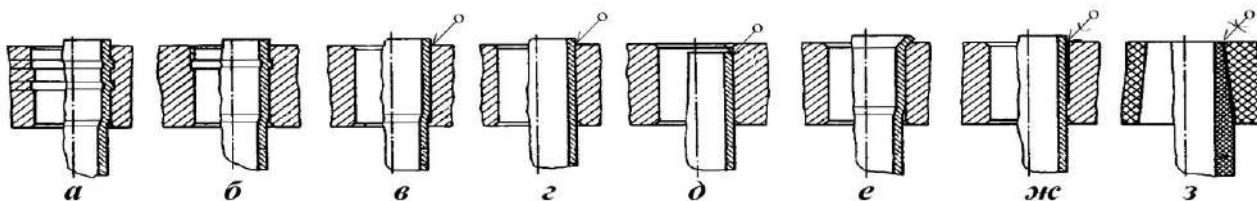


Рисунок 8.24 – Варіанти кріплення труб у трубних ґратках:

a – розвальцювання у двох канавках; *б* – розвальцювання в одній канавці;
в – розвальцювання зі зварюванням; *г*, *д* – зварювання; *е* – розвальцювання в гладкому отворі з відбортовуванням; *ж* – паяння; *з* – склеювання

Найпоширеніший спосіб кріплення труб у ґратках – розвальцьовування. Труби вставляють до отворів ґраток із деяким зазором, а потім обкатують зсередини спеціальним інструментом із роликками (вальцюванням). При цьому в стінках труби утворюються залишкові пластичні деформації, а в трубних ґратках – пружні, завдяки чому матеріал ґратки після розвальцювання щільно стискає кінці труб. Однак при цьому способі кріплення матеріал труб піддається наклепу (метал зміцнюється із частковою втратою пластичності), що може призвести до розтріскування труб. Зі зменшенням початкового зазору між трубою та отвором у ґратках наклеп зменшується, тому звичайно намагаються дотримуватися зазору 0,25 мм. Крім того, для забезпечення якісного розвальцювання та можливості заміни труб необхідно, щоб твердість матеріалу трубних ґраток дещо перевищувала твердість матеріалу самих труб.

Розвальцьовальне з'єднання повинне бути міцним і герметичним. Міцність з'єднання оцінюють зусиллям відриву труби з гнізда, герметичність – максимальним тиском середовища, при якому з'єднання герметичне. Для підвищення міцності та герметичності такого з'єднання іноді виконують відбортовування краю труби, що виступає над ґратками (рис. 8.24 е). Найбільш простий спосіб – розвальцювання в гладких отворах – застосовують за відносно невеликих робочих тисків (до 0,6 МПа). Міцність і герметичність з'єднання значно зростають при їх розвальцюванні в отворах із одною або двома канавками глибиною 0,5 мм. Труби звичайно розвальцьовують на глибину $1,5 d_t$, а якщо товщина ґраток менша за зазначену глибину, – на повну товщину ґраток. При цьому з боку міжтрубного простору залишають нерозвальцьованим пасок шириною близько 3 мм, щоб не підрізати трубу краєм ґратки під час прокатування роликками, або на цьому боці труби знімають фаску. В товстих ґратках трубу розвальцьовують двома пасками: першим, із шириною $1,5 d_t$ з боку розподільної камери, другим – шириною $0,75 d_t$ з боку міжтрубного простору. Це дозволяє виключити проникнення середовища до щілини між трубою та ґратками та значною мірою зменшити вплив корозії. Кріплення труб зварюванням із розвальцюванням застосовують без обмежень тиску та температури теплоносіїв. У

цьому разі спочатку виконують зварювання, а вже потім розвальцювання труби.

Перегородки, прокладки. У кожухотрубчастих теплообмінниках установлюють поперечні та поздовжні перегородки.

Поперечні перегородки, розміщені в міжтрубному просторі, призначені для організації руху теплоносія в напрямку, перпендикулярному до осі труби, та збільшення швидкості теплоносія в міжтрубному просторі. В обох випадках зростає коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні труб. Ці перегородки можуть установлюватися й у міжтрубному просторі конденсаторів і випарників, де коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні труб на порядок вищий, ніж на їх внутрішній поверхні. У цьому разі перегородки виконують функції опор для трубного пучка, фіксуючи труби на заданій відстані одна від одної, а також зменшують вібрацію, що може виникати в трубах.

Вібрація труб, як правило, не викликає серйозних проблем, проте лише у разі, якщо теплоносій у міжтрубному просторі є в'язкою рідиною й добре поглинає коливання. Однак в апаратах, де по міжтрубному простору з великою швидкістю рухається газове середовище, вібрація труб може викликати їх пошкодження.

Відомі конструкції поперечних перегородок зображені на таких схемах: із сегментним (рис. 8.25 а), секторним (рис. 8.25 б) та щілинним (рис. 8.25 в) вирізами, із чергуванням дисків та кілець (рис. 8.25 г).

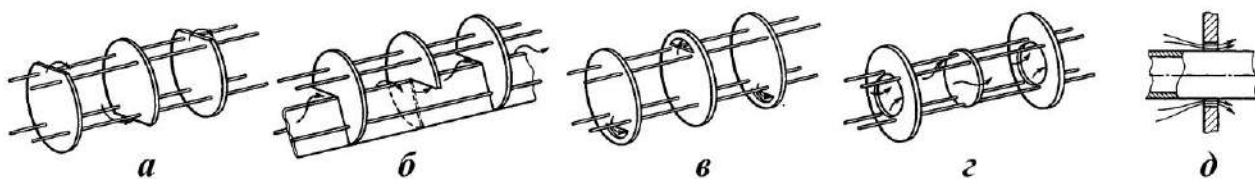


Рисунок 8.25 – Варіанти поперечних перегородок

Аналіз виробничого досвіду показав, що найбільш упровадженими у світовій практиці виробництва кожухотрубчастих теплообмінних апаратів є сегментні перегородки. Висота сегмента, що вирізається, дорівнює приблизно 30 % від діаметра кожуха, а відстань між перегородками – близько 50 %.

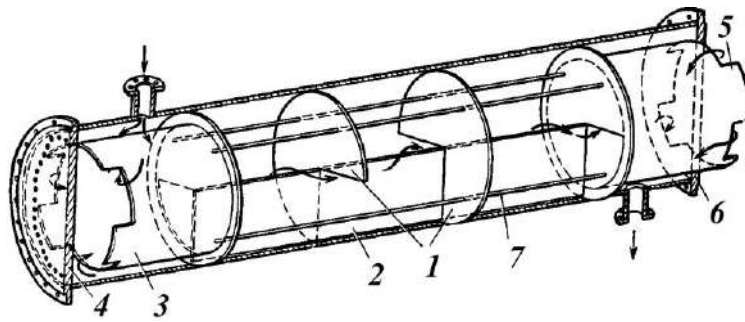


Рисунок 8.26 – Варіант установки перегородок, що забезпечує гвинтовий рух теплоносія

Іноді в теплообмінниках до простору між трубними ґратками 4 та 6 (рис. 8.26) установлюють поперечні перегородки 1 із секторними вирізами та поздовжньою перегородкою 2 висотою, що дорівнює половині діаметра апарата. Секторний виріз, який по площі дорівнює чверті кола, розміщують у сусідніх перегородках у шаховому порядку. При цьому теплоносій у міжтрубному просторі набирає обертового руху, виконуючи чергування напрому (то за годинниковою стрілкою, то проти неї). Для усунення застійних зон і забезпечення найбільш повного обтікання трубного пучка теплоносієм на його кінцях установлюють розподільні циліндри з вікнами 3 та 5. Стяжки 7 призначені для фіксації перегородок.

Апарати із суцільними перегородками, як правило, застосовують для чистих рідин. У цьому разі рідина протікає по кільцевому зазору (близько 1,5 мм) між трубою та перегородкою (рис. 8.25 д). У зазорах між перегородкою та трубами потік набирає виражених турбулентних ознак, що приводить до зменшення товщини ламінарного примежового шару і, як наслідок, – до збільшення коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні труб.

Установлення поперечних перегородок може стати причиною погіршення теплообміну через витоки теплоносія у зазорах між корпусом та перегородками. Для попередження цього явища встановлюють такі обмеження. При зовнішньому діаметрі кожуха апарата не більше 600 мм зазор між корпусом та перегородкою не повинен перевищувати 1,5 мм. В інших випадках діаметр поперечних перегородок обирають за відповідними нормативними документами. Для

зменшення зазорів між корпусом та поперечними перегородками іноді застосовують пружні кільця 1, перегородки, закладені до паза, 2 (рис. 8.27). У ряді випадків до міжтрубного простору теплообмінників установлюють поздовжні перегородки.

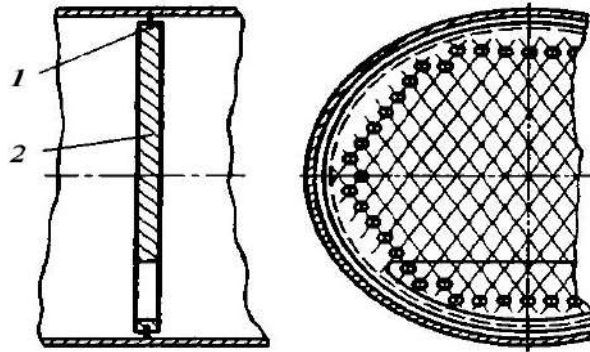


Рисунок 8.27 – Варіант ущільнення зазору між поперечною перегородкою та корпусом апарата

8.3.7. Інтенсифікація теплообміну в кожухотрубчастих теплообмінниках

Проблема інтенсифікації роботи кожухотрубчастих теплообмінників здебільшого пов'язана з вирівнюванням термічних опорів на протилежних боках теплообмінної поверхні. Засобами підвищення ефективності процесу стало або збільшення поверхні теплообміну (наприклад, додаванням до неї ребер із боку теплоносія, що характеризується меншим коефіцієнтом тепловіддачі), або збільшення коефіцієнта тепловіддачі раціональним підбором гідродинаміки теплоносія. Останній засіб повинен привести до вирівнювання швидкостей та температур по перетину потоку теплоносія, а відтак до зменшення термічного опору його примежового шару. Результати досліджень доводять, що саме опір примежового шару є головним чинником, який знижує інтенсивність процесу теплопередачі, тобто ефективність роботи теплообмінників.

Розглянемо два випадки теплопередачі, за яких термічний опір визначається міжтрубним та трубним просторами. У першому випадку найбільший ефект теплопередачі досягається поперечного омивання пучка труб, розміщених у шаховому порядку. При цьому, якщо значення критерію Рейнольдса зна-

ходиться в інтервалі 120–1 000, у міжтрубному просторі утворюється стійкий турбулентний режим руху, а ламінарний примежовий шар теплоносія зберігається лише на невеликій ділянці поверхні труб.

Теплообмін значно поліпшується також під час руйнування застійних зон у міжтрубному просторі. Особливо часто такі зони утворюються поблизу трубних грат ок, оскільки штуцери підведення та відведення теплоносія з міжтрубного простору розміщені на певній відстані від них. Найбільш радикальний спосіб попередження утворення таких зон – установлення розподільних камер на вході та виході теплоносія з міжтрубного простору. Для інтенсифікації теплообміну іноді використовують турбулізатори – елементи, що турбулізують або руйнують примежовий шар теплоносія на зовнішній поверхні труб.

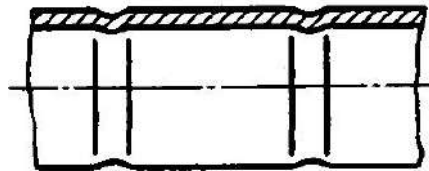


Рисунок 8.28 – Труба із кільцевими канавками

Ефект тепловіддачі на зовнішній поверхні труб істотно підвищують кільцеві канавки (рис. 8.28), які майже вдвічі покращують турбулізацію примежового шару теплоносія.

У теплообмінниках із передачею теплоти від рідини, що рухається в трубному просторі, до в'язкої рідини або газу між трубами, коефіцієнти тепловіддачі із зовнішнього боку труб приблизно на порядок менші порівняно з аналогічним показником, що фіксується на внутрішньому боці. Наприклад, у газорідних теплообмінниках коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини може досягати 6 кВт/(м²·с), а з боку газу – не перевищує 0,1 кВт/(м²·с). Звісно, що застосування гладких труб у таких теплообмінниках призводить до різкого збільшення їх маси та розмірів, а відтак і вартості. Прагнення інтенсифікувати тепловіддачу з боку малоефективного теплоносія (гази, в'язкі рідини) привело до розроблення різних конструкцій труб з оребреною поверхнею. Встановлено, що оребрення збільшує не лише теплообмінну поверхню, а й коефіцієнт тепловіддачі від

поверхні, що має ребра, до теплоносія внаслідок турбулізації потоку. Однак при цьому потрібно враховувати зростання витрат на прокачування теплоносія.

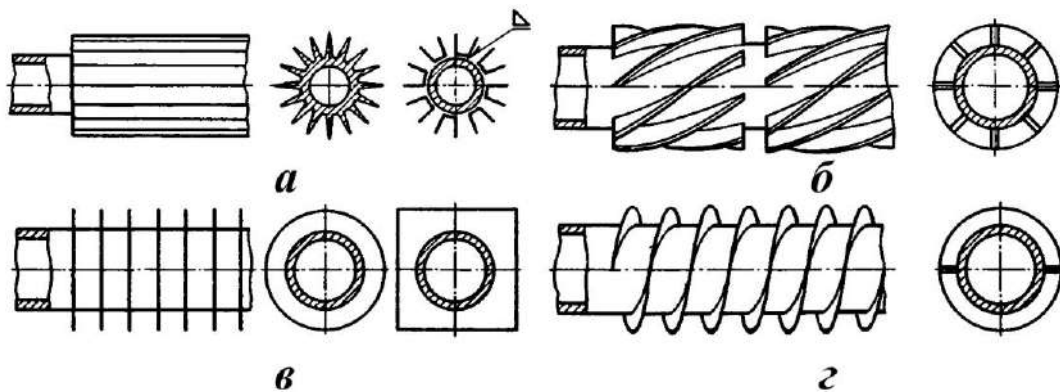


Рисунок 8.29 – Труби з орбренням

Сучасні виробництва частіше за все застосовують труби з поздовжніми (рис. 8.29 а) та розрізними (рис. 8.29 б) ребрами, із поперечними ребрами різного профілю (рис. 8.29 в). Орбрення на трубах можна виготовляти у вигляді спіральних ребер (рис. 8.29 г), голок різної товщини та ін.

Ефективність ребра, яку можна характеризувати коефіцієнтом тепловіддачі, залежить від його форми, висоти та матеріалу. Якщо потрібен невисокий коефіцієнт тепловіддачі, необхідну ефективність можуть забезпечити сталеві ребра, за необхідності досягнення більших коефіцієнтів – доцільно застосовувати мідні або алюмінієві ребра. Ефективність ребра різко знижується, якщо воно не виготовлене як одне ціле з трубою, не приварене або не припаяне до неї. Якщо термічний опір визначається трубним простором, використовують методи впливу на потік пристроями, що руйнують та турбулізують внутрішній примежовий шар. Це різного роду вставки (спіралі, діафрагми, диски) та насадки (кільця, кульки), що поміщають до труб. Зрозуміло, що при цьому зростає гідравлічний опір самої труби.

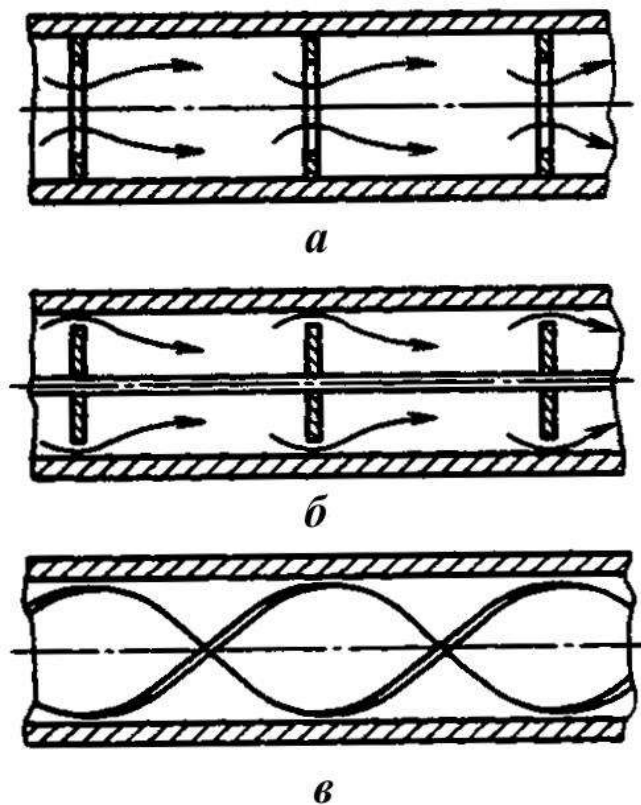


Рисунок 8.30 – Труби із турбулізованими вставками

Турбулізовані діафрагми (рис. 8.30 а) розміщують у трубі на певній відстані одна від одної. За наявності таких вставок перехід до турбулентного потоку в трубах відбувається за значення критерію Рейнольдса 140 (для труб без вставок – за 2 300). Це дозволяє приблизно в 4 рази інтенсифікувати теплообмін. Вставки у вигляді дисків із певним кроком (рис. 8.30 б) кріплять на тонкому стрижні, вставленому до труби. За своєю дією на потік такі вставки близькі до діафрагм. Спіральні вставки звичайно виготовляють із тонких алюмінієвих або латунних стрічок (рис. 8.30 в). За низьких значень критерію Рейнольдса вони дозволяють підвищити коефіцієнт тепловіддачі в 2–3 рази.

Крім вставок і насадок, теплообмін у трубах можна інтенсифікувати застосуванням шорсткуватих поверхонь, накаткою вищезгаданих кільцевих каналок, зміною поперечного перерізу труби її стисканням. У цьому разі навіть за ламінарного режиму течії теплоносія тепловіддача мінімум на 20 % краща, ніж у гладких трубах.

Якщо коефіцієнт тепловіддачі від середовища, що знаходиться в тру-

бах, на порядок нижчий, ніж коефіцієнт для зовнішнього боку труб, доцільно використовувати труби із внутрішнім ребренням.

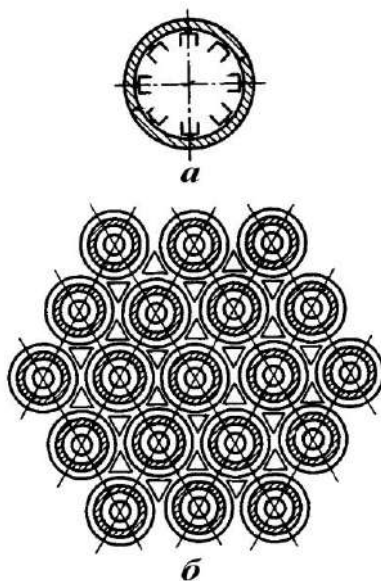


Рисунок 8.31 – Варіанти ребрення труб:

a – внутрішнього; *б* – зовнішнього

Прикладом є конструкція, схема якої показана на рис. 8.31 а. Під час теплообміну в гомофазовій газовій системі раціонально як поверхню теплообміну використовувати пучки труб із зовнішніми та внутрішніми ребрами (рис. 8.31 б).

Для забезпечення спрямованого потоку газу між зовнішніми ребрами до труб поміщаються вставки трикутної форми.

8.4. Основні конструкції апаратів із поверхнею теплообміну, виготовленою з листового матеріалу

Раніше зазначалося, що кожухотрубчасті теплообмінники – найпоширеніша конструкція теплообмінного устаткування в хімічній та суміжних галузях. Однак останнім часом усе більше впроваджують теплообмінники з листового матеріалу, переважно пластинчасті та спіральні.

Хоч теплообмінники з труб конструкційно простіші й можуть бути використані в досить широкому діапазоні тисків і температур робочих середовищ, однак мають низку серйозних недоліків. Кожухотрубчасті апарати досить скла-

дні для виробництва широкого ряду їх типорозмірів. Коефіцієнт уніфікації, тобто відношення числа вузлів і деталей, однакових для всього розмірного ряду, до загального числа вузлів і деталей в апараті, для цих теплообмінників становить 0,13. Для порівняння, аналогічний коефіцієнт для пластинчастих теплообмінників дорівнює 0,9. Порівняно з апаратами, виготовленими з листового металу, кожухотрубчасті теплообмінники більш металомісткі, а відтак і дорожчі. Ці та низка інших переваг, наприклад легкість очищення, роблять апарати з листового металу перспективними та дозволяють стверджувати про ефективність їх упровадження як апарати загального призначення.

8.4.1. Пластинчасті теплообмінні апарати

Пластинчасті теплообмінники – це апарати, теплообмінна поверхня яких утворена набором тонких штампованих пластин із гофрованою поверхнею. Їх *класифікують* за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення та огляду на розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварені). Найбільш широкого застосування набули 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 витрат праці. Пластини напіврозбірних теплообмінників попарно зварені й доступ до поверхні теплообміну можливий лише з боку ходу одного з робочих середовищ. Пластини нерозбірних теплообмінників зварені в блоки, з'єднані на прокладках до загального пакета.

Основні розміри та параметри найпоширеніших у промисловості пластинчастих теплообмінників стандартизовані. Їх виготовляють із поверхнею теплообміну від 2 до 600 м² залежно від типорозміру пластин; ці теплообмінники застосовують за тиску до 1,6 МПа та температури теплоносіїв від –30 до 180 °С, для реалізації теплообміну між рідинами та парами (газами), як холодильники, підігрівачі та конденсатори.

Розбірні пластинчасті апарати можуть працювати із забрудненими робочими середовищами з розміром твердих частинок не більше ніж 4 мм.

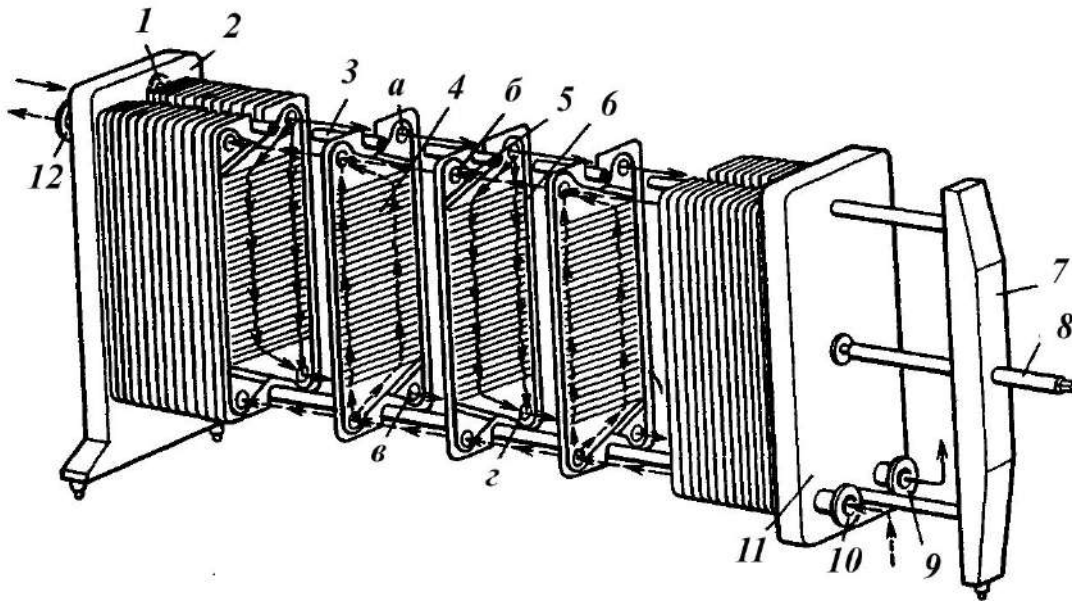


Рисунок 8.32 – Розбірний пластинчастий теплообмінник на двохопорній рамі

Розбірні пластинчасті теплообмінники виготовляють у п'яти варіантах: на консольній, двохопорній та на трьохпорній рамах. Схема розбірного пластинчастого теплообмінника на двохопорній рамі показана на рис. 8.32. Конструкція апарата містить ряд теплообмінних пластин 4, розміщених на верхній та нижній горизонтальних штангах 3. Кінці штанг закріплені в нерухомій плиті 2 та на стійці 7. Натискною плитою 11 та гвинтом 8 пластини стискаються, утворюючи теплообмінну секцію.

Кожна з теплообмінних пластин має чотири прохідні отвори (*a*, *б*, *в* та *г*), що утворюють дві ізольовані між собою системи каналів. Для ущільнення пластин та каналів застосовують гумові прокладки. Прокладку *б* поміщено до паза по контуру пластини. Вона охоплює два отвори на пластині, крізь які відбувається підведення та відведення теплоносія до каналу між суміжними пластинами, а прокладки 5 герметизують два інші отвори на пластині. Для підведення та відведення теплоносіїв призначаються штуцери 1, 9, 10, 12, розміщені на нерухомій та рухомій плитах.

Теплообмінник на трьохпорній рамі (рис. 8.33) складається з нерухомої плити 3, в якій закріплені верхня 2 та нижня горизонтальні штанги. На штангах

розміщені теплообмінні пластини 4 та рухомі плити 5. Для стискання пакета пластин застосовують стяжки 6.

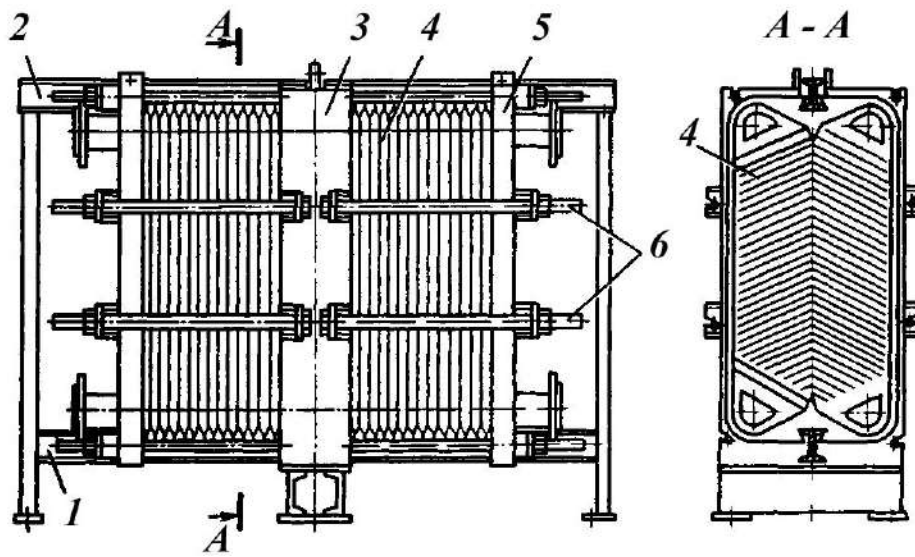


Рисунок 8.33 – Пластинчастий теплообмінник на трьохопорній рамі



Рисунок 8.34 – Схема компоновання пластинчастого теплообмінника у два симетричні пакети

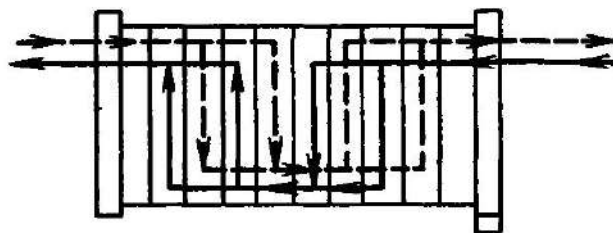


Рисунок 8.35 – Схема несиметричного компоновання пластин

У наведеному на рис. 8.34 теплообміннику пластини скомпоновані у два симетричні пакети – кожний для одного з теплоносіїв. За заданої витрати теплоносія необхідну швидкість його руху по каналах між пластинами досягають підбором кількості пластин у пакеті. Якщо витрати теплоносіїв значно

різняються, то для підтримки постійного гідравлічного опору каналів застосовують несиметричні схеми компоновки пластин. При цьому кількість каналів і пакетів для кожного теплоносія неоднакова (рис. 8.35).

Для конденсації пари із суміші з газами, що не конденсуються, як правило, застосовують схему компоновки, наведену на рис. 8.36 а.

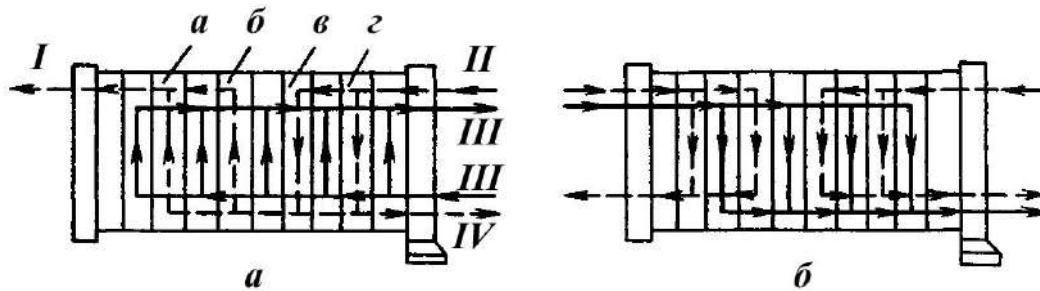


Рисунок 8.36 – Схеми спеціальних пластинчастих апаратів:

а – конденсатор; *б* – теплообмінник для трьох теплоносіїв

Фаза, що сконденсувалася, *IV*, виділяється з парогазової суміші *II* у каналах від першого пакета й відводиться з апарата, а несконденсовані гази потрапляють у канали *а* та *б* другого пакета, охолоджуються та відводяться з апарата. Охолоджувальна фаза *III* (вода) рухається по каналах одного пакета. Такі конденсатори парогазових сумішей працюють із більшим коефіцієнтом тепловіддачі, ніж стандартні кожухотрубчасті апарати.

За відповідного компоновки можна одержати багатосекційний апарат, у якому теплообмін між одним і двома іншими теплоносіями здійснюється у відповідних зонах (рис. 8.36 б).

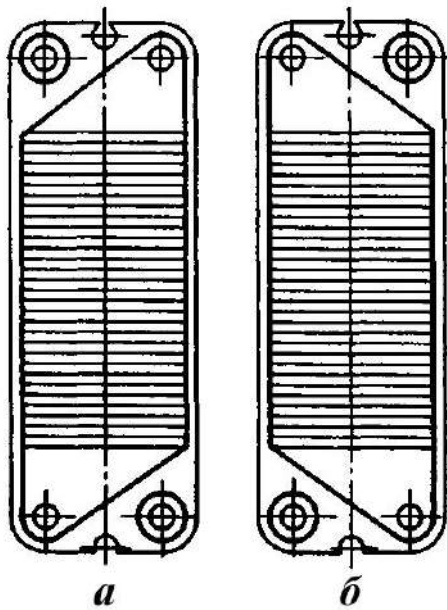


Рисунок 8.37 – Пластини з діагональним розміщенням отворів:
a – ліва; *б* – права

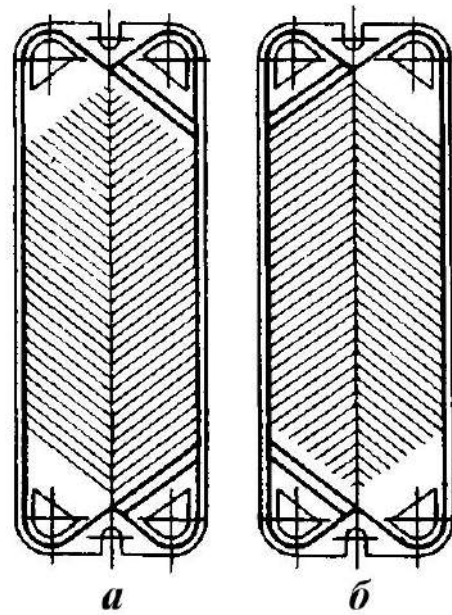


Рисунок 8.38 – Пластини з однобічним розміщенням отворів:
a – ліва; *б* – права

Теплообмінні пластини різняться розміщенням отворів для теплоносіїв на пластини: із діагональним (рис. 8.37) та однобічним (рис. 8.38) розміщенням. Обидва варіанти виконують як правими, так і лівими. Завдяки чергуванню в пакеті лівих та правих пластин утворюються дві системи каналів.

Пластини з однобічним розміщенням отворів взаємозамінні. При складанні праві пластини одержують їх розворотом щодо лівих на 180° . Ліві та праві пластини з діагональним розміщенням, відрізняються розташуванням прокладки й тому не є взаємозамінними. Крім розглянутих теплообмінних пластин, в апаратах застосовують граничні пластини, які потрібно установлювати на кінцях пакетів.

Пластинчасті теплообмінники комплектують пластинами, які штамнують із листового металу товщиною 1 мм. Гофри пластин звичайно мають у перетині профіль рівностороннього трикутника висотою 4–7 мм та довжиною основи 14–30 мм (для в'язких рідин до 75 мм). Гофри виконують горизонтальними, «у ялинку», під кутом до горизонталі та інших типів. Матеріал пластин – оцинкована або стійка до корозії сталь, титан, алюміній.

У розбірних теплообмінниках пластини 2 (рис. 8.39), як правило, кріплять скобою 3 на верхній штанзі 1. Нижня штанга не несе навантаження від маси пластин і слугує лише для фіксації їх у заданому положенні. Таке закріплення пластин дозволяє легко витягти їх із пакета або вставити до нього інші пластини (без зняття плити).

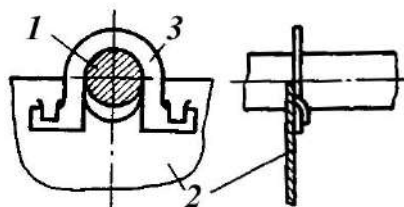


Рисунок 8.39 – Вузол кріплення пластини на верхній штанзі

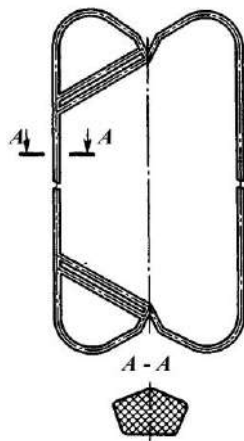


Рисунок 8.40 – Прокладка пластинчастого теплообмінника

Прокладки пластинчастих теплообмінників (рис. 8.40) виготовляють із гуми формуванням та кріплять у пазу пластини на клеї. Стійки та притискні плити пластинчастих теплообмінників зазвичай виготовляють із вуглецевих сталей товщиною 8–12 мм. До недоліків пластинчастих теплообмінників відносять неможливість їх застосування за тиску теплоносіїв більше ніж 1,6 МПа.

8.4.2. Спиральні теплообмінники

Теплообмінне устаткування цього типу виготовляють із поверхнею теплообміну 10–100 м². Такі апарати працюють як під вакуумом, так і за тиску до 1 МПа за температури робочого середовища 20–200 °С. Їх доцільно застосовувати для проведення процесу теплообміну між середовищами, що знаходяться як у рідинному, так і газовому агрегатному стані, а також для конденсації пари та парогазових сумішей. Поширення цих теплообмінників пояснюється пере-

важно простотою їх конструкції та виготовлення, компактністю. У такому апараті один із теплоносіїв (рис. 8.41) надходить до периферійного каналу й, рухаючись по спіралі, виходить із верхнього центрального каналу. Інший теплоносій надходить до центрального каналу й виходить із периферійного.

Площа поперечного перерізу каналів у такому теплообміннику по всій довжині стала, тому він може працювати із забрудненими рідинами (забруднення саме змивається потоком теплоносія). У спіральних теплообмінниках поверхня створюється двома сталевими стрічками 1 та 2, товщиною 3,5–6 мм та шириною 400–1 250 мм (рис. 8.42), згорнутими у спіраль так, що створюються канали прямокутного профілю *a* та *б*, по яких протитечійно рухаються теплоносії. Перший (від центру) виток спіралі закріплений розпірними дисками 4, зафіксованими поздовжніми розпірками 3.

На поверхні спіралі з кроком 70–100 мм приварені штифти 6 для додання конструкції теплообмінника жорсткості. Крім штифтів, під час навивання спіралі між її витками встановлюють смугові дистанційні вставки 5. Ці вставки разом зі штифтами забезпечують необхідний зазор між стрічками, який для стандартних теплообмінників становить 8–12 мм. Із торців апарат закритий кришками 8, змонтованими на прокладках 7.

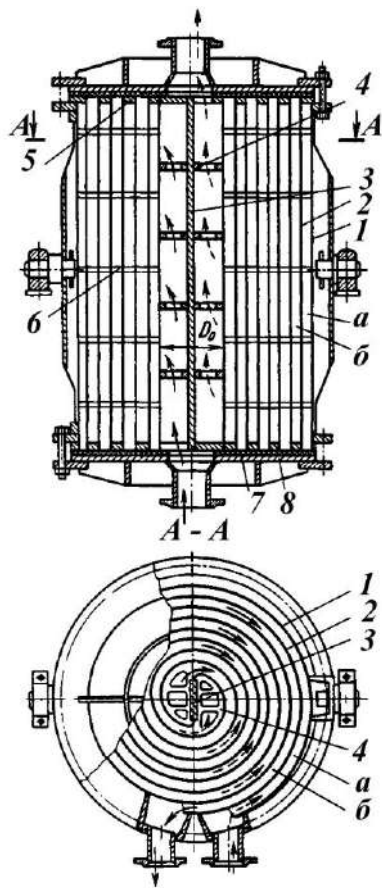


Рисунок 8.41 – Схема руху теплоносіїв у спіральному теплообміннику

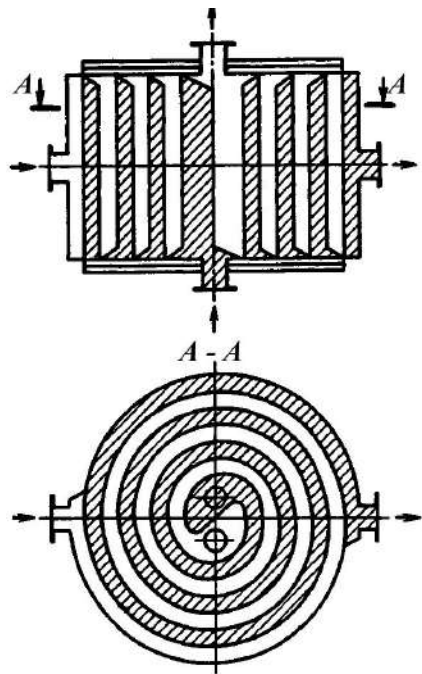


Рисунок 8.42 – Спіральний теплообмінник

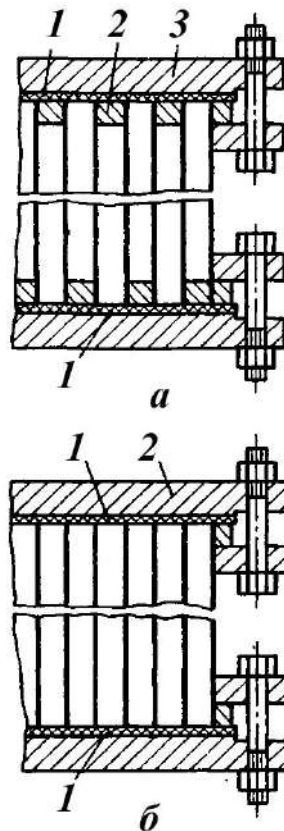


Рисунок 8.43 – Спіральні теплообмінники:

а – із тупиковими каналами; *б* – із наскрізними каналами

Залежно від способу ущільнення спіральних каналів із торців розрізняють теплообмінники з тупиковими та наскрізними каналами. Тупикові канали (рис. 8.43 а) утворюють приварюванням смугових вставок 2 до торця спіралі; з торців канали закриті кришками 3 із прокладкою. Після зняття кришок і прокладок обидва канали можна прочистити. Такий спосіб ущільнення каналів виключає можливість змішання теплоносіїв під час прориву прокладки й тому найпоширеніший. Наскрізні канали (рис. 8.43 б) з обох торців закриті кришками з прокладками 2. Вони легко піддаються чищенню, але не виключають можливості змішування теплоносіїв.

Спіральні теплообмінники з тупиковими каналами виготовляють у двох варіантах: із плоскою кришкою (для теплообміну між рідинами й газами) та конічною або сферичною кришкою (для конденсації пари й нагрівання рідин із високою в'язкістю). В апаратах із плоскою кришкою забезпечується протите-

чійний рух фаз, в апаратах із конічною й сферичною кришками – перехресний.

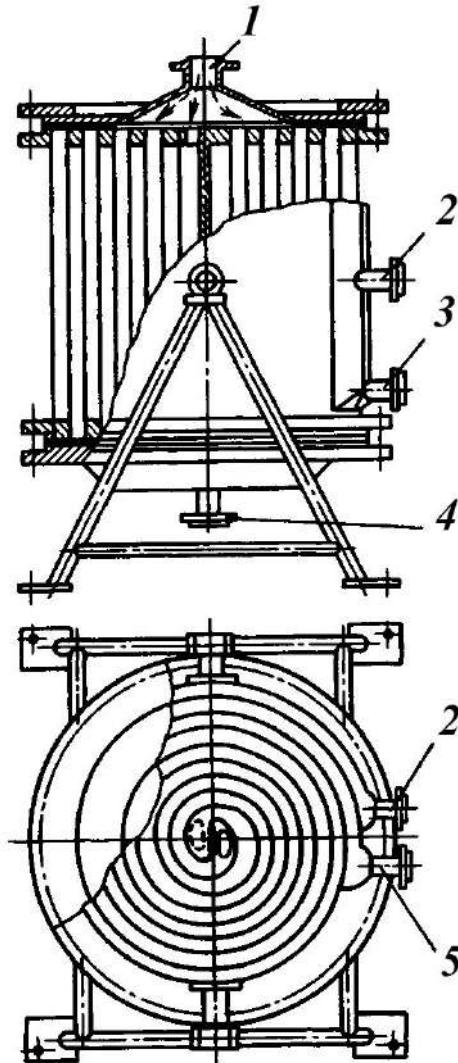


Рисунок 8.44 – Спіральний конденсатор

Теплообмінники з тупиковими каналами та конічною кришкою, що застосовуються як конденсатори зазвичай встановлюють вертикально (рис. 8.44). Вертикальне розміщення каналів виключає утворення пробок конденсату та гідравлічні удари. Завдяки конічній кришці, парогазова суміш (робоче середовище) подається до апарата зверху через штуцер 1. Конденсат, що утворюється, стікає по вертикальній стінці каналу, збирається в нижній частині апарата й зливається через штуцер 3; несконденсовані гази проходять кілька зовнішніх витків, охолоджуються й відводяться через штуцер 2 на корпусі теплообмінника. Холодоагент надходить до апарата через штуцер 5 і відводиться через штуцер 4.

8.5. Теплообмінники повітряного охолодження, «труба в трубі», зрошувальні, заглибні змішувальні та блокові апарати

8.5.1. Апарати повітряного охолодження

У нафтохімічній промисловості більшу частину теплообмінних апаратів становлять конденсатори та холодильники. Використання для конденсації та охолодження різних технологічних продуктів, апаратів водяного охолодження (кожухотрубчастих або зрошувальних) пов'язане зі значними витратами води, а відтак і з більшими експлуатаційними витратами.

Застосування апаратів повітряного охолодження як холодильників-конденсаторів має низку переваг: виключаються витрати на підготовку та перекачування води; знижується трудомісткість і вартість ремонту; не потрібно спеціального очищення зовнішньої поверхні труб, яку обтікає повітряний потік; полегшується регулювання процесу та ін.

Горизонтальний апарат повітряного охолодження (рис. 8.45) оснащений зварною рамою 1, на якій розміщено ряд теплообмінних секцій 2. Вони складаються з пучка поперечно-оребрених труб, до яких надходить середовище, що конденсується (охолоджується). Знизу до рами прикріплені дифузор 3 та колектор 6, у центральній частині якого знаходиться осьовий вентилятор 5. Вентилятор разом із кутовим редуктором 9 та електродвигуном 7 змонтовано на окремій рамі 8. Повітря, що нагнітає вентилятор, проходить між теплообмінними секціями та омиває зовнішню поверхню труб із ребрами. За цих умов забезпечуються конденсація та охолодження робочого середовища.

Для підвищення ефективності апарата до його конструкції додані розпилювальні форсунки 4, які автоматично вмикаються за підвищення температури навколишнього середовища в літній період експлуатації. За низьких температур (узимку) можна вимикати електродвигун і вентилятор. За такого способу конденсація та охолодження відбуваються природною конвекцією.

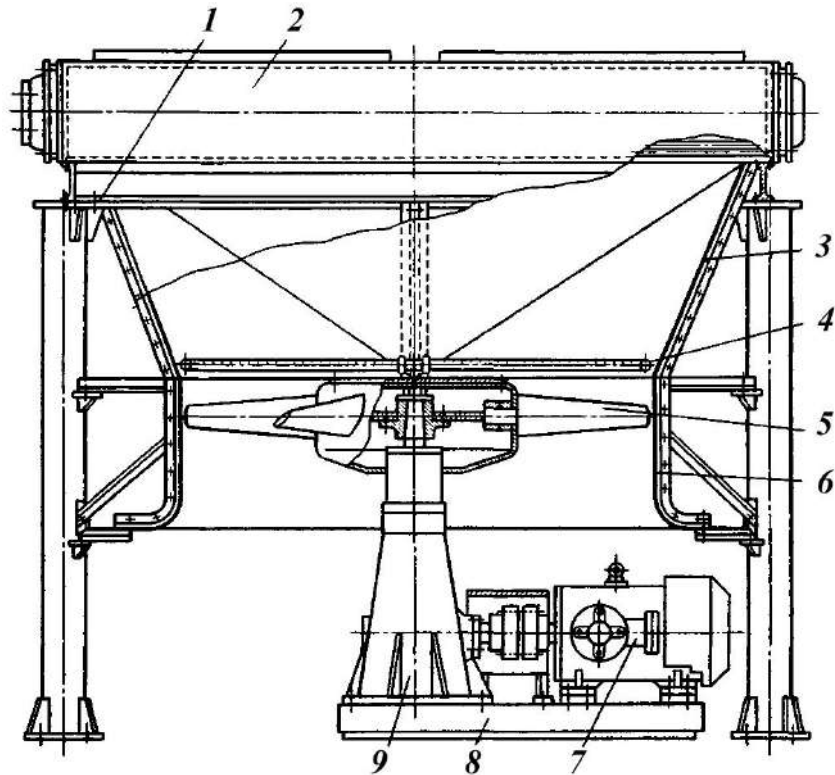


Рисунок 8.45 – Горизонтальний апарат повітряного охолодження

Інтенсивність теплотнімання можна регулювати, контролюючи витрату повітря, що прокачується, зміною кута нахилу лопатей вентилятора. Для цього в апаратах повітряного охолодження передбачений механізм дистанційного повороту лопатей із ручним або пневматичним приводом та жалюзі, встановлені над теплообмінними секціями. Жалюзійні заслінки можна повертати вручну або автоматично за допомогою пневматичного привода.

У зимовий час експлуатації існує небезпека переохолодження продукту, що конденсується. Щоб уникнути цього, під теплообмінними секціями потрібно установити змійовиковий підігрівач повітря з оребрених труб.

Секція апарата повітряного охолодження (рис. 8.46), що має великий об'єм, складається з чотирьох, шести або восьми рядів труб 3, розміщених по вершинах рівносторонніх трикутників у двох трубних ґратках 1. Труби закріплені розвальцюванням або розвальцюванням зі зварюванням. Секції можуть бути одно- та багатоходовими. У багатоходових секціях повітряного охолодження, де обсяг охолоджуваного середовища послідовно зменшується в міру його

пересування трубами, зменшується й кількість труб. Для забезпечення жорсткості трубного пучка секція укріплена металевим каркасом 4. Однак під час експлуатації гайки на шпильках 2, які з'єднують ґратки з каркасом, повинні бути відгвинчені на відстань, що перевищує можливе температурне подовження труб.

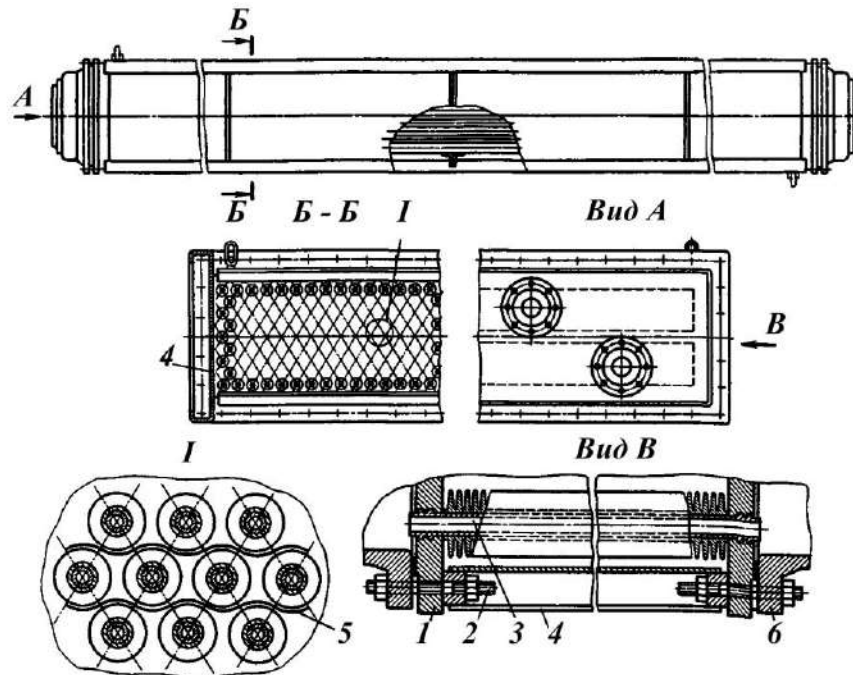


Рисунок 8.46 – Теплообмінна секція

У такому трубному пучку кожна труба може мати індивідуальний прогин. Для виключення можливого контакту ребер верхнього ряду труб із ребрами труб нижнього ряду між сусідніми рядами в декількох місцях по довжині труби поміщають дистанційні прокладки 5 шириною близько 15 мм з алюмінієвої стрічки товщиною 2 мм. Кришки 6 кріплять до трубних ґраток теплообмінних секцій за високого тиску без можливості розбирання або на шпильках. Якщо секція апарата багатоходова, кришки забезпечують перегородками, що ділять трубний пучок на ходи. Знімні кришки звичайно виливають зі сталі.

Як зазначено, труби в апаратах повітряного охолодження мають оребрення по зовнішній поверхні, оскільки коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні труб приблизно на порядок менший коефіцієнта для внутрішньої поверхні. Збільшення теплообмінної поверхні додаванням до труб ребер компенсує низь-

ку тепловіддачу з боку повітря. Коефіцієнт опребрення таких труб, що характеризує відношення зовнішньої поверхні труби з ребрами до поверхні гладкої труби такого самого діаметра, знаходиться в інтервалі 10–20. В апаратах повітряного охолодження застосовують вентилятори з діаметром колеса до 7 м. Колеса вентиляторів виготовляють з алюмінію або склопластику, дифузор – із листової сталі товщиною 2 мм. Електродвигуни привода можуть бути одно- і двошвидкісними. За застосування двошвидкісних електродвигунів у комбінації зі зниженням температури навколишнього середовища, можна працювати за меншої частоти обертання вентилятора.

8.5.2. Теплообмінні апарати «труба в трубі»

Апарати такого типу здебільшого застосовують для охолодження або нагрівання рідинних гомофазових систем, коли витрати теплоносіїв невеликі й вони не змінюють власного агрегатного стану. Іноді такі теплообмінники застосовують за високого тиску для рідких та газоподібних середовищ, наприклад як конденсатори у виробництві метанолу та аміаку.

Порівняно з кожухотрубчастими теплообмінниками «труба в трубі» мають менший гідравлічний опір простору між трубами. Однак за рівних теплообмінних характеристик вони менш компактні й більш металомісткі.

Теплообмінники «труба в трубі» можуть виготовлятися розбірними, нерозбірними, одно- та багатопотоковими.

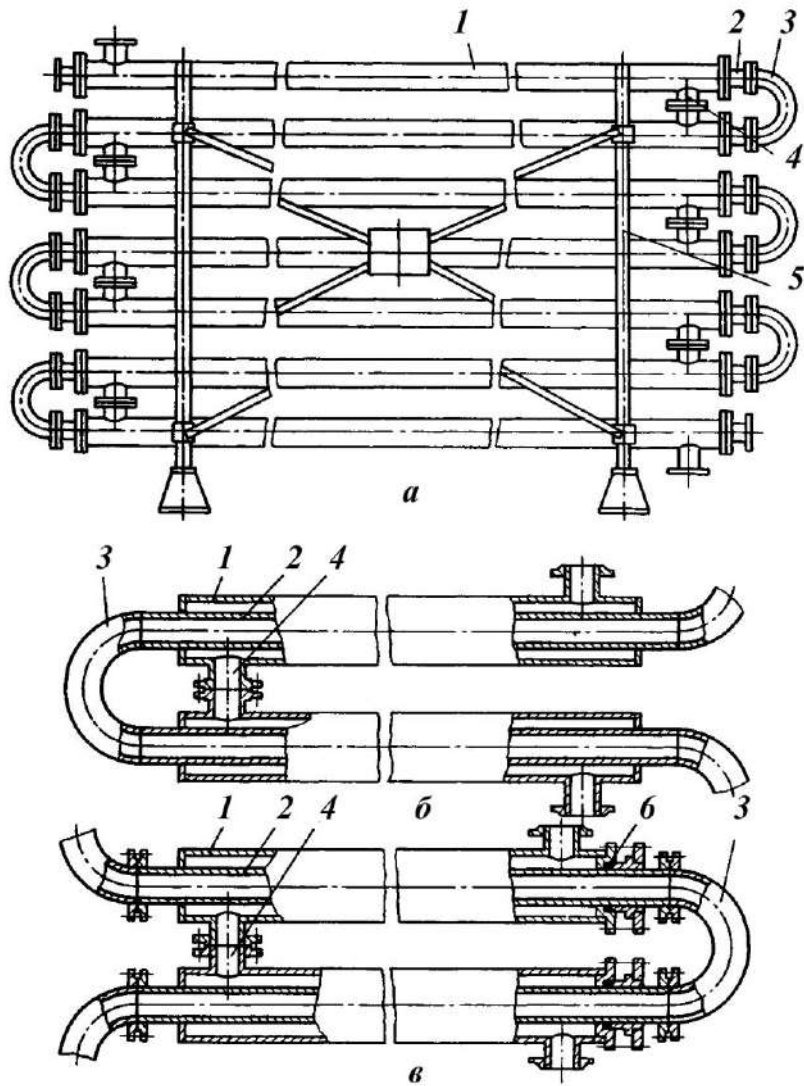


Рисунок 8.47 – Теплообмінник «труба в трубі»:

a – загальний вигляд; *б* – варіант твердого кріплення труб; *в* – варіант кріплення труб компенсувальним пристроєм

Однопотоковий нерозбірний теплообмінник (рис. 8.47) складається з окремих ланок, причому кожна містить зовнішню 1 (або кожухову) та внутрішню (або теплообмінну) 2 труби. Зовнішня труба двома приварними кільцями пов'язана із внутрішньою трубою 2 у ланку. Ланки, у свою чергу, зібрані у вертикальний ряд й утворюють теплообмінну секцію. При цьому внутрішні труби сполучені між собою згинами 3, а зовнішні – штуцерами 4 на фланцях або зваренням. Ланки закріплені скобами на металевому каркасі 5.

Нерозбірні теплообмінники – це конструкції жорсткого типу, тому їх не

застосовують за різниці температур більше ніж 70 °С. За більшого температурного перепаду, а також за необхідності механічного очищення міжтрубного простору застосовують теплообмінники з компенсувальним пристроєм на зовнішній трубі. У цьому разі кільцеву щілину між трубами з одного боку наглухо заварюють, а з іншого – ущільнюють сальником 6. У розбірних конструкціях теплообмінників забезпечується компенсація деформацій теплообмінних труб.

На рис. 8.48 наведено конструкцію розбірного багатопотокового теплообмінника «труба в трубі», подібну до кожухотрубчастого теплообмінника типу У.

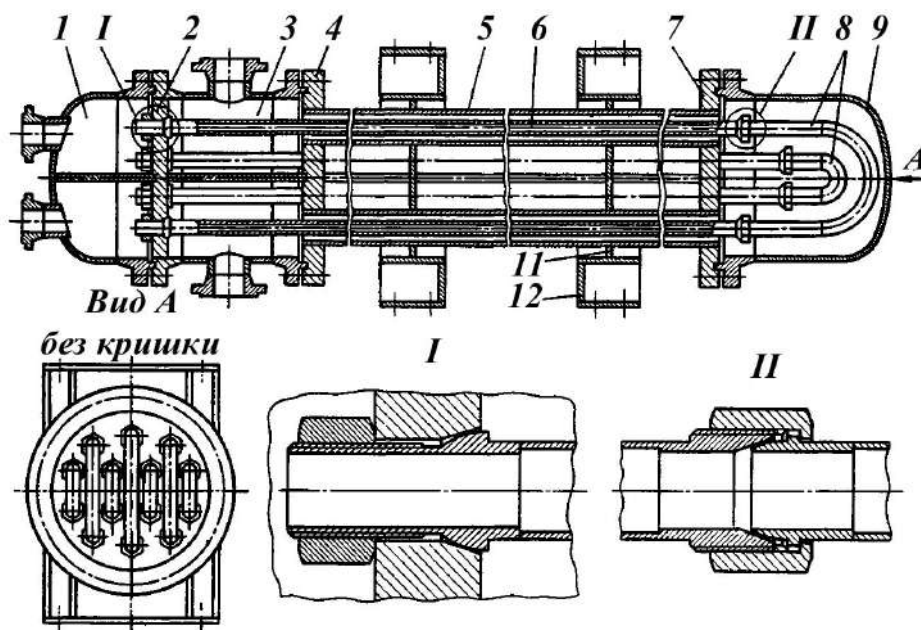


Рисунок 8.48 – Розбірний двопотоковий теплообмінник «труба в трубі»

Апарат складається з кожухових труб 5, розвальцьованих у двох трубних гратках: середній 4 та правій 7. Усередині кожухових труб розміщені теплообмінні труби 6, один кінець яких жорстко зв'язаний з лівою трубною граткою 2, а інший може переміщатися. Вільні кінці теплообмінних труб попарно сполучені колінами 8 та закрито камерою 9.

Для розподілу потоку теплоносія по теплообмінних трубах застосовується розподільна камера 1, а для розподілу теплоносія в міжтрубному просторі – розподільну камеру 3. Пластинами 11 кожухові труби жорстко сполучені з опорами 10.

Теплообмінник має два ходи по внутрішніх трубах і два по зовнішніх. Вузли з'єднання теплообмінних труб із трубними ґратками (вузол *I*) та із колінами (вузол *II*) ущільнені за рахунок притискання та деформації напівкульових ніпелів у конічних гніздах.

Ці апарати можуть працювати з потоками забруднених теплоносіїв, тому що внутрішню поверхню теплообмінних труб можна піддавати механічному очищенню. Оскільки можливість температурних подовжень кожухових труб через жорстке з'єднання їх з опорами обмежена, перепад температур входу та виходу середовища, що рухається по кільцевому зазору, не повинен перевищувати 150 °С.

8.5.3. Зрошувальні теплообмінники

Конструкція подібних апаратів складається з декількох рядів труб, розміщених одна над іншою. По зовнішній поверхні труб тонкою плівкою стікає охолоджувальна вода (рис. 8.49). Труби 2, через які прокачується робоче охолоджувальне середовище, з'єднані згинами 3.

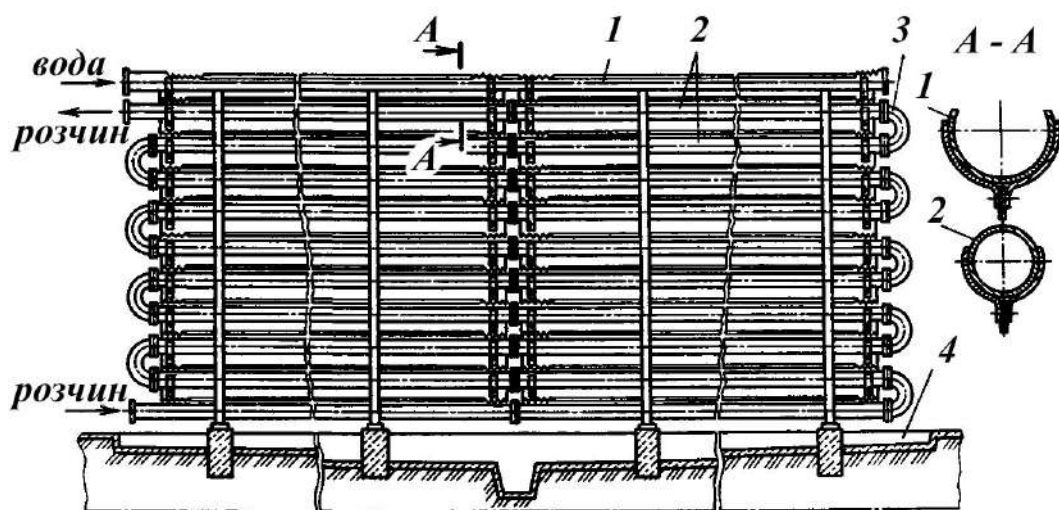


Рисунок 8.49 – Зрошувальний теплообмінник

Для розподілу зрошувальної води над верхньою трубою встановлений жолобковий або трубчастий зрошувач *1*. Із трубчастих зрошувачів вода витікає багатьма струменями через отвори, із жолобкових – через прорізи у верхньому краї лотка. За великої кількості труб у ряді або великій відстані між трубами зрошувачі можна встановлювати й між рядами труб. Унизу теплообмінника

розміщений піддон 4 для збирання води, що стікає з труб.

Теплообмінники, що встановлюються поза виробничими приміщеннями, для уникнення віднесення води поривами вітру, повинні бути огорожені. Теплоплота робочої рідини, що рухається по трубах, у зрошувальних теплообмінниках виділяється за рахунок нагрівання зрошувальної води і частково за рахунок її випаровування, внаслідок чого витрата води дещо менша, ніж для теплообмінників інших типів.

Зрошувальні теплообмінники мають низьку ефективність. У хімічній промисловості подібні теплообмінники застосовують для охолодження хімічно-агресивних середовищ, наприклад сірчаної кислоти, через те що їх конструкція проста у виготовленні й ці апарати можуть виготовлятися зі стійкого до корозії матеріалу, що погано піддається обробці, наприклад, із кислототривкого феросиліду.

8.5.4. Заглибні змійовикові теплообмінники

Ці апарати застосовують у хімічній промисловості для теплообміну між середовищами, одне з яких знаходиться під високим тиском. Як правило, до конструкції теплообмінників входять плоскі або циліндричні змійовики, занурені в робоче середовище у рідкому агрегатному стані. Інше рідке або газоподібне середовище під тиском рухається по трубах.

Змійовиковий холодильник (рис. 8.50) призначений для охолодження азотно-водневої суміші. Конструкція містить чотири кільцеві секції, встановлені паралельно по ходу газу та води. До зовнішньої та внутрішньої обичайок кожуха кожної секції 5 кріпляться колектори 3 для підведення та відведення із секцій охолодженої води. Колектори секцій зміщені один щодо одного на 90°. Газ надходить до кожної секції зверху по вертикальному колектору 2 і розподіляється по чотирнадцяти плоскостіральних змійовиках 4, приварених до нього. Охолоджена газова суміш виводиться по такому самому колектору до внутрішньої обичайки кожуха. Між змійовиками встановлена спіральна перегородка з листової сталі, від якої вода набуває спіралеподібного руху та продовжує плин уздовж витків протитечійно до напрямку руху газового середовища.

Ці теплообмінники характеризуються доброю здатністю до самостійної компенсації температурних напружень та низьким гідравлічним опором. Їх недолік – складність виготовлення та монтажу.

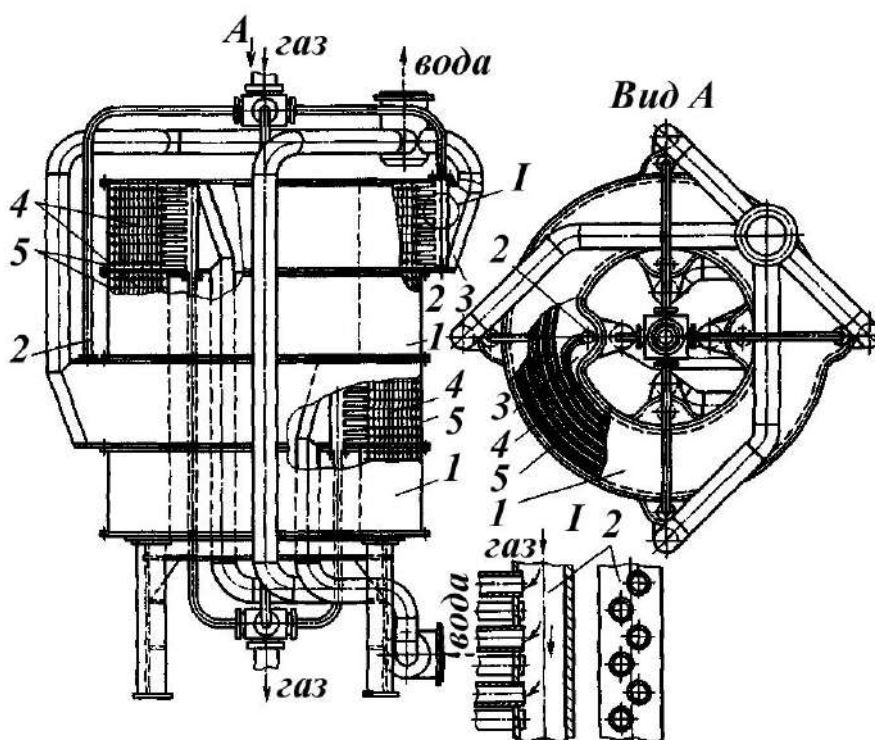


Рисунок 8.50 – Змійовиковий холодильник азотно-водневої суміші

8.5.5. Блокові теплообмінники

Апарати цього типу зазвичай виготовляють зі штучного графіту або графітопласта – пластмаси на основі фенолформальдегідної смоли, у якій як наповнювач застосовується дрібнодисперсний графіт. Такі теплообмінники мають низку вагомих переваг: вони ефективні, оскільки графіт за теплопровідністю в 4 рази перевищує сталь; мають високу стійкість до агресивних середовищ (кислот, лугів, органічних і неорганічних розчинників); відносно дешеві. До їх істотних недоліків потрібно віднести низьку міцність при розтягуванні та вигині, неможливість з'єднання деталей із цього конструкційного матеріалу способами, що за власною суттю є аналогічними паянню або зваренню металів. Основний метод з'єднання деталей на основі графіту – склеювання штучними смолами.

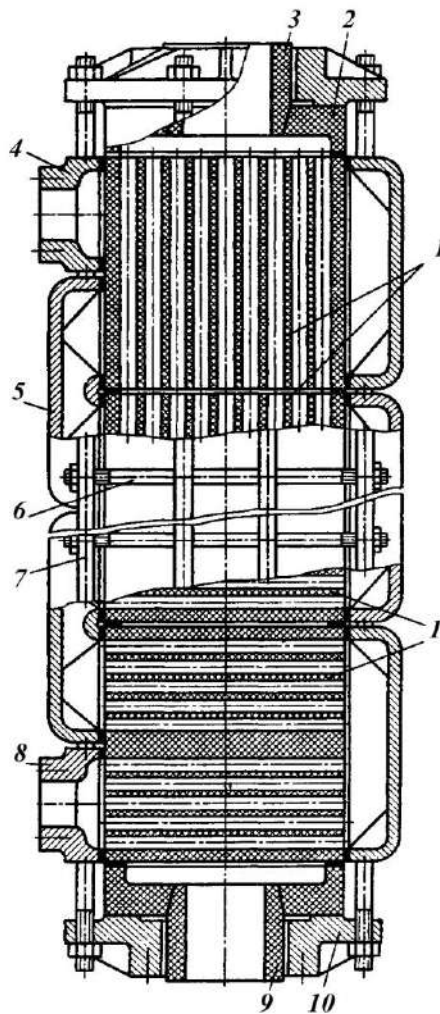


Рисунок 8.51 – Блоковий прямокутний вертикальний теплообмінник

Теплообмінні апарати такого типу (рис. 8.51) виготовляють із окремих пресованих блоків *1*, сполучених між собою спеціальним змащенням. У блоках є горизонтальні та вертикальні канали для проходження теплоносіїв.

Вузли з'єднання блоків можна також ущільнювати прокладками з термостійкої та стійкої до корозії гуми або фторопласта. Апарат має розподільні камери *2*, скріплені з блоками й між собою кришками *10* та стяжками *7*. Горизонтальні та бічні переливні канали сполучені камерами *5*, з'єднані між собою шпильками *6*. Таким чином досягається зигзагоподібний рух неагресивного середовища по висоті апарата. Патрубки *3* та *9* застосовуються для підведення та відведення агресивного, а патрубки *8* та *4* – неагресивного робочого середовища. Такі апарати застосовують як теплообмінники та конденсатори для агресивних середовищ.

8.6. Приклади розрахунків

8.6.1. Розрахунок кожухотрубчастого теплообмінника

Завдання до розрахунку. Розрахувати теплообмінний апарат для охолодження 1,1 кг/с діетилового ефіру від +25 до -10 °С розсолем – розчином хлористого кальцію 23,8 %_{мас}, що надходить із холодильної машини. Розсіл нагрівається від -15 до -12 °С. Тиск у технологічних лініях ефіру та розсолу 0,3 МПа. Потрібно запропонувати кілька варіантів інженерного розв'язання цієї задачі, підбравши кілька апаратів, що відрізняються гідродинамічним режимом руху теплоносіїв.

Розв'язання

Загальна частина

1. Визначимо витрату теплоти та витрату розсолу. Візьмемо індекс «1» для гарячого теплоносія (діетилового ефіру), індекс «2» – для холодного теплоносія (розсолу).

Знайдемо середню температуру розсолу:

$$t_2 = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} = \frac{-15 + (-12)}{2} = -13,5 \text{ °С},$$

середню температуру діетилового ефіру

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{сеп} = -13,5 + 16 = +2,5 \text{ °С}.$$

У цих розрахунках, $\Delta t_{сеп}$ – середня різниця температур, що під час протічії теплоносіїв дорівнює $\Delta t_{сеп} = 16 \text{ К}$.

$$\begin{array}{ccc} +25 & \xrightarrow{\text{ефір}} & -10 \\ -12 & \xleftarrow{\text{розсол}} & -15 \\ \hline \Delta t_{\sigma} = 37 & & \Delta t_{\mu} = 5 \end{array}$$
$$\Delta t_{сеп} = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\mu}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\mu}}\right)} = \frac{37 - 5}{\ln\left(\frac{37}{5}\right)} = 16 \text{ К}.$$

З урахуванням втрат холоду в розмірі 5 % витрата теплоти

$$Q = 1,05G_1c_1(t_{1н} - t_{1к}) = 1,05 \cdot 1,1 \cdot 2140 [25 - (-10)] = 86500 \text{ Вт},$$

витрата розсолу

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{86500}{2900[-12 - (-15)]} = 9,9 \text{ кг/с},$$

де $c_1 = 2140$ Дж/(кг · К) і $c_2 = 2900$ Дж/(кг · К) – питомі теплоємності ефіру та розсолу за їх середніх температур $t_1 = +2,5$ °С та $t_2 = -13,5$ °С.

Об'ємні витрати ефіру та розсолу:

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{1,1}{733} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{9,9}{1220} = 8,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

де $\rho_1 = 733$ кг/м³ та $\rho_2 = 1220$ кг/м³ – густина ефіру та розсолу.

2. Заплануємо варіанти теплообмінних апаратів. Для цього визначимо орієнтовне значення площі поверхні теплообміну, вважаючи, що орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі $K_{op} = 250$ Вт/(м²·К), тобто взявши його таким, як при теплообміні від рідини до рідини для вуглеводнів та масел:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op}\Delta t_{сер}} = \frac{86500}{250 \cdot 16} \approx 22 \text{ м}^2.$$

Значення $F_{op} = 22$ м² свідчить, що проєктований холодильник може бути:

- теплообмінником типу «труба в трубі»;
- елементним, тобто складеним із декількох кожухотрубчастих апаратів меншої площі, що послідовно з'єднані;
- одиночним кожухотрубчастим апаратом.

Для забезпечення інтенсивного теплообміну підберемо апарат із турбулентним режимом руху теплоносіїв. Оскільки розсіл може давати забруднення, його спрямовують в трубний простір, ефір – у міжтрубний.

У теплообмінних трубах ($\varnothing 25 \times 2$ мм) холодильників швидкість руху розсолу за $Re_2 > 10\,000$ повинна бути більшою

$$w'_2 = \frac{Re_2 \mu_2}{d_2 \rho_2} = \frac{10000 \cdot 7,165 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1220} = 2,8 \text{ м/с,}$$

де $\mu_2 = 7,165 \cdot 10^{-3}$ Па \cdot с – в'язкість розсолу за $t_2 = -13,5$ °С.

При цьому прохідний переріз трубного простору повинен бути меншим:

$$S'_2 = \frac{V_2}{w'_2} = \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{2,8} = 2,89 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Кожухотрубчастий холодильник найменшого діаметра 159 мм із кількістю труб 13 має $S_T = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м². Отже, турбулентний режим руху розсолу можна забезпечити лише в апараті з меншим перерізом трубного простору, тобто в теплообміннику типу «труба в трубі».

Варіант 1. Теплообмінник «труба в трубі».

1.1. Розглянемо апарат, виготовлений із труб 89×4 мм (зовнішня труба) та $57 \times 3,5$ мм (внутрішня труба). Швидкість розсолу в трубах для забезпечення турбулентного режиму повинна бути більшою

$$w'_2 = \frac{10000 \mu_2}{d_2 \rho_2} = \frac{10000 \cdot 7,165 \cdot 10^{-3}}{0,05 \cdot 1220} = 1,17 \text{ м/с.}$$

Число паралельно працюючих труб $57 \times 3,5$ мм при цьому

$$n' = \frac{V_2}{0,785 d_2^2 w'_2} = \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,05^2 \cdot 1,17} = 3,53.$$

Візьмемо $n = 2$. Визначимо швидкість і критерій Рейнольдса для розсолу:

$$w_2 = \frac{V_2}{0,785 d_2^2 n} = \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,05^2 \cdot 2} = 2,07 \text{ м/с;}$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{2,07 \cdot 0,05 \cdot 1220}{7,165 \cdot 10^{-3}} = 17650,$$

для ефіру

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,785(D^2 - d^2)n} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,785(0,081^2 - 0,057^2) \cdot 2} = 0,27 \text{ м/с};$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,27 \cdot 0,024 \cdot 733}{0,28 \cdot 10^{-3}} = 16960,$$

де еквівалентний діаметр $d_e = D - d = 0,081 - 0,057 = 0,024$ м.

1.2. Складемо схему процесу теплопередачі (рис. 8.52).

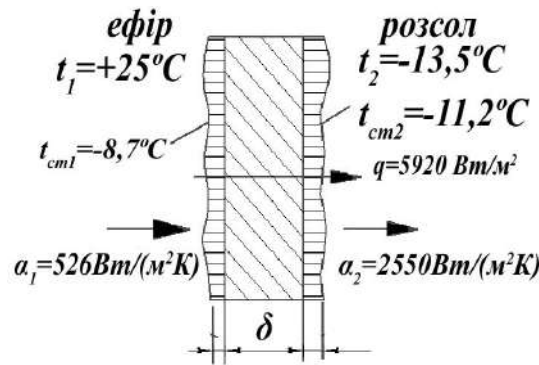


Рисунок 8.52 – Схема до розрахунку теплообмінника

Теплопередача для обох потоків у цьому разі описується рівнянням

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

За довідниковими даними візьмемо коефіцієнт $\varepsilon_l = 1$, вважаючи, що $L/d_e > 50$.

Оскільки температури стінок із боку ефіру t_{CT1} та розсолу t_{CT2} поки невідомі, візьмемо співмножник $\left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}$ таким, що дорівнює одиниці для обох потоків (що дозволяє зробити сама форма рівняння).

- Визначимо коефіцієнт тепловіддачі для ефіру:

- критерій Прандтля для ефіру при +2,5 °C

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2140 \cdot 0,28 \cdot 10^{-3}}{0,136} = 4,4,$$

де $\lambda_1 = 0,136$ Вт/(м · К) – коефіцієнт теплопровідності ефіру;

- критерій Нуссельта для ефіру

$$Nu'_1 = 0,021 \cdot 1 \cdot 16960^{0,8} \cdot 4,4^{0,43} \cdot 1 = 94,8;$$

таким чином, критерій тепловіддачі від ефіру до стінки

$$\alpha'_1 = \frac{Nu \lambda_1}{d_1} = \frac{94,8 \cdot 0,136}{0,024} = 537 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

- Визначимо коефіцієнт тепловіддачі для розсолу:

- критерій Прандтля для розсолу за –13,5 °C

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2900 \cdot 7,165 \cdot 10^{-2}}{0,473} = 44,$$

де $\lambda_2 = 0,473$ Вт/(м · К) – коефіцієнт теплопровідності розсолу;

- критерій Нуссельта

$$Nu'_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 17650^{0,8} \cdot 44^{0,43} \cdot 1 = 262;$$

відтак критерій тепловіддачі від стінки до розсолу

$$\alpha'_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{262 \cdot 0,473}{0,050} = 2480 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Термічний опір стінки й забруднень

$$\sum r_{CT} = \frac{1}{5800} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{1}{5800} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{CT} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{537} + 4,2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2480}} = 373 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поверхнева щільність теплового потоку

$$q' = K' \Delta t_{CEP} = 373 \cdot 16 = 5970 \text{ Вт/м}^2.$$

1.3. Визначимо орієнтовні значення t'_{CT1} й t'_{CT2} , виходячи з того, що

$$q' = K' \Delta t_{CEP} = \alpha'_1 \Delta t'_1 = \frac{1}{\sum r_{CT}} \Delta t'_2 = \alpha'_2 \Delta t'_2, \text{ де сума } \Delta t'_1 + \Delta t'_{CT} + \Delta t'_2 = \Delta t_{CEP}. \text{ Знайдемо}$$

$$\Delta t'_1 = \frac{q'}{\alpha'_1} = \frac{5970}{537} = 11,1 \text{ К};$$

$$\Delta t'_{CT} = q' \sum r_{CT} = 5970 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4} = 2,5 \text{ К};$$

$$\Delta t'_2 = q' \frac{1}{\alpha'_2} = \frac{5970}{2480} = 2,4 \text{ К}.$$

Перевірка: сума $\Delta t'_1$, $\Delta t'_{CT}$ і $\Delta t'_2$ дорівнює Δt_{CEP} : $11,1 + 2,5 + 2,4 = 16 \text{ К} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$.

Звідси $t'_{CT1} = t_1 - \Delta t'_1 = 2,5 - 11,1 = -8,6 \text{ }^\circ\text{C}$; $t'_{CT2} = t_2 - \Delta t'_2 = -13,5 + 2,4 = -11,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Введемо виправлення до коефіцієнтів тепловіддачі, визначивши $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{CT}} \right)^{0,25}$.

Критерій Прандтля для ефіру за $t_{CT1} = -8,6 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_{CT1} = \frac{c_{CT1} \mu_{CT1}}{\lambda_{CT1}} = \frac{2050 \cdot 0,322 \cdot 10^{-3}}{0,137} = 4,85.$$

Критерій Прандтля для розсолу за $t_{CT2} = -11,1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_{CT2} = \frac{c_{CT2} \mu_{CT2}}{\lambda_{CT2}} = \frac{2900 \cdot 6,2 \cdot 10^{-3}}{0,475} = 38.$$

Коефіцієнти тепловіддачі:

- для ефіру

$$\alpha_1 = \alpha'_1 \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{CT1}} \right)^{0,25} = 537 \left(\frac{4,4}{4,85} \right)^{0,25} = 526 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- для розсолу

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{CT2}} \right)^{0,25} = 2480 \left(\frac{44}{38} \right)^{0,25} = 2550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Виправлені значення K , q , t_{CT1} , t_{CT2} :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{526} + 4,2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2550}} = 370 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q = K \Delta t_{CEP} = 370 \cdot 16 = 5920 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t_{CT1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 2,5 - \frac{5920}{526} = -8,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t'_{CT2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = -13,5 + \frac{5920}{2550} = -11,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Подальше уточнення α_1 , α_2 та інших величин не потрібне, тому що розбіжність між α'_1 , α_1 та α_2 , α'_2 ... не перевищує 5 %.

1.4. Розрахункова площа поверхні теплопередачі

$$F'_P = \frac{Q}{q} = \frac{86500}{5920} = 14,6 \text{ м}^2.$$

Беремо площу поверхні із запасом 10 %: $F_P = 16,1 \text{ м}^2$.

Площа поверхні теплообміну одного елемента довжиною 6 м

$$F_1 = \pi d_{CEP} L = 3,14 \cdot 0,0535 \cdot 6 = 1,01 \text{ м}^2.$$

Число елементів у кожній із двох секцій

$$N = \frac{F_p}{nF_1} = \frac{16,1}{2 \cdot 1,01} = 8 \text{ од.}$$

Загальне число елементів $n = 2 \cdot 8 = 16$ од. Маса апарата «труба в трубі» за даними каталогу – 1 600 кг.

Варіант 2. Кожухотрубчастий холодильник діаметром 159 мм із трубами 25×2 мм.

2.1. Швидкість та критерій Рейнольдса:

- для розсолу

$$w_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{V_2}{0,785d_2^2 n} = \frac{0,0051}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 13} = 1,81 \text{ м/с;}$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{1,81 \cdot 0,021 \cdot 1220}{7,165 \cdot 10^{-3}} = 6500 \text{ ;}$$

- для ефіру

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{0,0015}{0,8 \cdot 10^{-2}} = 0,187 \text{ м/с;}$$

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,187 \cdot 0,025 \cdot 733}{0,28 \cdot 10^{-3}} = 12300 \text{ ,}$$

де $S_1 = 0,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ – стандартний прохідний переріз міжтрубного прос-

тору між перегородками; $\mu_1 = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ\text{С}$ – в'язкість ефіру за $+2,5 \text{ }^\circ\text{С}$;

$d_1 = 0,025 \text{ м}$ – зовнішній діаметр труб, що визначає лінійний розмір при поперечному обтіканні.

2.2. Для розрахунку процесу теплопередачі в цьому разі необхідно знати температури t_{CT1} та t_{CT2} . Для потоку в трубах при $\text{Re}_2 < 10\,000$ значення t_{CT2} впливає на вибір розрахункової формули (добуток GrPr). Візьмемо значення t_{CT1} та t_{CT2} , виходячи з того, що $t_1 > t_{CT1} > t_{CT2} > t_2$, наприклад, $t_{CT1}' = -10 \text{ }^\circ\text{С}$;

$t'_{CT2} = -11$ °C (із подальшою перевіркою):

• коефіцієнт тепловіддачі для ефіру ($Re_1 = 12\,300$); при поперечному омиванні трубного пучка потоком ($Re > 1\,000$) рекомендується співвідношення

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

візьмемо за довідником $\varepsilon_\varphi = 0,6$; критерій Прандтля для ефіру при $t_{CT1} = -10$ °C;

$$Pr'_{CT1} = \frac{c_{CT1} \mu_{CT1}}{\lambda_{CT1}} = \frac{2070 \cdot 0,328 \cdot 10^{-3}}{0,136} = 5,0.$$

Отже,

$$Nu'_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 12300^{0,6} \cdot 4,4^{0,36} \left(\frac{4,4}{5,0} \right)^{0,25} = 105;$$

$$\alpha'_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_1} = \frac{105 \cdot 0,136}{0,025} = 570 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

• коефіцієнт тепловіддачі для розсолу ($Re_2 = 6\,500$); для вибору розрахункової формули визначимо добуток ($GrPr$) за середньої температури прилежового шару

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_{CT2} + t_2) = 0,5[-11 + (-13,5)] = -12,25 \text{ °C};$$

фізичні властивості розсолу за $t_2 = -12,25$ °C: $\rho_2 = 1220$ кг/м³;

$\mu_2 = 6,7 \cdot 10^{-3}$ Па · с; $\lambda_2 = 0,475$ Вт/(м · К); $c_2 = 2\,902$ Дж/(кг · К);

$\beta_2 = 0,35 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹;

$$Pr' = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2902 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3}}{0,475} = 40,9;$$

$$Gr' = \frac{g d_2^3 \rho_2^2}{\mu_2^2} = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 1220^2}{(6,7 \cdot 10^{-3})^2} 0,35 \cdot 10^{-3} [-11 - (-13,5)] = 2,4 \cdot 10^2;$$

$$(Gr'Pr') = 2,4 \cdot 10^3 \cdot 40,9 = 9,8 \cdot 10^4.$$

Визначимо Nu_2 при $(Gr_2Pr_2) < 8 \times 10^5$ за значення критерію Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{6500}{\frac{Nu}{Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}}} = 22,$$

$$Nu'_2 = 22Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT2}} \right)^{0,25} = 22 \cdot 44^{0,43} \left(\frac{44}{38} \right)^{0,25} = 115,$$

(де $Pr_{CT2} = 38$ за $t_{CT2} = -11$ °C);

$$\alpha'_2 = \frac{Nu'_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{115 \cdot 0,473}{0,021} = 2590 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{570} + 4,2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2590}} = 390 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхнева щільність теплового потоку

$$q' = K \Delta t_{CT} = 390 \cdot 16 = 6240 \text{ Вт/м}^2.$$

2.3. Уточнимо значення t_{CT1} і t_{CT2} :

$$t_{CT1} = t_1 - \Delta t_1 = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = +2,5 - \frac{6240}{570} = -8,5 \text{ °C};$$

$$t_{CT2} = t_2 + \Delta t_2 = -t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = -13,5 + \frac{6240}{2590} = -11,1 \text{ °C}.$$

За результатами розрахунків з'явилась істотна розбіжність між значеннями t_{CT1} та t_{CT2} (-10 °C та $-8,5$ °C), однак це не впливає на коефіцієнт теплопередачі α_1 , тому що критерій Прандтля ефіру за $-8,5$ °C дорівнює 4,9, що близько до $Pr'_{CT1} = 5,0$ (за -10 °C).

Отже, остаточно задамося $t_{CT1} = -8,5$ °C, $t_{CT2} = -11,1$ °C.

2.4. Розрахункова площа поверхні теплопередачі становить

$$F'_p = \frac{Q}{q} = \frac{86500}{6240} = 13,85 \text{ м}^2.$$

Стверджуємо її із запасом 10 %: $F_p = 15,2 \text{ м}^2$.

Беремо до впровадження апарати довжиною 3 м. Площа поверхні теплообміну одного апарата за середнім діаметром труб, у такому разі

$$F = \pi d_{\text{сеп}} n L = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 13 \cdot 3 = 2,81 \text{ м}^2.$$

Необхідна кількість апаратів

$$N = \frac{F_p}{n F_1} = \frac{16,1}{2 \cdot 1,01} = 8 \text{ од.}$$

Візьмемо $N = 6$. Запас поверхні при цьому становить

$$\frac{FN - F'_p}{F'_p} = \frac{2,18 \cdot 6 - 13,85}{13,85} \cdot 100 \% = 21,3 \%$$

За даними каталогу маса одного апарата діаметром 159 мм із трубами довжиною 3 м дорівнює $M_1 = 255$ кг, маса елементного теплообмінника, що містить N апаратів,

$$M = M_1 \cdot N = 255 \cdot 6 = 1530 \text{ кг.}$$

Апарати за варіантами 1 та 2 мають високу металомісткість (~ 100 кг/м² поверхні теплообміну) – у цьому й полягає їх основний загальний недолік. Крім того, обидва варіанти відрізняються великою кількістю елементів та фланцевих з'єднань, що можуть створювати певні незручності під час обслуговування (заміна прокладок, перевірка герметичності та ін.). Тому вважаємо доцільним як варіант розглянути кожухотрубчастий теплообмінник більшого діаметра, наприклад апарат $D = 273$ мм або $D = 325$ мм.

Варіант 3. Кожухотрубчастий холодильник діаметром $D = 273$ мм із трубами 25×2 мм

3.1. Швидкість та критерій Рейнольдса:

- для розсолу

$$w_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{V_2}{0,785d^2n} = \frac{0,0081}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 37} = 0,635 \text{ м/с,}$$

де $n = 37$ – стандартна кількість труб;

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,635 \cdot 0,021 \cdot 1220}{7,165 \cdot 10^{-3}} = 2280;$$

- для ефіру

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{0,0015}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,136 \text{ м / с;}$$

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,136 \cdot 0,025 \cdot 733}{0,28 \cdot 10^{-3}} = 10000,$$

де $S_1 = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ – стандартний прохідний переріз міжтрубного простору.

3.2. Для теплового розрахунку орієнтовно беремо $t_{CT1} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $t_{CT2} = -11 \text{ }^\circ\text{C}$:

- коефіцієнт тепловіддачі для ефіру; за $\text{Re}_1 = 10\,000$:

$$\text{Nu}'_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 10000^{0,6} \cdot 4,4^{0,36} \left(\frac{4,4}{5,0} \right)^{0,25} = 97,5;$$

$$\alpha'_1 = \frac{\text{Nu}'_1 \lambda_1}{d_1} = \frac{197,5 \cdot 0,136}{0,025} = 530 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К);}$$

- коефіцієнт тепловіддачі для розсолу; для вибору розрахункового співвідношення при $\text{Re}_2 = 2\,280$ визначимо добуток $\text{Re} \frac{d}{L}$ за середньої температури прилежового шару t_2

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_{CT2} + t_2) = 0,5[-11 + (-13,5)] = -12,25 \text{ }^\circ\text{C};$$

за максимальної довжини труби $L = 3$ м:

$$Pe \frac{d}{L} = \frac{w d c \rho d}{\lambda L} = \frac{0,635 \cdot 2900 \cdot 1220 \cdot 0,021 \cdot 0,021}{0,47 \cdot 3} = 700;$$

при значенні $Pe \frac{d}{L} > 20$ застосовується формула

$$Nu = 1,55 \varepsilon_t \left(Pe \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,14};$$

візьмемо $\varepsilon_t = 1$; в'язкість розсолу: $\mu_{CT} = 6,35 \cdot 10^{-3}$ за $t_{CT2} = -11 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$Nu'_2 = 1,55 \cdot 1 \cdot 700^{1/3} \left(\frac{7,165 \cdot 10^{-3}}{6,35 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} = 14,0;$$

$$\alpha'_2 = \frac{Nu'_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{14 \cdot 0,470}{0,021} = 313 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{CT} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{530} + 4,2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{313}} = 181 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поверхнева щільність теплового потоку

$$q' = K' \Delta t_{CT} = 181 \cdot 16 = 2900 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Перевіримо значення t_{CT1} та t_{CT2} :

$$t_{CT1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = +2,5 - \frac{2900}{530} = -3 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{CT2} = -t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = -13,5 + \frac{2900}{313} = -4,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За цих значень t_{CT1} та t_{CT2} зробимо новий розрахунок. Уведення виправ-

лення до значення коефіцієнта тепловіддачі для ефіру не потрібне, тому що співмножник $\left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25}$ за нових умов близький до встановленого попереднім розрахунком.

Для розсолу визначальна температура

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_{CT2} + t_2) = 0,5[-11 + (-13,5)] = -12,25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Фізичні властивості розсолу за $\bar{t}_2 = -8,85 \text{ }^\circ\text{C}$: $\rho = 1220 \text{ кг/м}^3$; $c_2 = 2910 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; $\mu_2 = 5,71 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\lambda = 0,48 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Отже,

$$Pe = \frac{wdc\rho}{\lambda} = \frac{0,635 \cdot 0,021 \cdot 2910 \cdot 1220}{0,48} = 99000;$$

$$Pe \frac{d}{L} = 99000 \cdot \frac{0,021}{3} = 690.$$

Порівняння добутків $Pe \frac{d}{L}$ для розглянутих значень t_{CT2} свідчить, що вони також близькі, відтак введення виправлення до значення α_2 не потрібне.

3.4. Розрахункова площа поверхні теплопередачі

$$F'_p = \frac{Q}{q} = \frac{86500}{2900} = 29,8 \text{ м}^2.$$

Беремо із запасом 10 %: $F_p = 32,7 \text{ м}^2$. Площа поверхні теплопередачі одного апарата з трубами довжиною $L = 3 \text{ м}$

$$F_1 = \pi d_{сеп} n L = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 37,3 = 8 \text{ м}^2.$$

Необхідна кількість апаратів

$$N' = \frac{F_p}{F_1} = \frac{32,7}{8} = 4,1 \text{ од.}$$

Візьмемо $N = 4$. Отже, запас

$$\frac{FN - F'_p}{F'_p} = \frac{4 \cdot 8 - 29,8}{29,8} \cdot 100 \% = 7,4 \%$$

Маса одного апарата $D = 273$ мм із трубами $L = 3$ м дорівнює $M_1 = 553$ кг.

Маса всіх апаратів

$$M = M_1 \cdot N = 553 \cdot 4 = 2212 \text{ кг.}$$

Розрахунок свідчить, що подальше зменшення швидкості розсолу стане причиною ще більшого зниження коефіцієнта K та зростання поверхні теплопередачі. Однак з огляду на ті обставини, що у великих апаратах витрата металу на одиницю площі теплообміну менша, ніж у малих, проведемо розрахунок одноходового апарата $D = 400$ мм із трубами 25×4 мм. Іншим напрямком може бути застосування багатохідних апаратів (варіант б).

Варіант 4. Кожухотрубчастий одноходовий апарат $D = 400$ мм.

Алгоритм проведення інженерних розрахунків аналогічний попередньому. Наведемо лише остаточні результати. В апараті з трубами довжиною $L = 6$ м для ефіру: $w_1 = 0,0425$ м/с; $Re_1 = 2790$; $\alpha_1 = 292$ Вт/(м · К); для розсолу: $w_2 = 0,261$ м/с; $Re_2 = 930$; $\alpha_2 = 197$ Вт/(м · К). Коефіцієнт теплопередачі $K = 112$ Вт/(м · К). Поверхнева густина теплового потоку $q = 1790$ Вт/м². Розрахункова площа поверхні теплопередачі

$$F'_p = \frac{Q}{q} = \frac{86500}{1790} = 48,4 \text{ м}^2,$$

що із запасом 10 % становить $F_p = 53$ м². Площа поверхні теплообміну одного апарата

$$F_1 = \pi d_{\text{сеп}} n L = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 111 \cdot 6 = 48,2 \text{ м}^2.$$

Провівши порівняння F_1 та F'_p , можна встановити, що від апарата з трубами $L = 6$ м доведеться відмовитися, тому що під час його впровадження ви-

ключається запас за поверхнею теплообміну (застосовуючи апарат із діаметром $D = 400$ мм та довжиною труб $L = 6$ м, щоб підвищити q за рахунок Δt_{CEP} , доведеться вдатися до більшого охолодження розсолу).

Варіант 5. В апаратах із трубами $L = 4$ м: $\alpha_1 = 292$ Вт/(м · К); $\alpha_2 = 242$ Вт/(м · К); $K = 125$ Вт/(м · К). Площа поверхні теплообміну: $F'_P = 43,4\text{м}^2$; із 10 % запасом: $F_P = 47,7\text{м}^2$. Для одного апарата $F_1 = 32,2\text{м}^2$. Кількість

$$N' = \frac{47,7}{32,2} = 1,48.$$

Візьмемо кількість теплообмінників $N = 2$. Запас за поверхнею становить

$$\frac{FN - F'_P}{F'_P} = \frac{64,4 - 4,34}{43,4} \cdot 100\% = 48,5\%.$$

Як бачимо, запас за поверхнею в цьому варіанті не виправдано великий.

Варіант 6. Кожухотрубчастий холодильник діаметром 325 мм із трубами 25×2 мм двоходовий.

6.1. Перевіримо можливість та доцільність застосування багатоходового апарата, обчисливши середню різницю температур змішаного потоку:

• середня різниця температур для змішаного та перехресного рухів теплоносіїв визначається як $\Delta t_{CEP} = \varepsilon_{\Delta} \Delta t_{CEP.ПП}$, де $\varepsilon = f(P, R)$:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(-12) - (-15)}{25 - (-15)} = 0,08;$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{25 - (-10)}{(-12) - (-15)} \approx 12.$$

У довідникових матеріалах залежність для $R = 12$ відсутня, що унеможливає визначення ε_{Δ} за зазначеною раніше формулою;

• середня різниця температур для змішаного та перехресного рухів теп-

лоносіїв у багатоходових теплообмінних апаратах може визначатися, як:

$$\Delta t_{CEP} = \frac{A}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m} + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m} - A}} = \frac{35,2}{2,31g \frac{37 + 5 + 35,2}{37 + 5 - 35,2}} = 14,5 \text{ К,}$$

де $\Delta t_{\delta} = 37$; $\Delta t_{m} = 5$ (із загальної частини розрахунків поданого прикладу Δt_{CEP});

$$A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2} = \sqrt{[25 - (-10)]^2 + [(-12) - (-15)]^2} = 35,2.$$

Застосування багатоходового апарата в цьому разі супроводжуватиметься невеликим зниженням Δt_{CEP} (від 16 до 14,5 К, тобто в 1,1 раза). Отже, багатоходовий апарат – застосовний.

6.2. Стандартна кількість труб одного ходу $n_1 = 26$ од., загальна – $n = 52$.

Переріз одного ходу трубного простору

$$S_T = 0,785d^2n_1 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

прохідний переріз міжтрубного простору (між перегородками)

$$S_{MT} = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Швидкість та критерій Рейнольдса:

- для ефіру

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{0,0014}{1,5 \cdot 10^{-2}} = 0,0935 \text{ м/с;}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0935 \cdot 0,025 \cdot 733,6}{0,29 \cdot 10^{-3}} = 5920,$$

де μ_1 та ρ_1 – за середньої температури ефіру

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{CEP} = -13,5 + 14,5 = 1 \text{ } ^\circ\text{C;}$$

- для розсолу

$$w_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{0,0081}{1 \cdot 10^{-2}} = 0,81 \text{ м/с,}$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,81 \cdot 0,021 \cdot 1220}{7,165 \cdot 10^{-3}} = 2900.$$

6.3. Для теплового розрахунку беремо $t_{CT1} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{CT2} = -8 \text{ }^\circ\text{C}$:

- коефіцієнт тепловіддачі для ефіру

$$\text{Nu}'_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 5920^{0,6} \cdot 4,5^{0,36} \left(\frac{4,5}{4,8} \right)^{0,25} = 74,5;$$

$$\alpha'_1 = \frac{\text{Nu}'_1 \lambda_1}{d_1} = \frac{74,5 \cdot 0,136}{0,025} = 405 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

- коефіцієнт тепловіддачі для розсолу

$$\text{Nu}_2 = 6 \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{CT2}} \right)^{0,25} = 6 \cdot 44^{0,43} \left(\frac{44}{33} \right)^{0,25} = 32,7;$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{32,7 \cdot 0,473}{0,021} = 736 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{405} + 4,2 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{736}} = 235 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхнева щільність теплового потоку

$$q = K \Delta t_{CEP} = 235 \cdot 14,5 = 3400 \text{ Вт/м}^2.$$

Перевірка значень t_{CT1} та t_{CT2} : $\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{3400}{405} = 8,4 \text{ К} = 8,4 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$t_{CT1} = t_1 - 8,4 = 1 - 8,4 = -7,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{3400}{736} = 4,6 \text{ К} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$t_{CT2} = -13,5 + 4,6 = -8,9$ °С. Введення виправлень до розрахунків α_1, α_2, K та q не потрібне.

Площа поверхні теплопередачі

$$F'_p = \frac{Q}{q} = \frac{86500}{3400} = 25,4 \text{ м}^2.$$

Із 10 % запасом: $F'_p = 27,9 \text{ м}^2$.

Площа поверхні теплопередачі одного апарата за середнім діаметром труб при $L = 4$ м

$$F_1 = \pi d_{\text{сеп}} n L = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 52 \cdot 4 = 15 \text{ м}^2.$$

Кількість апаратів

$$N' = \frac{F'_p}{F_1} = \frac{27,9}{15} = 1,86 \text{ од.}$$

Беремо $N = 2$. Тоді запас

$$\frac{FN - F'_p}{F'_p} = \frac{2 \cdot 15 - 25,4}{25,4} \cdot 100 \% = 18 \%$$

Маса двох апаратів: $M = 2 \cdot 820 = 1\,640$ кг.

Варіант 7. Кожухотрубчастий апарат діаметром 400 мм із трубами 20×2 мм двоходовий.

7.1. Апарати з трубами 20×2 мм мають більшу площу поверхні теплообміну за тих самих габаритних розмірів, що, ймовірно, дозволить обійтися в цьому варіанті одним апаратом. В апараті $D = 400$ мм, $S_T = 1,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$, $S_{MT} = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. Стандартна кількість труб одного ходу – 83, загальна – 166.

- Для ефіру

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{0,0014}{3 \cdot 10^{-2}} = 0,0467 \text{ м/с},$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0467 \cdot 0,020 \cdot 733,6}{0,29 \cdot 10^{-3}} = 2370;$$

- для розсолу

$$w_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{0,0081}{1,7 \cdot 10^{-2}} = 0,477 \text{ м/с},$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,477 \cdot 0,016 \cdot 1220}{7,165 \cdot 10^{-3}} = 1300.$$

7.2. Для теплового розрахунку беремо $t_{CT1} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{CT2} = -8 \text{ }^\circ\text{C}$:

- коефіцієнт тепловіддачі для ефіру

$$Nu'_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 5920^{0,6} \cdot 4,5^{0,36} \left(\frac{4,5}{4,8} \right)^{0,25} = 74,5,$$

$$\alpha'_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} Nu_1 = \frac{0,136}{0,020} 0,4 \cdot 0,6 \cdot 2370^{0,6} \cdot 4,5^{0,36} \left(\frac{4,5}{4,8} \right)^{0,25} = 286 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

- коефіцієнт тепловіддачі для розсолу: визначимо $Pe \frac{d}{L}$ за

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_{CT2} + t_2) = 0,5[-6 + (-13,5)] = -10 \text{ }^\circ\text{C} \text{ за довжини труби } L = 6 \text{ м:}$$

$$Pe_2 \frac{d_2}{L} = \frac{w_2 d_2 c_2 \rho_2}{\lambda_2} \frac{d_2}{L} = \frac{0,477 \cdot 0,016 \cdot 2910 \cdot 1220 \cdot 0,016}{0,48} \frac{0,016}{6} = 141,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_2} = \frac{0,48}{0,016} 1,55 \cdot 1 \cdot 141^{1/3} \cdot \left(\frac{5,925 \cdot 10^{-3}}{5,0 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} = 242 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{286} + 4,2 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{242}} = 125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

7.3. Площа поверхні теплопередачі

$$F'_P = \frac{Q}{K \Delta t_{CEP}} = \frac{86500}{125 \cdot 14,5} = 47,8 \text{ м}^2.$$

Із запасом 10 % $F_P = 52,5 \text{ м}^2$.

Площа поверхні теплообміну одного апарата ($D = 325 \text{ мм}$, $L = 6\,000 \text{ мм}$)

$$F_1 = \pi d_{CEP} n L = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 166 \cdot 6 = 56,5 \text{ м}^2.$$

Запас за поверхнею теплообміну становить

$$\frac{F_1 - F'_P}{F'_P} = \frac{56,5 - 47,8}{47,8} \cdot 100 \% = 17,8 \%.$$

Маса апарата $M_1 = 1\,890 \text{ кг}$.

Зіставлення варіантів апарата для охолодження діетилового ефіру розсолом наведено в табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – Холодильники для охолодження ефіру

Апарат	Кількість N , од.	Маса, одного, кг	Металомісткість, кг/м ²
Теплообмінник «труба в трубі»			
Труби: 89×4 мм та 57×3,5 мм	16	100	99,5
Кожухотрубчасті холодильники одноходові			
$D = 159 \text{ мм}$; $L = 3 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	6	255	91,0
$D = 273 \text{ мм}$; $L = 3 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	4	553	69,5
Кожухотрубчасті теплообмінники			
$D = 400 \text{ мм}$; $L = 6 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	1	1 750	36,5
$D = 400 \text{ мм}$; $L = 4 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	2	1 290	40,3
Кожухотрубчасті холодильники двоходові			
$D = 325 \text{ мм}$; $L = 4 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	2	820	54,7
$D = 400 \text{ мм}$; $L = 6 \text{ мм}$; $d = 25 \times 2 \text{ мм}$	1	1 890	33,5

8.6.2. Розрахунок спірального теплообмінника

Завдання. Розрахувати спіральний теплообмінник для підігрівання води за рахунок тепла водяної пари, що конденсується.

Вихідні дані: кількість води на вході до апарата $G_2 = 51\,000$ кг/год; температура води на вході $t_2 = 10$ °С, на виході $t_2'' = 90$ °С; температура нагрівальної пари $t_s = 104$ °С ($\rho = 1,2$ кг/м³). Проведемо тепловий розрахунок спірального теплообмінника.

Вибір основних конструкцій розмірів. Як паровий підігрівач доцільно застосувати вертикальний спіральний теплообмінник, у якому більш сприятливі умови стікання плівки конденсату. Спіральний канал для нагрівальної пари, що конденсується, зазвичай має меншу ширину, ніж канал для води; до того ж, як показали дослідження, пару варто вводити через верхню кришку, а конденсат відводити через нижню. Вода надходить до каналу збоку та відводиться через нижню кришку. Виходячи з практичних даних, беремо: товщину листа спіралей $\delta = 4$ мм; висоту спіралі $h = 600$ мм; ширину каналів для води $b_2 = 20$ мм, для пари $b_1 = 8$ мм.

Теплове навантаження апарата та витрата нагрівальної пари. Кількість тепла, що сприймається водою через теплообмінну поверхню:

$$Q_2 = G_2 (i_2'' - i_2') = 51000(90,04 - 10,01) = 4080000 \text{ ккал/год.}$$

де $i_2'' = 90,04$ ккал/кг $i_2' = 10,04$ ккал/кг – теплоємність води при температурах відповідно $t_2'' = 90,04$ °С та $t_2' = 10$ °С.

Витрата нагрівальної пари

$$D = \frac{Q_2}{(i_1' - i_1'')\eta},$$

де $i_1' = 640,58$ ккал/кг та $i_1'' = 99,09$ ккал/кг – теплоємності відповідно пари за $t_s = 104$ °С та конденсату за $t_k = 98,2$ °С.

Середня різниця температур. У парорідинному спіральному теплообміннику, що розраховується, пар конденсується за сталої температури $t_s = 104$ °С. Інше середовище (вода) нагрівається від $t_1' = 10$ °С до $t_1'' = 90$ °С.

При цьому різниці температур становлять

$$\Delta t_{\delta} = t_s - t'_2 = 104 - 10 = 94 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_s - t''_2 = 104 - 90 = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

За середню різницю температур беремо середньологарифмічне значення

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{94 - 14}{2,31g\left(\frac{94}{14}\right)} = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Таким чином, середня температура води становить

$$t_2 = t_s - \Delta t_{cp} = 104 - 42 = 62 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі K. Коефіцієнт тепловіддачі α_1 від пари, що конденсується, до стінки, визначаємо залежно від комплексу критеріїв Ga , Pr , K_{κ} .

У результаті розрахунку за методом послідовних наближень беремо $K/\alpha_1 = 0,276$ та обчислюємо температуру плівки конденсату, що в цьому разі стає визначальною

$$t_{\kappa} = t_s - \frac{1}{2} \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cep} = 104 - \frac{1}{2} \cdot 0,276 \cdot 42 = 98,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

За такої температури з довідникових таблиць обираємо фізичні параметри та критерій Прандтля для конденсату: $c = 1,0075$ ккал/(кг · °С); $\lambda = 58,66 \cdot 10^{-2}$ ккал/(м · год · °С); $\nu = 0,3006 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 1,786$. Приховану теплоту конденсації $r = 536,44$ ккал/кг обираємо за температури насичення $t_s = 104$ °С). Різниця температур, що входить у критерій конденсації, $\Delta t_1 = t_s - t'_w = 104 - 92,4 = 11,6$ °С; тут $t'_w = 92,4$ °С (обчислюється з умови $t_{\kappa} = 0,5(t'_w - t_s)$).

Таким чином, можемо вирахувати комплекс критеріїв:

$$(Ga Pr K_{\kappa}) = \frac{gh^3}{\nu^2} Pr \frac{r}{c \Delta t_1} = \frac{9,81 \cdot 0,6^3}{(0,3006 \times 10^{-6})^2} 1,786 \frac{536,44}{1,0075 \cdot 11,6} = 1,922 \times 10^{15}$$

При $(GaPrK_k) > 10^{15}$ правомірне застосування критеріального рівняння

$$Nu = 0,0646 (GaPrK_k)^{1/3},$$

$$Nu = 0,0646 (1,922 \cdot 10^{15})^{1/3} = 8030.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{h} = 8030 \frac{58,66 \cdot 10^{-2}}{0,6} = 7850 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 від стінки до води визначаємо залежно від режиму руху води, тобто від значення критерію Рейнольдса Re_2 .

Фізичні параметри води обираємо за температури $t_2 = 62 \text{ °C}$ за дослідними даними: $\rho_2 = 982,12 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_2 = 56,84 \cdot 10^{-2} \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{°C})$; $\nu_2 = 0,4654 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_2 = 2,894$.

Швидкість води в спіральному каналі

$$\omega_2 = \frac{G_2}{3600 \rho_2 b_2 h} = \frac{51000}{3600 \cdot 982,12 \cdot 0,02 \cdot 0,6} = 1,2 \text{ м/с}.$$

Еквівалентний діаметр каналу для води

$$d_{екв} = \frac{4b_2h}{2(b_2 + h)} = \frac{4 \cdot 0,02 \cdot 0,6}{2(0,02 + 0,6)} = 0,0387 \text{ м}.$$

Критерій Рейнольдса для води, що рухається, визначаємо за формулою

$$Re_2 = \frac{\omega_2 d_{екв}}{\nu_2} = \frac{1,2 \cdot 0,0378}{0,4654 \cdot 10^{-6}} = 99780.$$

Дослідження показали, що під час руху рідини по спіральному щілиноподібно-

му каналу процес тепловіддачі описується таким критеріальним рівнянням:

$$Nu_2 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_c.$$

Застосування цього рівняння правомірне за значень критерію Рейнольдса $Re > 10^4$ та $Pr > 0,6$ для щілиноподібних спіральних каналів за $b/h = 1/30 - 1/45,5$. Як визначальні параметри у цьому разі беруть середню температуру рідини та еквівалентні діаметри $d_{екв} = 2bh/d + h$. Напрямок теплового потоку враховують поправковим коефіцієнтом ε_c . Дослідні значення ε_c подані в табл. 8.3.

Таблиця 8.3 – Значення поправкового коефіцієнта ε_c

Процес	b/h	Коефіцієнт ε_c за $Re \cdot 10^{-3}$									
		15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Нагрівання	1/30	0,85	0,94	1,00	1,04	1,073	1,102	1,13	1,155	1,175	1,192
	1/45,5	0,92	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,078	1,097
Охолодження	1/30	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00
	1/45,5	0,89	0,83	0,86	0,89	0,91	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96

Критерій Нуссельта в цьому разі

$$Nu_2 = 0,023(99780)^{0,8} (2,894)^{0,4} 1,192 = 418,75.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до рідини

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_1}{d_{екв}} = 418,75 \frac{56,84 \cdot 10^{-2}}{0,0387} = 6150 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}).$$

Коефіцієнт теплопередачі K_0 за чистої стінки, обчислюємо за формулою

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7850} + \frac{0,004}{39} + \frac{1}{6150}} = 2547 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}).$$

Узявши $\varphi = 0,85$ (для нагрівання технічної води), знаходимо розрахунковий коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \varphi K_0 = 0,85 \cdot 2547 = 2165 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Відношення $K/\alpha_1 = 2165/7850 = 0,276$ відповідає раніше прийнятому.

Обчислюємо *поверхню нагрівання*:

$$F = \frac{Q_2}{K \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{4080000}{2165 \cdot 42} = 45 \text{ м}^2.$$

Радіуси піввитків. Схема взаємного розміщення спіралей із позначенням основних розмірів наведена на рис. 8.53. Кроки обох спіралей $t_1 = b_1 + \delta$ та $t_2 = b_2 + \delta$, як правило, роблять рівними (якщо по каналах рухаються ідентичні середовища та ширина каналів однакова). За наявності в одному з каналів пари, що конденсується, – їх ширина неоднакова та кроки спіралей різняться. Для проектованого теплообмінника

$$t_1 = b_1 + \delta = 8 + 4 = 12 \text{ мм};$$

$$t_2 = b_2 + \delta = 20 + 4 = 24 \text{ мм}.$$

Відповідно до схеми центри радіусів піввитків спіралей зміщені від центру апарата в обидва боки по ширині керна (перемички) на відстань, що дорівнює половині кроку спіралі більшого каналу. Нижче наведені співвідношення для визначення радіусів 1-го, 2-го, ..., n -го піввитків спіралей залежно від радіуса r'_1 (першого піввитка внутрішньої спіралі та кроків обох спіралей t_1 та t_2):

Піввиток	Спіраль I	Спіраль II
Перший	r'_1	$r''_1 = r'_1 + t_2 - t_1$
Другий	$r'_2 = r'_1 + t_2$	$r''_2 = r'_1 + 2t_2 - t_1$
Третій	$r'_3 = r'_1 + 2t_2$	$r''_3 = r'_1 + 3t_2 - t_1$
Четвертий	$r'_4 = r'_1 + 3t_2$	$r''_4 = r'_1 + 4t_2 - t_1$
n -й	$r'_n = r'_1 + (n-1)t_2$	$r''_n = r'_1 + nt_2 - t_1$

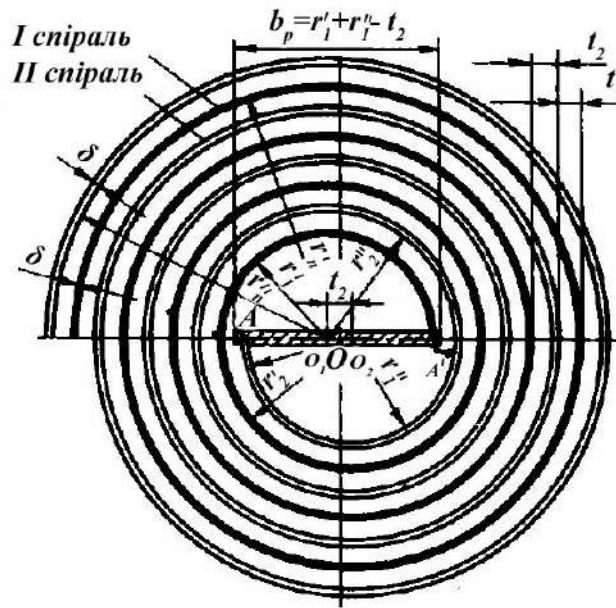


Рисунок 8.53 – Схема розміщення спіралей теплообмінника

Значення радіуса першого піввитка внутрішньої спіралі r'_1 обирають у межах 150–400 мм із урахуванням розмірів патрубків, розміщених на кришках. У цьому разі беремо $r'_1 = 180$ мм. Отже, розрахункова ширина керна

$$b_p = 2r'_1 - t_1 = 2 \cdot 180 - 12 = 348 \text{ мм.}$$

Вісь апарата поділяє керн на дві нерівні частини:

$$OA' = r'_1 - \frac{t_2}{2} = 180 - \frac{24}{2} = 168 \text{ мм;}$$

$$OA'' = b_p - OA' = 348 - 168 = 180.$$

Дійсна ширина керна b дещо менша ніж b_p ; це необхідно для забезпечення плавного введення рідини до каналів і щоб уникнути його звуження в місці приварювання листів до керна (листи приварюють до перемички за допомогою накладок). Звичайне зменшення ширини керна з кожного боку беруть такими, що дорівнюють ширині більш вузького каналу.

В апараті, що розраховується, дійсна ширина керна $b = b_p - 2b_1 = 348 - 2 \cdot 8 = 332$ мм.

Товщину керна δ_k обирають у межах 15–20 мм, а висоту, як правило, на 20–30 мм менше висоти листа спіралей h для зручності обслуговування ущіль-

нень та заварки каналів. Беремо $\delta_k = 18$ мм та $h_k = 570$ мм.

Довжина листів спіралей становить

$$l = \frac{F}{2h} = \frac{45}{2 \cdot 0,46} = 37,5 \text{ м.}$$

Кількість піввитків спіралей *I* та *II* визначаємо зі співвідношення

$$l = \pi r_{cp} n,$$

де $r_{cp} = 0,5(r_1 + r_n)$. Для спіралі *I*: $r'_{cp} = r'_1 + 0,5(n' - 1)t_2$; для спіралі *II*:

$$r''_{cp} = r'_1 + 0,5(n'' - 1)t_2 - t_1.$$

Отже, для спіралі *I*

$$l = \pi n' [r'_1 + 0,5(n' - 1)t_2],$$

для спіралі *II*

$$l = \pi n'' [r'_1 + 0,5(n'' - 1)t_2 - t_1].$$

За $l = 37,5$ м, $r'_1 = 0,180$ м, $t_2 = 0,024$ м та $t_1 = 0,012$ м одержимо значення $n' = 25,3$ та $n'' = 25$ піввитків.

Зовнішній піввиток спіралі *II* не бере участі в теплообміні, а слугує корпусом апарата. Тому конструкційну кількість піввитків спіралі *II* беремо такою, що дорівнює $n'' = 26$.

Обчислюючи дійсну довжину кожної спіралі, необхідно врахувати збільшення на патрубки, якщо вони розміщуються на бічній стінці апарата. У цьому разі збільшення не потрібне, тому що патрубки підведення пари та відведення конденсату розміщені в кришках, а патрубки води – на зовнішньому додатковому піввитку.

Таким чином, маємо

$$l_I = l = 37,5 \text{ м,}$$

$$l_{II} = \pi \cdot 26 [0,18 + 0,5(26 + 1)0,024 - 0,012] = 40,2 \text{ м.}$$

Діаметр апарата

$$D = 2r_{26}'' + 2\delta = 2(r_1' + 26t_2 - t_1) + 2\delta = 2(0,18 + 26 \cdot 0,024 - 0,012) + 2 \cdot 0,004 = 1,592 \text{ м.}$$

Діаметри патрубків для введення та відведення теплоносіїв визначаємо за співвідношенням

$$d_n = 0,0188 \sqrt{\frac{G}{\rho \omega_n}}.$$

У таблиці 8.4 зазначені діаметри патрубків d , а також швидкості теплоносіїв ω .

Таблиця 8.4 – Діаметри патрубків та швидкості теплоносіїв

Патрубок	d , мм	ω , м/с
Уведення пари	250	31,9
Виведення конденсату	40	0,9
Уведення води	100	0,9
Виведення води	100	0,9

8.6.3. Розрахунок зрошувального теплообмінника

Завдання. Розрахувати зрошувальний холодильник для розсолу содового виробництва. *Вихідні дані:* кількість розсолу, що надходить, $G_1 = 120\,000$ кг/год; температура розсолу на вході в апарат $t_1' = 70$ °С, на виході $t_1'' = 37$ °С; зрошувальне середовище – вода; початкова температура зрошувальної води $t_2' = 25$ °С, кінцева $t_2'' = 35$ °С; концентрація розсолу $B = 24$ %_{мас}.

Вибір основних розмірів апарата. Зрошувальні холодильники содових виробництв компонують із чавунних труб, з'єднаних згинами та фланцями. Обираємо трубу діаметром 91×3 мм, поперечного перерізу якої вистачає для забезпечення витрати та підвищеної швидкості руху розсолу.

Зазвичай зрошувальні холодильники складаються з 4, 6 або 8 секцій. У цьому разі беремо число секцій $m = 6$ та відносний крок труб $s/d = 1,3$, за якого умови зрошення та тепловіддачі найбільш сприятливі.

Теплове навантаження апарата Q та кількість зрошувальної води W визначаємо за рівнянням

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = 12000 \cdot 0,7928 (70 - 37) = 3139488 \text{ ккал/год.}$$

У цій формулі теплоємність розсолу в інтервалі температур від 37 °С до 70 °С обчислена як середнє арифметичне

$$c_{p1} = \frac{c'_{p1} + c''_{p1}}{2} = \frac{0,7959 + 0,7897}{2} = 0,7928 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{°С)}.$$

Кількість тепла, що сприймається зрошувальною водою, витрачається на нагрівання води та її частковий випар (передача тепла за взаємодії води та повітря незначна і її можна не враховувати).

Експериментальним шляхом встановлено, що плівка переносить приблизно 96 % тепла та близько 4 % тепла передається випаром. Відповідно до цього можна записати $0,96Q = W_n(i''_2 - i'_2)$ та $0,04Q = W_g r$. Тут $i'_2 = 25,03$ ккал/кг – теплоємність холодної води за $t'_2 = 25$ °С, $i''_2 = 35,015$ ккал/кг – теплоємність нагрітої води за $t''_2 = 35$ °С; $r = 578,9$ ккал/кг – прихована теплота випару води за середньої температури зрошувальної води $t_2 = 30$ °С; W_n та W_g – кількість води, що нагрівається та випаровується відповідно. Таким чином, кількість води, що нагрівається,

$$W_n = \frac{0,96Q}{(i''_2 - i'_2)} = \frac{0,96 \cdot 3139488}{(35,015 - 25,03)} = 301843 \text{ кг/год},$$

та кількість води, що випаровується,

$$W_g = \frac{0,04Q}{r} = \frac{0,04 \cdot 3139488}{578,9} = 2,7 \text{ кг/год}.$$

Загальна кількість зрошувальної води

$$W = W_n + W_g = 301843 + 2,7 = 302060 \text{ кг/год}.$$

Середня різниця температур. У зрошувальному холодильнику обидва носії безупинно змінюють температуру та рухаються за перехресною схемою; при цьому крайні різниці температур становлять

$$\Delta t_{\sigma} = t'_1 - t''_2 = 70 - 35 = 35 \text{ °С};$$

$$\Delta t_m = t''_1 - t'_2 = 37 - 25 = 12 \text{ °С}.$$

Середню різницю температур води та розсолу в цьому разі визначимо як для прямотечійної схеми:

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}\right)} = \frac{35 - 12}{2,31g\left(\frac{35}{12}\right)} = 21,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Середню температуру води можна обчислити як середнє арифметичне:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{25 + 35}{2} = 30 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Середню температуру розсолу визначаємо за співвідношенням

$$t_1 = \Delta t_{сер} + t_2 = 21,5 + 30 = 51,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Фізичні параметри теплоносіїв за середніх температур зведені до табл. 8.5.

Таблиця 8.5 – Фізичні властивості теплоносіїв

Параметр	Значення параметрів для	
	розсолу	води
Температура, $^{\circ}\text{C}$	51,5	30
ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$	1171,3	995,7
c , $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$	0,7928	0,997
$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	0,922	0,805
$\lambda \cdot 10^2$, $\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{год} \cdot ^{\circ}\text{C})$	43,66	53,10
Pr	7,06	5,42

Коефіцієнт теплопередачі. Коефіцієнт тепловіддачі α_1 (від розсолу до стінки) визначаємо в такий спосіб. Швидкість руху розсолу по трубі

$$\omega = \frac{4G}{3600\rho\pi d_1^2 m} = \frac{4 \cdot 120000}{3600 \cdot 1171,3\pi \cdot 0,075^2 \cdot 6} = 1,07 \text{ м/с}.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1,07 \cdot 0,075}{0,922 \cdot 10^{-6}} = 87000.$$

За $\text{Re}_1 > 10^4$ застосоване розрахункове критеріальне рівняння

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 87000^{0,8} \cdot 7,06^{0,43} \left(\frac{7,06}{7,77} \right)^{0,25} = 424.$$

Критерій Прандтля $Pr_\omega = 7,77$, що входить до параметра $\frac{Pr_f}{Pr_\omega}$, обчислено за температури стінки $t'_\omega = 47$ °С (беремо попередньо). Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = Nu_2 \frac{\lambda_1}{d_1} = 424 \frac{43,66 \cdot 10^{-2}}{0,075} = 2470 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°С}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі (від стінки до води) обчислюємо за рівнянням

$$Nu_f = 0,01 Re_f^{0,9} Pr_f^{0,4},$$

оскільки $s/d = 1,3$. Критерій Re , що входить у це рівняння, визначаємо залежно від густини зрошення Γ та товщини плівки зрошувальної води y .

Густина зрошення

$$\Gamma = \frac{W}{2lm} = \frac{302060}{2 \cdot 25 \cdot 6} = 1006,9 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{год}),$$

де $l = 25$ м – довжина труби.

Середня товщина плівки зрошувальної води

$$y = 1,353 \sqrt{\frac{\mu \Gamma}{120 \rho_2^2 g}} = 1,353 \sqrt{\frac{81,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1006,9}{120 \cdot 955,7^2 \cdot 9,81}} = 5,54 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

де $\mu = 81,7 \cdot 10^{-6}$ кг/(м · с).

Еквівалентний діаметр живого перерізу стічної плівки

$$d_{екв} = 4y = 4 \cdot 5,54 \cdot 10^{-4} = 22,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Швидкість руху стічної плівки

$$\omega_2 = \frac{W}{3600 \rho_2 2 y l m} = \frac{302060}{3600 \cdot 995,7 \cdot 2 \cdot 5,54 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 6} = 0,5 \text{ м/с}.$$

За $s/d = 1,3$ справедливе критеріальне рівняння

$$Nu_2 = 0,01(1376)^{0,9} (5,42)^{0,4} = 13,11.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_{екв}} = 13,11 \frac{53,1 \cdot 10^{-2}}{22,16 \cdot 10^{-4}} = 3140 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коефіцієнт теплопередачі K_0 за чистої стінки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2470} + \frac{0,008}{54} + \frac{1}{3140}} = 1148 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}),$$

де $\lambda_{ст} = 54 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C})$ – коефіцієнт теплопровідності чавуна.

За дослідними даними коефіцієнт використання поверхні теплообміну для зрошувального холодильника содового виробництва $\varphi = 0,4-0,5$ (через великі осадки на трубах).

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі K установимо зі співвідношення, взявши значення $\varphi = 0,5$:

$$K = \varphi K_0 = 0,5 \cdot 1148 = 574 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Температура стінки з боку розсолу

$$t'_w = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{сеп} = 51,5 - \frac{574}{2470} 21,5 = 46,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Обчислюючи Pr_w , брали $t'_w = 47 \text{ } ^\circ\text{C}$ – збіг цілком задовільний й уточнення не потрібне.

Поверхня теплообміну всього апарата

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{сеп}} = \frac{254,4}{6} = 42,4 \text{ м}^2.$$

Поверхня теплообміну однієї секції

$$F_1 = \frac{F}{m} = \frac{254,4}{6} = 42,4 \text{ м}^2.$$

Кількість ланок в одній секції

$$z = \frac{F_1}{\pi d_p l} = \frac{42,4}{\pi \cdot 0,083 \cdot 25} = 6,5 \text{ од.},$$

де $d_p = \frac{d_1 + d_2}{2}$, тому що значення α_1 та α_2 порівнянні між собою.

Беремо кількість ланок $z = 7$, при цьому буде певний запас по поверхні теплообміну.

Питання для самоконтролю

1. Класифікація теплообмінних апаратів.
2. Основні вимоги до теплообмінних апаратів.
3. Кожухотрубчасті теплообмінники, пристрій, принцип дії, сфера застосування, переваги та недоліки.
4. Способи кріплення труб у трубних ґратках.
5. Способи компенсації температурних подовжень у кожухотрубчастих теплообмінниках.
6. Конструкція, принцип дії, сфера застосування елементних теплообмінників, переваги та недоліки.
7. Двотрубні теплообмінники «труба в трубі», пристрій, принцип дії, сфера застосування.
8. Конструкція, принцип дії, сфера застосування зрошувальних теплообмінників.
9. Спіральні теплообмінники, конструкція, принцип дії, сфера застосування.
10. Пластинчасті теплообмінники, конструкція, принцип дії, сфера застосування, переваги та недоліки.
11. Конструкція, принцип дії, сфера застосування графітових теплообмінників.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 8

1. Адельсон С. В. Процессы и аппараты нефтепереработки и нефтехимии / С. В. Адельсон. – Москва : Гостоптехиздат, 1963.
2. Алексеев Г. Н. Общая теплотехника : учеб. пособие / Г. Н. Алексеев. – Москва : Высшая школа, 1980.
3. Андреев Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е. И. Андреев. – Львов : Энергоатомиздат, 1985.
4. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – Москва : Машиностроение, 1987.
5. Промышленные тепломассообменные процессы и установки : учебник для вузов / А. М. Бакластов и др. – Москва : Энергоатомиздат, 1986.
6. Барановский Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ясипебенецкий. – Москва : Машиностроение, 1973.
7. Теплообменники-утилизаторы на тепловых трубах / Л. Л. Васильев и др. – Минск : Наука и техника, 1978.
8. Григорьев В. А. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники : учеб. пособие для вузов / В. А. Григорьев, Ю. И. Крохин. – Москва : Энергоиздат, 1982.
9. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов / Ю. И. Дытнерский // Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – Москва : Химия, 1995. – Ч. 1.
10. Ильин В. Г. Теплообменные аппараты из графита / В. Г. Ильин. – Москва : Машиностроение, 1965.
11. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова. – Москва : Энергоиздат, 1981.
12. Каневский Л. С. Углеграфитовая теплообменная аппаратура / Л. С. Каневский, Б. С. Синявский. – Москва : Машиностроение, 1969.

13. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – Москва : Химия, 1971.
14. Коган В. Б. Теоретические основы типовых процессов химической технологии / В. Б. Коган. – Львов : Химия, 1977.
15. Контактные теплообменники / Е. И. Таубман и др. – Москва : Химия, 1987.
16. Машины и аппараты химических производств / И. И. Поникаров и др. – Москва : Машиностроение, 1989.
17. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Львов : Химия, 1987.
18. Плановский А. Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / А. Н. Плановский, П. И. Николаев. – Москва : Химия, 1972.
19. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / А. М. Бакластов и др. ; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1983.
20. Таубман Е. И. Выпаривание: Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / Е. И. Таубман. – Москва : Химия, 1982.
21. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе : пер. с нем. – Москва : Энергоиздат, 1981.
22. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники / Т. Хоблер. – Львов : Госхимиздат, 1961.
23. Цветков Ф. Ф. Тепломассообмен / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – Москва : Изд-во МЭИ, 2001.

РОЗДІЛ 9

ВИПАРНІ ТА РОТОРНО-ПЛІВКОВІ АПАРАТИ

9.1. Призначення, засоби та фізичні основи випарювання

Випарювання є складним тепломасообмінним процесом із перенесенням компонента з рідкої фази до парової. Однак на практиці під час випарювання до парової фази переходить лише розчинник. Речовина, яку розчинено (за рідкісним винятком), повністю залишається в розчині. При цьому кількість випареного розчинника повною мірою визначається кількістю підведеної теплоти. Тому в інженерній практиці процес випарювання розглядається та розраховується саме як тепловий.

Для обігрівання випарних апаратів застосовують різноманітні агенти, але найбільш широкого використання набула водяна пара за температур до 200 °С. У деяких випадках, коли необхідно проводити випарювання на високих температурах, застосовують високотемпературні агенти та топкові гази. Нагрівання розчину відбувається шляхом передачі тепла від агента, крізь стінку, що розділяє обидві речовини, або шляхом безпосереднього контакту речовин.

Процес випарювання полягає, з одного боку, у видаленні з розчину більшої частини розчинника, з іншого, – в одержанні концентрованого розчину. Випарювання потрібно проводити таким чином, щоб за заданої продуктивності одержати згущений розчин необхідної концентрації без втрат сухої речовини та з якомога меншою витратою теплової енергії. Процес випарювання здійснюють в апаратах однократної дії (однокорпусний випарний апарат) або в багатокорпусних випарних апаратах. В останньому випадку витрата енергії на випарювання значно знижується.

У переважній більшості випадків випарюванню піддають водяні розчини нелетких або летких речовин. Однак розчинниками можуть бути й інші рідини. При цьому методи інженерного розрахунку та апаратурного оформлення є загальними. Розчин речовини, що підлягає випарюванню, називають *вихідним*, або *свіжим*, розчином, а одержуваний у процесі випарювання – *упареним* роз-

чином. Пару, що утворилася, прийнято називати *вторинною*. Вторинна пара, як правило, практично не містить розчиненої речовини (віднесення крапель із вторинною парою не розглядається), оскільки леткість розчиненої речовини порівняно з леткістю розчинника, за рідкісними винятками, незначна. З видаленням розчинника, концентрація розчиненої речовини в розчині зростає.

Зазвичай видаляють лише частину розчинника з таким розрахунком, щоб розчин залишався в текучому стані та його можна було згідно з технологічною схемою передавати до іншого апарата або споживачеві. Іноді під час випарювання розчинів твердих речовин відбувається насичення розчину, та, як наслідок, утворення кристалів. У цьому разі випарювання супроводжується процесом кристалізації. Таким чином, *випарювання застосовують як для підвищення концентрації розведених розчинів, так і для виділення з них твердої речовини кристалізацією.*

Випарювання до кінцевої концентрації може відбуватися як періодично, так і безупинно. В останньому випадку після виходу на режим (тобто досягнення в апараті заданої кінцевої концентрації) до випарного апарата безупинно вводять потік свіжого розчину та відводять із нього потік упареного, причому режимні параметри ведення процесу повинні бути незмінними в часі.

Концентрування розчинів методом випарювання – один із найпоширеніших технологічних процесів у хімічній, харчовій та фармацевтичній галузях. Кількість діючих випарних установок обчислюється багатьма сотнями, а сумарна кількість води, що випарюється, за даними аналізу виробничих процесів, становить більше мільйона тонн на рік. При цьому на випарювання 1 кг розчинника потрібно підвести теплоту, що дорівнює (орієнтовно) теплоті пароутворення (для найбільш поширеного розчинника – води – це величина порядку 2 000 кДж/кг). Таким чином, на концентрування розчинів витрачається значна кількість теплоти і випарювання потрібно віднести до енергоємних процесів.

Випарювання до заданої концентрації може відбуватися як в одному апараті, так і в декількох (у багатокорпусній випарній установці) зі збільшенням концентрації розчину з кожним наступним корпусом.

Процес випарювання проводять за атмосферного тиску, під вакуумом та за підвищеного тиску. Вибір тиску, за якого здійснюють процес випарювання, визначається властивостями розчину, характеристиками теплоносія та можливістю використання теплоти вторинної пари.

Випарювання під вакуумом дозволяє проводити процес за менших значень температур та застосовується для концентрування розчинів речовин, схильних до втрати корисних властивостей під впливом високих температур. Застосування вакууму має й інші переваги – можливість використання низькопотенціальних теплоносіїв, більший температурний напір. Разом з тим під час випарювання під вакуумом збільшуються капітальні та експлуатаційні витрати на випарне та додаткові витрати на вакуумне устаткування (конденсатори, вакуум-насоси та ін.), а також унаслідок збільшення теплоти випарювання води за зниження тиску зростають витрати нагрівальної пари. Випарювання під вакуумом широко застосовують у хіміко-фармацевтичній та харчовій галузях.

Необхідність передачі великої кількості тепла упарюваному розчину визначає особливу рису процесів випарювання – їх енерго- та металомісткість. Тому для кожного конкретного випадку випарювання дуже важливо правильно вибирати оптимальну схему проведення процесу та відповідну конструкцію апарата. Це дозволить забезпечити максимальну продуктивність за фіксованих витрат енергії та конструкційних матеріалів або мінімальні економічні витрати – за певної продуктивності.

9.2. Класифікація випарних апаратів

Значна кількість конструкцій випарних апаратів обумовлена індивідуальними особливостями розчинів, що підлягають випарюванню, різноманітним набором теплоносіїв та прагненням до максимального ефекту за поєднання цих факторів. Випарні апарати класифікують за окремими ознаками.

За принципом дії – апарати періодичної та безперервної дії. Періодичні апарати мають низку переваг перед безперервними. За такої самої початкової та кінцевої концентрацій розчину в них досягаються більш високі коефіцієнти те-

плопередачі, полегшується перекачування концентрованого в'язкого розчину. Останній чинник спостерігається внаслідок можливості здійснювати транспортування після проведення концентрування за атмосферного або підвищеного тиску (у вакуум-випарних апаратах безперервної дії відкачування в'язкого розчину ускладнене, особливо з останнього ступеня). Однак ці установки можуть застосовуватися лише за незначної продуктивності. Під час випарювання розчину під розрідженням досягається більший перепад температур між теплоносієм та киплячим розчином. Однак утилізація теплоти вторинної пари, що відводиться, досить важке завдання. Вакуумне випарювання дозволяє знизити температуру кипіння розчину та впроваджується до технологій обробки чутливих до високої температури (термолабільних) розчинів, наприклад розчинів органічних речовин. Під час роботи під підвищеним тиском енергія вторинної пари може застосовуватися в інших установках.

За первинним теплоносієм – апарати з паровим, газовим (продукти згоряння, гаряче повітря та ін.), рідинним (вода, мастило та ін.) теплоносіями, а також з електричним обігріванням. У промисловій практиці найчастіше застосовують обігрівання парою, що забезпечує високий коефіцієнт тепловіддачі поруч зі зручністю регулювання експлуатаційних режимів установки. Інколи стає доцільним використання тепла газів, що відходять від інших агрегатів.

За поєднанням стадій нагрівання та пароутворення – апарати, у яких ці стадії поєднані, апарати з винесеною зоною пароутворення та з винесеною поверхнею нагрівання. Останні два типи апаратів застосовують для запобігання інтенсивним відкладенням на поверхні нагрівання.

За рухомістю поверхні нагрівання – апарати з нерухомою та рухомою поверхнями нагрівання. Застосування останніх викликане прагненням інтенсифікувати процес теплообміну. Рухомість поверхні нагрівання забезпечується її обертанням або вібрацією. У таких апаратах швидкість руху рідини щодо поверхні нагрівання – значна, внаслідок чого істотно підвищується інтенсивність теплообміну; зменшуються або повністю усуваються відкладення. Крім того, значно підвищується ступінь концентрування розчинів.

За способом організації руху розчину – апарати з природною та примусовою циркуляцією, однократною та багаторазовою (табл. 9.1). Природна циркуляція може здійснюватися в об'ємі апарата або забезпечуватися спеціальними циркуляційними трубами. Примусова циркуляція організовується за допомогою насосів, мішалок або подачі пари (газу). Циркуляція (переміщення) розчину може також відбуватися від обертання або внаслідок оснащення випарного апарата спеціальними циркуляційними трубами.

За розміщенням зони випаровування – апарати, у яких випарювання розчину відбувається або всередині труб, або в об'ємі апарата. При цьому рідина може перебувати як зовні, так і всередині поверхні нагрівання.

За ступенем заповнення перетину труб – апарати із заповненим та незаповненим перетином. До останнього відносять апарати зі вставками та плівкові. Плівкові випарні апарати набули широкого впровадження завдяки високій інтенсивності теплообміну за малих температурних напорів. За способом руху плівки ці апарати поділяються на апарати зі спадною та висхідною плівками, а також плівкою, що рухається під дією відцентрових сил.

За напрямом руху пари та рідини – апарати, у яких рідина рухається знизу догори або ж зверху донизу. Апарати зі спадною плівкою також поділяються за напрямком руху вторинної пари – догори або донизу. Останній спосіб сприятливо позначається на режимі теплообміну, тому що такий рух пари та плівки сприяє збільшенню швидкості плівки та її турбулізації.

За орієнтацією поверхні нагрівання – апарати, у яких поверхні нагрівання розміщені вертикально, горизонтально або похило.

Таблиця 9.1 – Класифікація випарних апаратів за характером руху розчину

Вид	Різновиди	Переваги	Недоліки	Застосування	Примітка
Апарати із циркуляцією розчину	Із природною циркуляцією	Висока інтенсивність теплопередачі	Можливість інкрустації поверхні	Широка	Можливе застосування труб скипання та камер відділення солей
	Із примусовою циркуляцією	Відсутня інкрустація поверхні	Додаткова витрата енергії на роботу насоса	Під час випарювання в'язких розчинів та розчинів, що кристалізуються	За структурою потоків близькі до апаратів ідеального перемішування
Апарати з випарюванням рідини за один прохід	Зі спадною плівкою	Фіксований час перебування в апараті	Підвищені довжина труб і висота апарата в цілому	За малої частки відгону розчинника із важких розчинів	За структурою потоків близькі до апаратів ідеального витиснення
	Із висхідною плівкою	Відсутність розподільної рідини по трубах		За великої частки відгону розчинника	Можливість випарювання термолабільних речовин
	Роторний плівковий випарник	Можливість випарювання до одержання сухого залишку	Додаткова витрата енергії. Складність конструкції	Під час випарювання дуже в'язких розчинів (до твердого стану)	
Апарати місткісного типу	Апарати з поверхнею теплообміну у вигляді сорочки, змійовика та ін.	Простота конструкції	Низький коефіцієнт теплопередачі. Обмежена поверхня теплообміну	За незначної продуктивності	Можливе утворення застійних зон
	Апарати контактного типу (без подільної поверхні): із заглибним пальником, обігрівання гарячим газом	Більша міжфазна поверхня між газом та рідиною	Необхідність внутрішнього футерування антикорозійними матеріалами	Під час випарювання агресивних рідин	

За ступенем насичення розчину – апарати для підвищення концентрації речовини в області, нижчій за стан насичення (без кристалізації) та з одержанням насичених (пересичених) розчинів. В останньому випадку – конструкція випарного апарата відрізняється наявністю камери відділення солей для кристалів, що утворюються.

За продуктивністю – апарати малої та значної продуктивності.

За конструкцією – конструкції випарних апаратів досить різноманітні, що не завжди визначається технологічною доцільністю. Кількість дійсно ефективних і необхідних типів апаратів може бути істотно зменшена поряд з тим, що для деяких розчинів та виробництв необхідні випарні апарати ще не створені.

Найпоширенішим теплоносієм у випарній техніці є водяна пара. Тому в більшості випадків основний процес у нагрівальній камері – конденсація пари. Вона може відбуватися всередині та зовні труб, а також на плоских і циліндричних поверхнях. Поверхні конденсації можуть бути гладкими та хвилеподібними. Під час конструювання нагрівальної камери основну увагу потрібно приділити забезпеченню необхідної механічної міцності камери, рівномірному розподілу парового потоку та повному відведенню конденсату й газів, що не конденсуються.

Найчастіше нагрівальна камера складається з обичайки із привареними до неї двома трубними дошками, до яких завальцьовуються трубки поверхні нагрівання. Обичайка може бути частиною корпусу апарата. У цьому разі пара надходить крізь поверхню обичайки. Нагрівальні камери, можуть підвішуватися всередині корпусу. За такого варіанта нагрівальна пара надходить або через одну із трубних дошок до центральної частини камери, не заповнену трубками, або через трубу, розміщену в центрі камери. Ця, відкрита з одного кінця труба має прорізи для рівномірного розподілу пари по висоті труб. У нагрівальній камері встановлюються перегородки, що виконують подвійну функцію: забезпечують рух пари перпендикулярно до труб та збільшують жорсткість трубного пучка, що перешкоджає вібрації труб. Конденсат піднімається з нижньої точки нагрівальної камери через відвідники конденсату, що запобігають виходу пари

з камери.

Важливе значення має відведення газів, що не конденсуються та накопичуються в поверхні конденсації. Засобами спеціальних забірних трубок, розміщених у різних точках простору нагрівальної камери, гази та пари, що не конденсуються, видаляються з апарата. Частіше за все проводять продування парового простору в одній або декількох точках корпуса нагрівальної камери.

Під час конденсації пари всередині горизонтальних труб для інтенсифікації руху конденсату поверхня нагрівання встановлюється з незначним нахилом, а також здійснюється додатковий перепуск пари, що сприяє видаленню конденсату.

Випарювання здійснюється всередині або ззовні труб. Поверхні теплообміну можуть бути гладкими, шорсткуватими, полірованими, хвилеподібними, оребреними. Для зниження інтенсивності утворення відкладень під час випарювання колоїдних розчинів та суспензій застосовують поліровані поверхні, однак вони істотно дорожчі за виготовленням.

За сучасних умов для інтенсифікації теплообміну у випарних апаратах та випарниках усе частіше впроваджуються хвилясті труби. Вони широко застосовуються в дистиляційних випарних установках. Найбільший ефект досягається під час встановлення хвилястої поверхні з боку конденсації.

9.3. Типові конструкції та принцип дії випарного обладнання

Сьогодні відома велика кількість конструкцій апаратів. До конструкції випарних апаратів ставляться такі вимоги:

- конструктивно-експлуатаційні:
 - простота;
 - компактність;
 - надійність;
 - технологічність виготовлення, монтажу та ремонту;
 - стандартизація вузлів та деталей;
- технологічні:

- дотримання необхідного режиму (температура, тиск, час перебування розчину в апараті);
- виробництво напівпродукту або продукту необхідної якості;
- стійкість у роботі;
- за наявності можливості більш тривалої роботи апарата між чищеннями при мінімальних відкладеннях осадів на теплообмінній поверхні;
- зручність обслуговування, регулювання та контролю за роботою;
- економічні:
 - висока інтенсивність теплопередачі;
 - прийнятні вага та вартість одного квадратного метра поверхні нагрівання.

У цей час найбільш поширені вертикальні трубчасті випарні апарати із циркуляцією розчину, схему яких подано на рис. 9.1. Їх перевагами є компактність, природна циркуляція (завдяки наявності циркуляційної труби), значна кратність циркуляції, мала площа, яку вони займають, великий паровий простір, зручність обслуговування й ремонту.

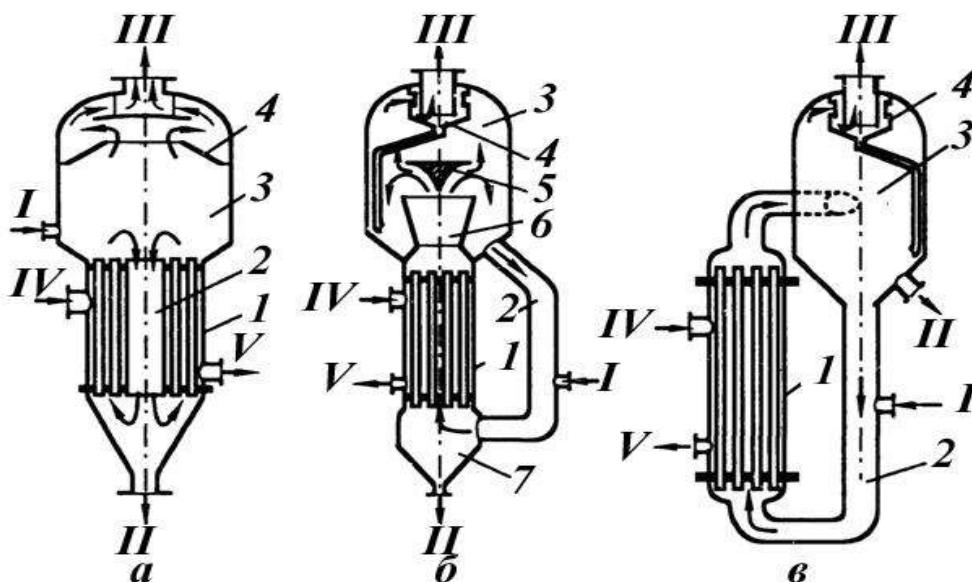


Рисунок 9.1 – Випарні апарати із циркуляцією розчину:

I – вхід вихідного розчину; *II* – упарений розчин; *III* – вторинна пара;
IV – нагрівальна пара; *V* – конденсат; *a* – випарний апарат із центральною циркуляційною трубою; *б* – випарний апарат зі співвісно розміщеною циркуляційною трубою; *в* – випарний апарат із винесеною нагрівальною камерою

Конструкції випарних апаратів із циркуляцією розчину (рис. 9.1) містять нагрівальну камеру 1, циркуляційну трубу 2, сепаратор 3 та краплевловлювач 4 у його верхній частині. Циркуляційна труба може розміщуватися в осьовій (центральной) частині нагрівальної камери (звідси назва – випарний апарат із центральною циркуляційною трубою, що показаний на рис. 9.1 а) або окремо від нагрівальної камери. У цьому разі камера може розміщуватися або співвісно із сепаратором (рис. 9.2 б), або на деякій відстані від осі сепаратора – винесена нагрівальна камера (рис. 9.2 в).

Підведення теплоти до розчину, що кипить у трубах нагрівальної камери, здійснюється за рахунок подачі до міжтрубного простору водяної пари, що конденсується. Сепаратор у ряді випадків розміщений у нижній частині відбієника 5 (рис. 9.2 б), що поділяє парорідинну суміш, яка виходить із нагрівальних труб, на розчин та пару. Для повнішого очищення вторинної пари від крапель розчину, що відносяться парою, у верхній частині сепаратора встановлюють краплевловлювач.

Наявність циркуляційної труби забезпечує спрямовану природну циркуляцію розчину: вниз по циркуляційній трубі та нагору – по кип'ятільних трубах. Циркуляція обумовлена різницею густин парорідинної суміші (у кип'ятільних трубах) та розчину (в циркуляційній трубі). Навіть за центрального розміщення циркуляційної труби (усередині нагрівальної камери) відбувається досить інтенсивна природна циркуляція за рахунок різниці густин.

У разі розміщення циркуляційних труб поза нагрівальною камерою (рис. 9.2 б, в) швидкість циркуляції ще вища. Збільшення останньої сприяє інтенсифікації теплообміну насамперед за рахунок зростання коефіцієнта тепловіддачі з боку киплячої рідини.

9.3.1. Випарний апарат із центральною циркуляційною трубою

Схему випарного апарата із центральною циркуляційною трубою наведено на рис. 9.1 а. Останнім часом для більшої компактності ці апарати виготовляють із подовженими трубками (3–3,5 м).

У початковий момент апарат заповнений до певного рівня холодним роз-

чином. Під час подачі пари до нагрівальної камери розчин, що перебуває в трубках, починає нагріватись. Оскільки густина зі збільшенням температури зменшується, виникає різниця густин розчинів, що знаходяться у трубках нагрівальної камери та циркуляційній трубі. Під дією цієї різниці густин розчин починає рухатися по контуру: нагрівальна камера – сепаратор – циркуляційна труба, у напрямі, зазначеним на схемі стрілками. Під час пересування збільшується коефіцієнт тепловіддачі з боку розчину, відповідно збільшується його температура, що приводить до подальшого зростання швидкості потоку. Це триває до закипання розчину. Починаючи з моменту закипання швидкість циркуляції різко зростає, тому що в трубках нагрівальної камери утворюється паро-рідинна емульсія, густина якої значно менша за густину розчину. Однак за збільшення швидкості циркуляції зростає гідравлічний опір та в підсумку за швидкості руху порядку 1–1,5 м/с настає динамічна рівновага й швидкість циркуляції стабілізується. Відділення пари від крапель розчину відбувається в сепараторі. Очищена вторинна пара відводиться з верхньої частини сепаратора, а випарений розчин відводиться через штуцер у нижній частині випарки. Для підтримки сталого рівня до апарата постійно подають вихідний розчин.

9.3.2. Випарний апарат зі співвісно розміщеною циркуляційною трубою

Випарний апарат із природною циркуляцією, співвісною нагрівальною камерою, винесеною зоною кипіння та відділенням солі (тип I) складається з нагрівальної камери 1, сепаратора з трубою скипання 2, циркуляційної труби 3 та віддільника солі 4 (рис. 9.1 б, 9.2). Нагрівальна камера 1 – це одноходовий кожухотрубчастий теплообмінник, сепаратор – циліндрична місткість із верхнім еліптичним та нижнім конічним днищами. В середині сепаратора встановлений первинний краплевідбійник, а у верхній частині закріплений краплевловлювач.

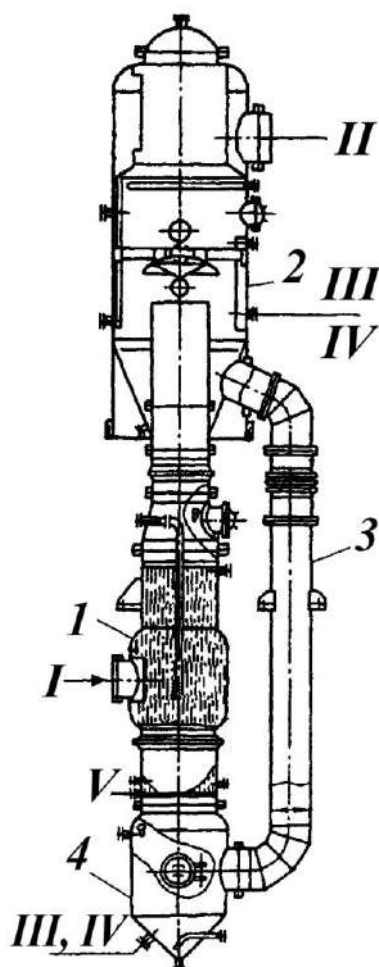


Рисунок 9.2 – Випарний апарат із природною циркуляцією та співвісною нагрівальною камерою: *I* – вхід нагрівної пари; *II* – вихід вторинної пари; *III* – вхід розчину; *IV* – вихід розчину; *V* – вихід конденсату; *1* – нагрівальна камера; *2* – сепаратор; *3* – циркуляційна труба; *4* – віддільник солей

Розчин, що підлягає упарюванню, подається до апарата через один зі штуцерів *III*. Під час роботи апарата рівень розчину повинен підтримуватися за верхньою кромкою труби скипання. Зниження рівня призводить до зменшення продуктивності, а підвищення – викликає гідравлічні удари та підвищене віднесення розчину вторинною парою.

Циркуляція розчину в апараті здійснюється по замкненому контуру сепаратор – циркуляційна труба – віддільник солі – нагрівальна камера – сепаратор. Частина кристалів, що утворилася під час упарювання, осідає у віддільнику солі та відводиться разом із упареним розчином через нижній штуцер *IV*. Нагрівна

пара надходить до міжтрубного простору нагрівальної камери. В апаратах цього виконання кипіння розчину відбувається в трубі скипання, тому що відкладення кристалів на внутрішній поверхні нагрівальних труб зменшується, а експлуатація апарата поліпшується.

9.3.3. Випарний апарат із винесеною нагрівальною камерою

Випарний апарат із природною циркуляцією, винесеною нагрівальною камерою та кипінням розчину в трубках (тип II), складається з нагрівальної камери 1, сепаратора 2 із краплевловлювача, циркуляційної труби 3, нижньої та верхньої камер 4, 5 (рис. 9.3).

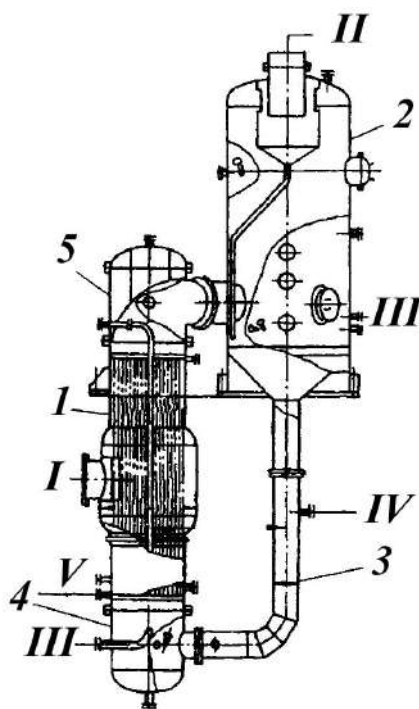


Рисунок 9.3 – Випарний апарат із природною циркуляцією та винесеною нагрівальною камерою: I – вхід нагрівної пари; II – вихід вторинної пари; III – вхід розчину; IV – вихід розчину; V – вихід конденсату;

1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – віддільник солей

Конструкція нагрівальної камери аналогічна конструкції камери апарата типу I. Сепаратор 2 – циліндрична ємність із конічним днищем та верхньою еліптичною кришкою. У верхній частині сепаратора встановлений краплевловлювач.

У циркуляційному контурі випарного апарата здійснюється багатократна циркуляція розчину, що випарюють. Із сепаратора по циркуляційній трубці розчин надходить до нижньої частини нагрівальних трубок, яких у міру просування вгору нагрівається й скипає. Паро-рідинна суміш, що утворюється, з нагрівальних труб надходить до сепаратора, в якому розділяється на рідку та парову фази. Вторинна пара проходить через сепаратор та краплевловлювач, очищається від крапель та виходить із апарата. Випарка обігрівается водяною парою, що конденсується в міжтрубному просторі нагрівальної камери; конденсат відводиться. Апарат розрахований на безперервну та періодичну роботу.

9.3.4. Випарні апарати з примусовою циркуляцією

Для підвищення інтенсивності циркуляції та коефіцієнта теплопередачі застосовують апарати з примусовою циркуляцією. В установках із зовнішньою циркуляційною трубою 3 циркуляція розчину забезпечується пропелерним або відцентровим насосом 2 (рис. 9.4). Свіжий розчин надходить до нижньої частини кип'ятильника, а упарений розчин відводиться з нижньої частини сепаратора. Рівень рідини підтримується дещо нижчим за верхній зріз кип'ятильних труб. Тиск нижньої частини кип'ятильних труб більший, ніж верхньої на значення суми тисків стовпа рідини в трубах та гідравлічного опору на прокачування парорідинної суміші. Виходячи із цього, на більшій частині висоти кип'ятильних труб рідина не скипає, а перегрівается (порівняно з температурою кипіння, що відповідає тиску в сепараторі). Закипання відбувається лише на невеликій ділянці верхньої частини труби.

Примусову циркуляцію застосовують також в апаратах із виносним кип'ятильником та в апаратах інших типів.

Швидкість циркуляції рідини в кип'ятильних трубах (1,5–3,5 м/с), визначається продуктивністю циркуляційного насоса і не залежить від рівня рідини й пароутворення в кип'ятильних трубах. Тому апарати з примусовою циркуляцією придатні для роботи з малими різницями температур між нагрівною парою та розчином (3–5 °С), а також під час випаровування розчинів із великою в'язкістю, природна циркуляція яких надто ускладнена.

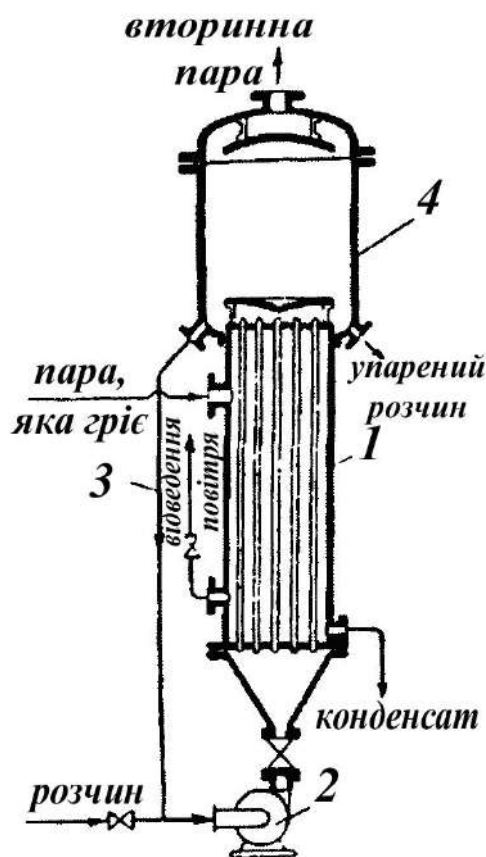


Рисунок 9.4 – Випарний апарат із примусовою циркуляцією:

1 – кип'ятильник; 2 – циркуляційний насос; 3 – циркуляційна труба;

4 – сепаратор

Перевагами апаратів із примусовою циркуляцією є високі коефіцієнти теплопередачі (у 3–4 рази більші, ніж за природної циркуляції), а також відсутність забруднень поверхні теплообміну під час випаровування розчинів, схильних до кристалізації, а також можливість роботи за невеликих різниць температур. Істотний недолік цих апаратів – необхідність витрати енергії на роботу насоса. Застосування примусової циркуляції доцільне під час виготовлення апарата з дорогого матеріалу, під час випаровування розчинів, що кристалізуються, та в'язких рідин.

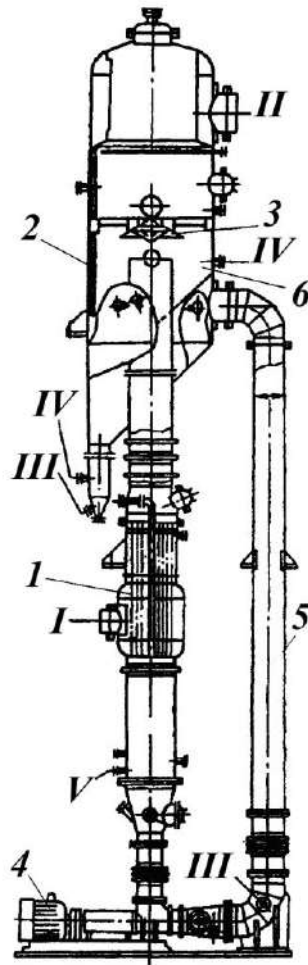


Рисунок 9.5 – Випарний апарат із примусовою циркуляцією та співвісною нагрівальною камерою: *I* – вхід нагрівальної пари; *II* – вихід вторинної пари; *III* – вхід розчину; *IV* – вихід розчину; *V* – вихід конденсату

Випарний апарат із примусовою циркуляцією, співвісною нагрівальною камерою та відділенням солі (тип III) складається з нагрівальної камери *I*, сепаратора *2* з трубою скипання, відбійника *3* та краплевловлювача, циркуляційного насоса *4*, циркуляційної труби *5* та збірника солі *6* (рис. 9.5). Конструкція нагрівальної камери *I* аналогічна конструкції цього вузла апарата типу II. До верхніх трубних ґрат нагрівальної камери приєднано трубу скипання, над якою (у внутрішній частині сепаратора) розміщений відбійник *3*. Кипіння розчину в апараті відбувається безпосередньо в трубі скипання, яку встановлено над нагрівальною камерою. Кипіння в трубах не відбувається завдяки гідростатичному тиску стовпа рідини в трубі скипання.

Циркуляція розчину в апараті здійснюється по замкненому контуру сепаратора

ратор – циркуляційна труба – циркуляційний насос – нагрівальна камера – сепаратор. Початковий розчин *III* може подаватися через один зі штуцерів. Розчин, що випаровується, перегрітий у нагрівальній камері. Він піднімається по трубі скипання та після досягнення тиску, що відповідає температурі насичення, скипає. Парорідинна суміш, що утворюється, разом із кристалами солі, що відокремилися, надходять до сепаратора, в якому відбувається відділення парової фази. Кристали солі у вигляді пульпи потрапляють у збірник солі та виводяться з апарата через штуцер *IV*.

Відведення дрібних кристалів значно знижує інкрустації поверхонь, а відтак підвищує ефективність випарювання. Рівень розчину в апараті підтримується за верхньою кромкою труби скипання.

Насос забезпечує швидкість потоку в нагрівальних трубках 2–2,5 м/с. Нагрівна пара надходить до міжтрубного простору апарата, де конденсується. Вторинна пара, проходячи сепаратор та краплевловлювач, звільняється від крапель розчину та відводиться з апарата. Апарат розрахований як на безперервну, так і на періодичну роботу.

Випарний апарат із примусовою циркуляцією, винесеними нагрівальною камерою та зоною кипіння (тип *IV*) має ті самі функціональні елементи. Конструкція нагрівальної камери *I* аналогічна конструкції камери апарата типу *III* (рис. 9.6).

У верхній частині сепаратора (не показаний) розміщений краплевловлювач. Рівень розчину в апараті повинен підтримуватися за нижньою твірною штуцера для підведення парорідинної суміші до сепаратора.

Циркуляція розчину в апараті здійснюється осьовим насосом, що забезпечує швидкість потоку 2–2,5 м/с. Розчин, що випарюють, піднімаючись по трубах, перегрівається й у міру виходу з труби скипання до сепаратора закипає. Парорідинна суміш, що утворилася, рухається до сепаратора тангенціально, де розділяється на рідку та парову фази. Вторинна пара, проходячи сепаратор та краплевловлювач, звільняється від крапель і виходить із апарата через штуцер *II*. Апарат розрахований на безперервну роботу. Конструкція передбачає можливість механічного очищення внутрішньої поверхні нагрівальних трубок.

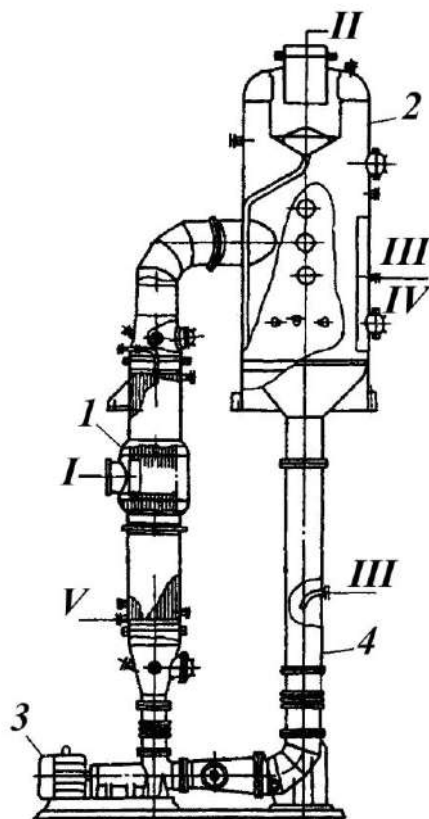


Рисунок 9.6 – Випарний апарат із примусовою циркуляцією, винесеною нагрівальною камерою: *I* – вхід нагрівної пари; *II* – вихід вторинної пари; *III* – вхід розчину; *IV* – вихід розчину; *V* – вихід конденсату;

1 – нагрівальна камера; *2* – сепаратор; *3* – циркуляційний насос; *4* – циркуляційна труба

9.3.5. Плівкові випарні апарати

Прямотечійні (плівкові) апарати відрізняються від апаратів із природною циркуляцією тим, що випаровування в них відбувається за одноразового проходження розчину по трубах нагрівальної камери (без циркуляції розчину). Розчин випаровується під час переміщення (тонкою плівкою) по внутрішній поверхні труб. У центральній частині вздовж осі труб рухається вторинна пара, що призводить до різкого зниження температурних втрат, обумовлених гідростатичною депресією. Розрізняють прямотечійні випарні апарати з плівками, що піднімаються та опускаються.

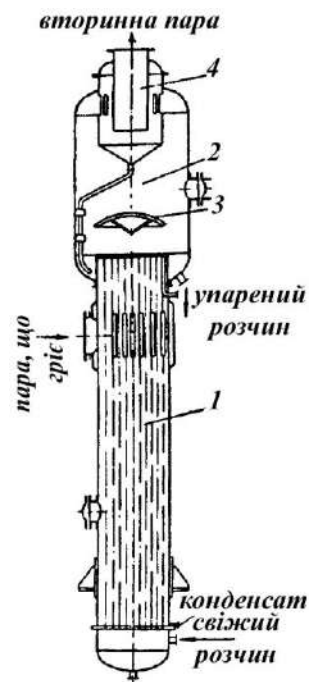


Рисунок 9.7 – Випарний прямотечійний апарат із плівкою, що піднімається

Конструкція апарата з плівкою, що піднімається, складається з нагрівальної камери 1 – пучка труб невеликого діаметра (15–25 мм) довжиною 7–9 м, та сепаратора 2 (рис. 9.7).

Розчин надходить на випаровування знизу до труб нагрівальної камери, міжтрубний простір якої обігрівається паром. На рівні, що відповідає 20–25 % від висоти труб, настає інтенсивне кипіння. Бульбашки вторинної пари зливаються, і пара, швидко піднімаючись по трубах за рахунок поверхневого тертя, підхоплює за собою розчин. При цьому рідина переміщується плівкою, що піднімається по внутрішній поверхні труб, а випаровування відбувається в тонкому шарі.

Вторинна пара, що виходить із труб, містить краплі рідини, які відділяються від пари за допомогою відбійника 3 та відцентрового краплевлочувача 4. До останнього волога пара надходить тангенціально і вона набуває обертального руху. Під дією відцентрової сили краплі рідини відкидаються до периферії, рідина стікає вниз, а пара відводиться з верхньої частини апарата.

Апарати з плівкою, що піднімається, застосовують для випаровування малов'язких розчинів, зокрема пінистих та чутливих до високих температур. Це устаткування не рекомендується для випаровування розчинів, схильних до

кристалізації, враховуючи можливість забивання труб кристалами.

Під час випаровування в'язких та густих розчинів робота апаратів із плівкою, що піднімається, погіршується через значну нерівномірність товщини плівки. У цьому разі доцільніше використовувати апарати зі спадною плівкою (рис. 9.8), які відрізняються тим, що початковий розчин подається зверху та стікає у вигляді плівки по трубах під дією сили тяжіння, а вторинна пара надходить до сепаратора, розміщеним нижче за рівень нагрівальної камери. Під час стікання плівки небезпека порушення плівки та оголення частини поверхні нагрівання зводиться до мінімуму. Для розчинів, що кристалізуються, ці апарати також не рекомендуються.

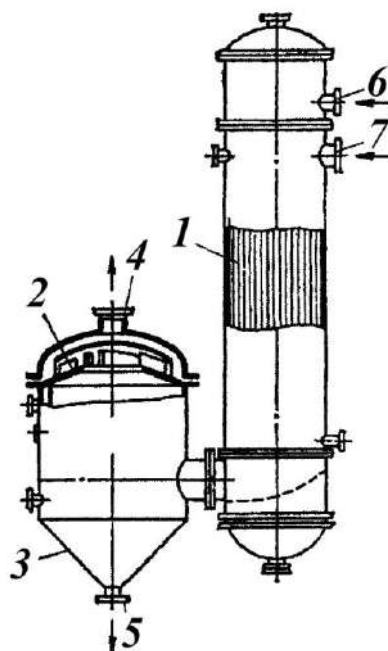


Рисунок 9.8 – Випарний апарат із вільно спадною плівкою:

1 – нагрівальна камера; 2 – краплевловлювач; 3 – сепаратор; 4 – патрубок вторинної пари; 5 – патрубок упареного розчину; 6 та 7 – патрубки свіжої пари

У прямотечійних (плівкових) апаратах важко забезпечити рівномірну товщину плівки рідини (що необхідно для ефективної роботи). Крім того, ці апарати дуже чутливі до нерівномірної подачі розчину, а очищення довгих труб малого діаметра – трудомісткий процес.

9.3.6. Роторно-плівкові агрегати

Для концентрації розчинів із високою в'язкістю або випаровування до високої концентрації, і навіть одержання сухих речовин широкого застосування набули роторні тонкоплівкові агрегати.

Існує багато конструкцій роторно-плівкового устаткування. Це обумовлено тим, що основні конструктивні елементи такого обладнання виконуються з урахуванням конкретних цілей термообробки продуктів, раціональної щільності зрошування робочої поверхні, властивостей адгезії продукції, технологічних вимог до готового продукту на виході з агрегату, зручності монтажу та обслуговування. Лопатеві роторно-плівкові апарати класифікують за ознаками:

- **за формою корпусу:**
 - із циліндричним,
 - із конічним,
 - зі ступінчастим циліндричним,
 - з конічно-циліндричним,
 - з горизонтальним;
- **за виконанням корпусу:**
 - з горизонтальним,
 - з вертикальним,
 - комбінованим;
- **за напрямом руху рідкої та парової фаз:**
 - із протитечійним рухом,
 - із прямотечійним рухом;
- **за виглядом ротора:**
 - із жорстко закріпленими лопатями,
 - із рухомо закріпленими лопатями,
 - із комбінованою підвіскою лопатей;
- **за способом кріплення лопатей:**
 - із маятниковим,
 - із шарнірним,

- із підпружиненими лопатями,
- із лопатями-стирателями;
- **за виглядом торців лопатей:**
 - без скосу,
 - зі скосом.

Роторно-плівкові агрегати належать до класу обладнання з підведенням механічної енергії, за рахунок якої лопаті ротора під час його обертання утворюють на робочій поверхні плівку оброблюваного рідкого продукту.

Машина може працювати як за атмосферного тиску, так і під вакуумом. У разі роботи під вакуумом патрубків відведення вторинної пари під'єднується до вакуумної лінії. Якщо внаслідок теплофізичної обробки в агрегаті одержують продукт підвищеної в'язкості (такий, що має недостатню текучість), то в конструкції камери розвантаження та ротора потрібно передбачити додаткові елементи, що полегшують вивантаження готового продукту.

Розрізняють дві групи роторних плівкових агрегатів. До першої групи належить обладнання (рис. 9.9), в якому процес відбувається у плівці, що утворюється на внутрішній поверхні нерухомого корпусу засобами обертального ротора. Машина першої групи набули найбільшого поширення завдяки універсальності. Це дозволяє здійснювати в них різні технологічні процеси: випаровування, глибоку концентрацію розчинів, дистиляцію, ректифікацію, дезодорацію. Обладнання другої групи має конусоподібну (спіраль, циліндр) поверхню контакту фаз, що обертається, по якій під дією відцентрової сили рухається розчин. Важливою особливістю роторно-плівкових випарників є інтенсифікація процесу за рахунок його проведення в тонкій інтенсивно перемішуваній плівці, а також зручність вивантаження кінцевих продуктів з об'єму агрегату. Роторні плівкові апарати практично незамінні під час переробки в'язких речовин, схильних до кристалізації та термолабільних середовищ.

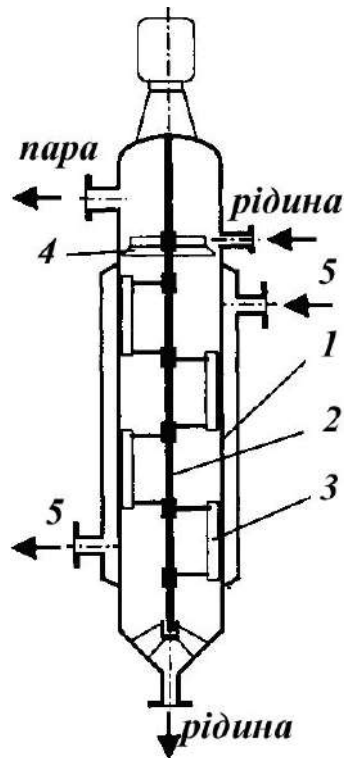


Рисунок 9.9 – Вертикальний роторний плівковий агрегат

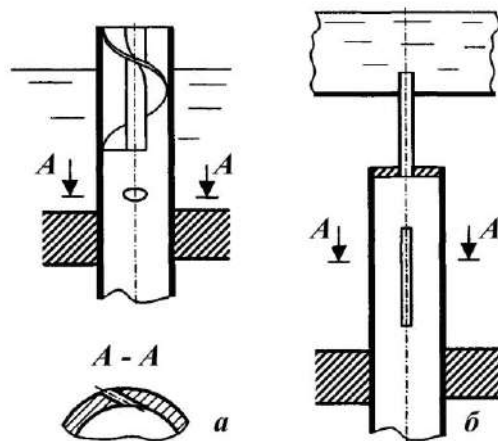


Рисунок 9.10 – Зрошувальні пристрої агрегата із закрученим газорідинним потоком: *a* – живлення через тангенціальний отвір у стінці труби; *б* – центральне живлення через патрубок (закручення газу тангенціальними щілинами)

Основними елементами конструкції агрегата є корпус із сорочкою, вал 2 із лопатями 3 та розподільник рідини 4. Корпус може бути циліндричним або конічним. Випарники із циліндричним корпусом розміщуються, як правило, вертикально, а з конічним – горизонтально.

Розподільний пристрій вертикальних роторних агрегатів виконують у ви-

гляді кільця 4 (рис 9.10), що обертається разом з валом ротора; воно попередньо розподіляє рідину за периметром корпусу.

Утворення плівки на вертикальній поверхні корпусу забезпечується (за рівномірної подачі розчину) розподільним кільцем та роторною мішалкою.

Лопаті вертикальних циліндричних агрегатів, як правило, бувають трьох видів (рис. 9.11):

- жорстко закріплені лопаті, сполучені з валом і мають постійний зазор із внутрішньою поверхнею корпусу;
- шарнірні лопаті закріплені шарнірно, і під час роботи зазор між кромкою лопаті та корпусом агрегату встановлюється самостійно, досягаючи в режимі «стирання» нульового значення;
- маятникові лопаті, закріплені шарнірно, але зазор завжди більше нуля.

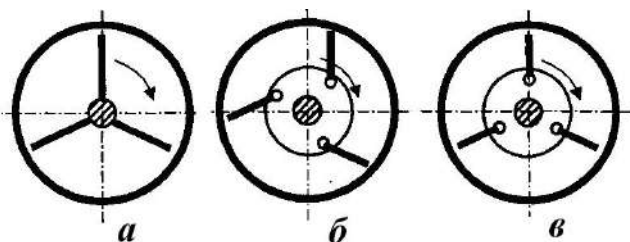


Рисунок 9.11 – Ротори вертикальних роторних плівкових апаратів

В апаратах із шарнірними або маятниковими лопатями товщина плівки визначається значенням відцентрової сили та фізико-хімічними властивостями розчину (рис. 9.11 б, в). Рідина, що стікає плівкою, розмазується

ротором по периметру поверхні нагрівання, що сприяє інтенсифікації процесу тепловіддачі й, відтак, випаровуванню. Вторинну пару видаляють із агрегата через штуцер у верхній частині, а готовий продукт видаляють із випарника через штуцер у конусному днищі.

Одним із негативних явищ, що супроводжує роботу роторно-плівкового обладнання, є зменшення кількості розчину, що випарюється, по висоті установки. При цьому на стінках може утворитися незмочувана поверхня, що вкрай негативно впливає на ефективність проведення технологічного процесу. Для усунення цього явища застосовують агрегати зі ступінчастим корпусом, у яких поверхня теплообміну зменшується під час переміщення розчину вниз (рис. 9.12).

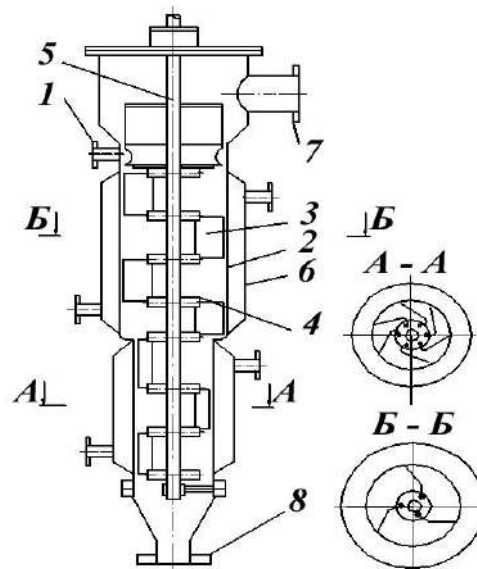


Рисунок 9.12 – Роторний випарник зі ступінчастим корпусом:

1 – штуцер введення вихідного розчину; 2 – корпус; 3 – лопатка; 4 – диск;
5 – вал ротора; 6 – сорочка; 7 – штуцер виходу вторинної пари; 8 – штуцер ви-
ходу готового продукту

Вертикальні циліндричні роторні агрегати виготовляють діаметром 0,15–1 м із площею теплообмінної поверхні до 16 м². У них можна обробляти рідкі середовища з динамічною в'язкістю до 20 Па · с.

В установках із жорстко закріпленим ротором колова швидкість становить 5–12 м/с, а зазор між корпусом та ротором дорівнює 0,6–3 мм. Це обладнання потрібно впроваджувати до технологій, де є неприпустимим забруднення продуктів частинками, що утворюються під час тертя лопаті об стінки корпусу. Агрегати із жорстко закріпленим ротором вимагають точного оброблення внутрішньої поверхні корпусу та кромek лопатей ротора, строгої співвісності корпусу та ротора.

В агрегатах із шарнірними лопатями колова швидкість ротора становить 1,5–5 м/с. Оскільки в них не виключається можливість тертя лопатей по внутрішній поверхні корпусу, то можливе забруднення продукту стертими частинками. Таке обладнання характеризується меншою вартістю, оскільки корпус допускає більшу овальність та менш строгую співвісність із ротором.

Горизонтальні агрегати з конічним корпусом мають площу теплообмінної

поверхні до 7 м^2 , кут конусоподібності становить $2\text{--}5^\circ$. Ротори цих машин апаратів виготовляють жорсткими. Зазор між кромками лопатей та корпусом легко регулюється за рахунок осевого переміщення ротора. Крім того, ці агрегати мають підвищену утримувальну здатність порівняно з вертикальними. Час перебування рідини в них може становити від секунд до кількох хвилин.

Під час перероблення високов'язких матеріалів (до $50 \text{ Па} \cdot \text{с}$) потрібно подавати рідину до агрегату з боку вузької частини корпусу. В цьому разі доцентрове прискорення сприяє збільшенню осевої складової швидкості течії у бік вивантаження продукту. Під час перероблення рідин низької в'язкості подача здійснюється з боку широкої частини корпусу. В такому разі агрегат має гарантовану утримувальну здатність, і навіть за низьких витратах рідини зберігається висока інтенсивність процесів тепло-, масообміну.

9.3.7. Випарні установки з тепловим насосом

У випарних апаратах із тепловим насосом (або з термокомпресією вторинної пари) вторинна пара стискається до тиску нагрівної пари і застосовується для обігрівання того самого апарата, в якому вона утворюється. Для стиснення пари користуються компресорами або пароструминними інжекторами. Таким чином, у теплових насосах, або трансформаторах тепла, енергія, що витрачається ззовні, використовується для підвищення температури вторинної пари.

У механічних теплових насосах пара стискається за допомогою турбокомпресора; за незначної продуктивності застосовують ротаційні компресори.

На рисунку 9.13 показано однокорпусну випарну установку 1 зі стисненням усієї вторинної пари в турбокомпресорі 2. Під час запуску апарата розчин підігрівається свіжою парою до кипіння, після чого випаровування здійснюється за рахунок роботи, що витрачається в компресорі (механічне випаровування). При цьому, теоретично, додавання свіжої пари не вимагається; на практиці, у зв'язку з витратою теплоти на підігрівання розчину та втрат у навколишнє середовище, як правило, проводять додаткове підведення певної кількості свіжої пари.

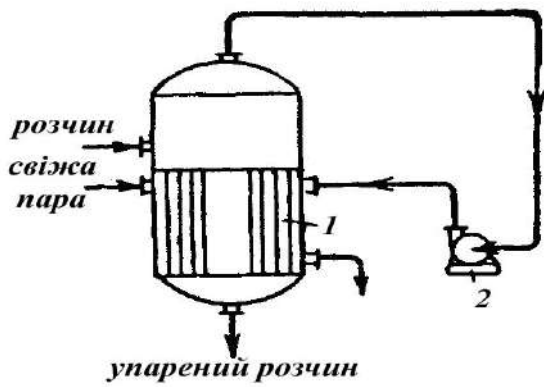


Рисунок 9.13 – Випарна установка з механічним тепловим насосом:

- 1 – випарний апарат;
- 2 – турбокомпресор

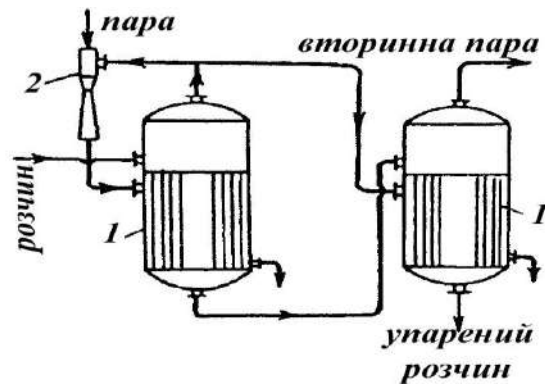


Рисунок 9.14 – Випарна установка з пароструминним тепловим насосом

- 1 – випарний апарат;
- 2 – інжектор

Під час застосування пароструминного інжектора (рис. 9.14) утворюється надлишок вторинної пари, яку можна використовувати для обігрівання наступних корпусів багатокорпусної випарної установки.

Перевагами пароструминних теплових насосів порівняно з механічними, є простота конструкції та надійність у роботі. Саме тому пароструминні насоси найбільш поширені.

9.4. Приклад розрахунку трикорпусної випарної установки

Завдання до розрахунку. Розрахувати трикорпусну прямотечійну випарну

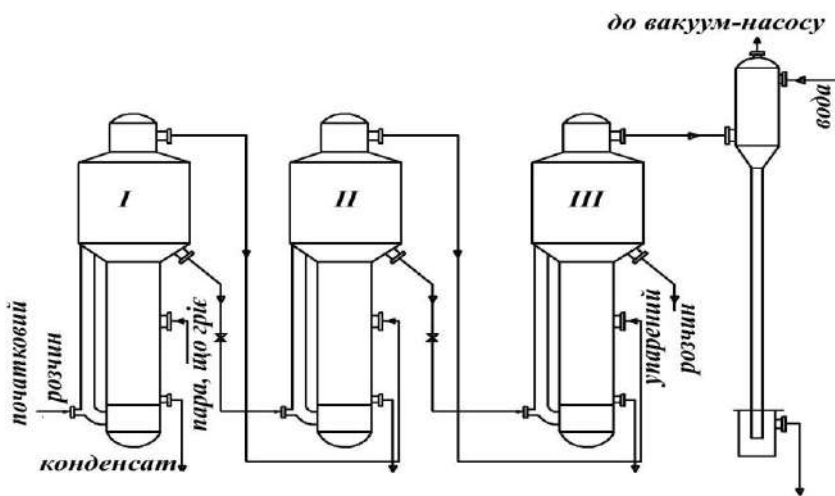


Рисунок 9.15 – Схема трикорпусної випарної установки

установку із природною циркуляцією розчину (рис. 9.15) для концентрування 5 т/год 12 % водяного розчину азотнокисло-го натрію. Кінцева концен-трація розчину 40 %_{мас}. Розчин надходить на випарювання підігрітим до темпе-ратури кипіння у випарному

установку із природною циркуляцією розчину (рис. 9.15) для концентрування 5 т/год 12 % водяного розчину азотнокисло-го натрію. Кінцева концен-трація розчину 40 %_{мас}. Розчин надходить на випарювання підігрітим до темпе-ратури кипіння у випарному

нагрівальних труб – 4 м.

Вакуум у барометричному конденсаторі становить 0,8 кгс/см².

Кількість води, що випарюється в трьох корпусах установки:

$$W = \frac{5000}{3600} \left(1 - \frac{12}{40} \right) = 3500 \text{ кг/год} = 0,97 \text{ кг/с.}$$

Розподіл навантаження по корпусах

Зробимо цей розподіл на підставі практичних даних, взявши таке співвідношення масових кількостей води, що випарюється, по корпусах:

$$I : II : III = 1,0 : 1,1 : 1,2.$$

У літературі наведено кілька методів розрахунку багатокорпусних випарних установок. Усі вони мають припущення, що знижують точність остаточного результату. Деякі з подібних спрощених методів розрахунку застосовані в цьому прикладі.

Отже, кількість води, що випарюється:

- у першому корпусі

$$W_1 = \frac{3500 \cdot 1}{3600(1 + 1,1 + 1,2)} = 0,295 \text{ кг/с;}$$

- у другому корпусі

$$W_2 = \frac{3500 \cdot 1,1}{3600 \cdot 3,3} = 0,324 \text{ кг/с;}$$

- у третьому корпусі

$$W_3 = \frac{3500 \cdot 1,2}{3600 \cdot 3,3} = 0,351 \text{ кг/с.}$$

Загальна кількість випаровуваної води $W = 0,97 \text{ кг/с}$.

Розрахунок концентрацій розчину за корпусами

Початкова концентрація розчину $x_{\text{поч}} = 12 \%$. З першого корпусу в другий надходить така кількість розчину:

$$G_1 = G_{\text{поч}} - W_1 = \frac{5000}{3600} - 0,259 = 1,39 - 0,259 = 1,09 \text{ кг/с.}$$

Концентрація розчину, кінцева – для першого корпусу та початкова – для другого, дорівнює

$$x_1 = \frac{G_{\text{поч}} x_{\text{поч}}}{G_{\text{поч}} - W_1} = \frac{1,39 \cdot 12}{1,39 - 0,295} = 15,2 \%$$

Із другого корпусу до третього надходить розчину кількістю

$$G_2 = G_{\text{поч}} - W_1 - W_2 = 1,39 - 0,295 - 0,324 = 0,77 \text{ кг/с,}$$

з концентрацією

$$x_2 = \frac{1,39 \cdot 12}{0,77} = 21,6 \%$$

Із третього корпусу виходить розчину

$$G_{\text{кін}} = G_{\text{поч}} - W = 1,39 - 0,97 = 0,42 \text{ кг/с}$$

з концентрацією

$$x_{\text{кін}} = \frac{1,39 \cdot 12}{0,42} = 40 \%$$

що відповідає умовам поставленої задачі.

Розподіл перепаду тиску по корпусах

Різниця між тиском нагрівної пари, (у першому корпусі) та тиском пари в барометричному конденсаторі становить

$$\Delta p = 4,0 - 0,2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2.$$

Попередньо розподілимо цей перепад тиску між корпусами порівно, тобто на кожний корпус візьмемо

$$\Delta p = \frac{3,8}{3} = 1,27 \text{ кгс/см}^2.$$

Тоді абсолютні тиски по корпусах становитимуть: у третьому корпусі: $p_3 = 0,2 \text{ кгс/см}^2$ (задано); у другому корпусі $p_2 = 0,2 + 1,27 = 1,47 \text{ кгс/см}^2$; у першому корпусі $p_1 = 1,47 + 1,27 = 2,74 \text{ кгс/см}^2$.

Тиск нагрівної пари

$$p = 2,74 + 1,27 \approx 4 \text{ кгс/см}^2.$$

За паровими таблицями знаходимо температури насиченої пари води та питомі теплоти паротворення для прийнятих тисків по корпусах. Ці температу-

ри відповідатимуть температурам конденсації вторинних пар по корпусах.

Таблиця 9.2 – Параметри насиченої водяної пари

	Температура насиченої пари, °С	Питома теплота паротворення, кДж/кг
У першому корпусі	129,4	2 179
У другому корпусі	110,1	2 234
У третьому корпусі	59,7	2 357
Нагрівна пара з котельні	143	2 241

Розрахунок температурних втрат по корпусах від депресії. За таблицею 9.3 знаходимо температури кипіння розчинів заатмосферного тиску.

Таблиця 9.3 – Температури кипіння азотнокислого натрію

	Концентрація NaNO ₃ , %	Температура кипіння, °С	Депресія, °С або К
У першому корпусі	15,2	102	2,0
У другому корпусі	21,6	103	3,0
У третьому корпусі	40,0	107	7,0

Для спрощення розрахунку не уточнюємо температурну депресію (у зв'язку з нерівністю тиску в корпусах та атмосферного). Отже, по трьох корпусах

$$\Delta t_{\text{депр}} = 2 + 3 + 7 = 12 \text{ °С} = 12 \text{ К.}$$

Від гідростатичного ефекту. За довідниковими даними встановлюємо густину розчину NaNO₃ за 20 °С.

Таблиця 9.4 – Значення густини азотнокислого натрію

Концентрація NaNO ₃ , %	15,2	21,6	40,0
Густина, кг/м ³	1 098	1 156	1 317

Значення цих густин візьмемо (з певним запасом) і для температур кипін-

ня по корпусах.

Розрахунок ведемо для випадку кипіння розчину в трубках за оптимального рівня.

$$H_{opt} = \left[0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_e) \right] H,$$

де H_{opt} – оптимальна висота рівня по водомірному склу, м; H – робоча висота труб, м; ρ_p та ρ_e – густини розчину кінцевої концентрації (табл. 9.5) та води (табл. 9.6) за температури кипіння, кг/м³.

Таблиця 9.5 – Густина рідинних речовин та водяних розчинів

Речовина	Густина, кг/м ³						
	-20 °C	0 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C
1	2	3	4	5	6	7	8
Азотна кислота, 100 %	1 582	1 547	1 513	1 478	1 443	1 408	1 373
50 %	–	1 334	1 310	1 287	1 263	1 238	1 212
Аміак рідкий	665	639	610	580	545	510	462
Аміачна вода, 25 %	–	918	907	897	887	876	866
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693
Бензол	–	900	879	858	836	815	793
Бутиловий спирт	838	824	810	795	781	766	751
Вода	–	1 000	998	992	983	972	958
Гексан	693	677	660	641	622	602	581
Гліцерин, 50 %	–	1 136	1 126	1 116	1 106	1 006	996
Двоокис сірки (рідк.)	1 484	1 434	1 383	1 327	1 264	1 193	1 111
Дихлоретан	1 310	1 282	1 254	1 224	1 194	1 163	1 133
Діетиловий ефір	758	736	714	689	666	640	611
Ізопропиловий спирт	817	801	785	768	752	735	718
Кальцій хлористий, 25 %	1 248	1 239	1 230	1 220	1 210	1 200	1 190
Метиловий спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714
40 %	–	946	935	924	913	902	891

Продовження табл. 9.5

1	2	3	4	5	6	7	8
Мурашина кислота	–	1 244	1 220	1 195	1 171	1 147	1 121
Натр їдкий, 50 %	–	1 540	1 525	1 511	1 497	1 483	1 469
40 %	–	1 443	1 430	1 416	1 403	1 389	1 375
20 %	–	1 230	1 219	1 208	1 196	1 183	1 170
10 %	–	1 117	1 109	1 100	1 089	1 077	1 064
Натрій хлористий, 20 %	–	1 157	1 148	1 189	1 130	1 120	1 110
Нітробензол	–	1 223	1 203	1 183	1 163	1 143	1 123
Октан	734	718	702	686	669	653	635
Олеум, 20 %	–	1 922	1 896	1 870	1 844	1 818	1 792
Пропиловий спирт	–	819	804	788	770	752	733
Сірчана кислота, 98 %	–	1 857	1 837	1 817	1 798	1 779	1 761
75 %	1 709	1 689	1 669	1 650	1 632	1 614	1 597
60 %	1 532	1 515	1 498	1 482	1 466	1 450	1 434
Сірковуглець	1 323	1 293	1 263	1 233	1 200	1 165	1 125
Соляна кислота, 30 %	1 173	1 161	1 149	1 138	1 126	1 115	1 103
Толуол	902	884	866	847	828	808	788
Оцтова кислота, 100 %	–	1 072	1 048	1 027	1 004	981	958
50 %	–	1 074	1 058	1 042	1 026	1 010	994
Фенол (розплавлений)	–	–	1 075	1 058	1 040	1 022	1 003
Хлороформ	1 563	1 526	1 489	1 450	1 411	1 380	1 326
Чотирихлористий вуглець	1 670	1 633	1 594	1 556	1 517	1 471	1 434
Етилацетат	947	924	901	876	851	825	797
Етиловий спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716
80 %	–	857	843	828	813	797	783
40 %	–	947	935	923	910	897	885
20 %	–	977	969	957	946	934	922

Таблиця 9.6 – Фізичні властивості води (на лінії насичення)

ρ , кгс/см ²	t , °C	ρ , кг/м ³	i , КДж/кг	c , КДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,55	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,47	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,41	5,7	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,63	355	0,36	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,66	315	0,32	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,68	282	0,29	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,26	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,69	231	0,24	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,22	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,21	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,20	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,19	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,18	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,17	12,2	424	1,01

Таким чином, перший корпус

$$H_{omn} = [0,26 + 0,0014(1098 - 1000)]4 = 1,589 \text{ м,}$$

$$p_{сер} = p_1 + 0,5\rho_p g H_{онм} = 2,74 + \frac{0,5 \cdot 1098 \cdot 9,81 \cdot 1,589}{9,81 \cdot 10^4} = 2,827 \text{ кг/см}^2.$$

За $p_1 = 2,74 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 129,4 \text{ }^\circ\text{C}$; за $p_{сер} = 2,827 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 130,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{з.эф} = 130,6 - 129,4 = 1,2 \text{ }^\circ\text{C} = 1,2 \text{ К.}$$

Другий корпус

$$H_{онм} = [0,26 + 0,0014(1156 - 1000)]4 = 1,91 \text{ м,}$$

$$p_{сер} = 1,47 + \frac{0,5 \cdot 1156 \cdot 9,81 \cdot 1,91}{9,81 \cdot 10^4} = 1,58 \text{ кг/см}^2.$$

За $p_1 = 1,47 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 110,1 \text{ }^\circ\text{C}$; за $p_{сер} = 1,58 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 112,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{з.эф} = 112,3 - 110,1 = 2,2 \text{ }^\circ\text{C} = 2,2 \text{ К.}$$

Третій корпус

$$H_{онм} = [0,26 + 0,0014(1317 - 1000)]4 = 2,81 \text{ м,}$$

$$p_{сер} = 0,2 + \frac{0,5 \cdot 1317 \cdot 9,81 \cdot 2,81}{9,81 \cdot 10^4} = 0,385 \text{ кг/см}^2.$$

За $p_{сер} = 0,385 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 74,39 \text{ }^\circ\text{C}$; за $p_1 = 0,2 \text{ кгс/см}^2$, $t_{кин} = 59,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{з.эф} = 74,39 - 59,7 = 14,69 \text{ }^\circ\text{C} = 14,69 \text{ К.}$$

Разом $\sum \Delta t_{з.эф} = 1,2 + 2,2 + 14,69 = 18,09 \text{ }^\circ\text{C} = 18,09 \text{ К.}$

Від гідравлічних опорів. Втрату різниці температур на кожному інтервалі між корпусами беремо в 1 К. Інтервалів усього три («перший – другий», «другий – третій», «третій – конденсатори»), отже, $\Delta t_{з.с} = 1 \cdot 3 = 3 \text{ К.}$

Сума всіх температурних втрат для установки в цілому

$$\sum \Delta t_{em} = 12 + 18,09 + 3 = 33,09 \text{ К.}$$

Корисна різниця температур. Загальна різниця температур $143 - 59,7 = 83,3 \text{ }^\circ\text{C} = 83,3 \text{ К}$; отже, корисна різниця температур

$$\Delta t_{кор} = 83,3 - 33,09 = 50,21 \text{ К.}$$

Визначення температур кипіння в корпусах: у третьому корпусі $t_3 = 59,7 + 1 + 7 + 14,69 = 82,4 \text{ }^\circ\text{C}$; у другому $t_2 = 110,1 + 1 + 3 + 2,2 = 116,3 \text{ }^\circ\text{C}$; у першому $t_1 = 129,4 + 1 + 2 + 1,2 = 133,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі по корпусах. За знайденими температурами кипіння та концентраціями розчинів у корпусах підбираємо за довідниковими даними розрахункові константи – фізичні характеристики розчинів (густина, теплопровідність, теплоємність, в'язкість). Далі беремо діаметри труб та їх довжини (залежно від типу випарного апарата).

За цими даними обчислюємо коефіцієнти тепловіддачі для пари, яка конденсується, та киплячого розчину, а також коефіцієнти теплопередачі. При цьому потрібно врахувати шар накипу приблизно 0,5 мм.

На підставі таких попередніх розрахунків візьмемо: для першого корпусу $K_1 = 1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для другого корпусу $K_2 = 990 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для третього корпусу $K_3 = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Орієнтовне співвідношення коефіцієнтів теплопередачі по корпусах під час випарювання водяних розчинів солей $K_1:K_2:K_3 = 1:0,58:0,34$.

Складання теплових балансів за корпусами. Для спрощення наближеного розрахунку складемо теплові баланси без урахування теплових втрат і приймемо, що з кожного корпусу до наступного розчин надходить за середньої температури кипіння. За умовами розчин подається на випарювання підігрітим до температури кипіння в першому корпусі. Тоді витрата теплоти в першому корпусі

$$Q_1 = W_{1r1} = 0,295 \cdot 2179 \cdot 10^3 = 643000 \text{ Вт.}$$

Розчин надходить у другий корпус перегрітим, отже, $Q_{неперг}$ від'ємна (те-

плота самовипарювання) та витрата теплоти в другому корпусі

$$Q_2 = W_{2r2} - G_1 c_1 (t_1 - t_2) = 0,324 \cdot 2234 \cdot 10^3 - 1,09 \cdot 4190 \cdot 0,848(133,6 - 116,3) = 657000 \text{ Вт.}$$

Кількість теплоти, яку віддасть вторинна пара першого корпусу при конденсації, становить $W_{1r1} = 643000 \text{ Вт}$. Розбіжність надходження та витрати теплоти в тепловому балансі другого корпусу менше ніж 1 %.

Витрата теплоти в третьому корпусі

$$Q_3 = W_{3r3} - G_2 c_2 (t_2 - t_3) = 0,351 \cdot 2357 \cdot 10^3 - 0,77 \cdot 4190 \cdot 0,784(116,3 - 82,7) = 743000 \text{ Вт.}$$

Вторинна пара другого корпусу віддає теплоти під час конденсації (надходження теплоти до третього корпусу)

$$W_{2r2} = 0,324 \cdot 2234 \cdot 10^3 = 724000 \text{ Вт.}$$

Витрата нагрівної пари у першому корпусі

$$G_{r.2} = \frac{643000}{2 \cdot 141 \cdot 10^3} = 0,3 \text{ кг/с.}$$

Питома витрата пари

$$d = \frac{G_{r.2}}{W} = \frac{0,3}{0,97} = 0,31 \text{ кг/кг.}$$

Розподіл корисної різниці температур по корпусах. Розподіл корисної різниці температур по корпусах зробимо у двох варіантах: з умови рівної площі поверхні та з умови мінімальної загальної площі поверхні корпусів, тобто пропорційно Q/K та пропорційно $\sqrt{Q/K}$. Знайдемо фактори пропорційності:

Таблиця 9.7 – Фактори для обчислення корисної різниці температур

Відношення	$\sqrt{\frac{Q}{K}}$	$\sqrt{\frac{Q}{K} \cdot 10^3}$
Перший корпус	378	615
Другий корпус	664	815
Третій корпус	1 280	1 131
Щодо установки	$\sum \frac{Q}{K} = 2322$	$\sum \sqrt{\frac{Q}{K} \cdot 10^3} = 2561$

Таблиця 9.8 – Корисні різниці температур за корпусами

Варіант рівної площі поверхні корпусів	Варіант мінімальної загальної площі поверхні корпусів
$\Delta t_1 = \frac{50,21 \cdot 378}{2322} = 8,174$	$\Delta t_1 = \frac{50,21 \cdot 615}{2561} = 12,057$
$\Delta t_2 = \frac{50,21 \cdot 664}{2322} = 14,358$	$\Delta t_2 = \frac{50,21 \cdot 815}{2561} = 15,978$
$\Delta t_3 = \frac{50,21 \cdot 1280}{2322} = 27,682$	$\Delta t_3 = \frac{50,21 \cdot 1131}{2561} = 22,174$
$\sum \Delta t_{кор} = 50,21 \text{ К}$	$\sum \Delta t_{кор} = 50,21 \text{ К}$

Таблиця 9.9 – Обчислення площі поверхні нагрівання

Варіант рівної площі поверхні корпусів	Варіант мінімальної загальної площі поверхні корпусів
$F_1 = \frac{643000}{1700 \cdot 8,174} = 46,27$	$F_1 = \frac{643000}{1700 \cdot 12,057} = 31,37$
$F_2 = \frac{657000}{990 \cdot 14,358} = 46,22$	$F_2 = \frac{657000}{990 \cdot 15,978} = 41,53$
$F_3 = \frac{743000}{580 \cdot 27,682} = 46,28$	$F_3 = \frac{743000}{580 \cdot 22,174} = 57,77$
$\sum \Delta F = 138,8 \text{ м}^2$	$\sum \Delta F = 138,8 \text{ м}^2$

Отже, за рівних площ поверхонь корпусів загальна площа поверхні нагрівання більша лише на 6 %.

Таким чином, візьмемо варіант рівної площі поверхні корпусів, що забезпечує однотипність устаткування.

Перевіримо температуру вторинної пари й тиск по корпусах.

Таблиця 9.10 – Перевірні розрахунки температури й тиску пари

Корпус	Температура кипіння, °C; $t_{кин} = t_{Fn} - \Delta t_{кор}$	Температура конденсації вторинної пари, °C; $t_0 = t_{кин} - \sum \Delta t_{кор}$	Тиск $p_{абс}$, кгс/см ²
Перший	143,0 – 10,0 = 132,9	132,9 – 3,59 = 129,3	2,7
Другий	129,3 – 17,6 = 111,7	111,7 – 4,96 = 106,7	1,31
Третій	106,7 – 33,4 = 73,3	73,3 – 13,32 = 60	0,2

Після цього необхідно, виходячи зі знайдених площ поверхонь корпусів, зробити уточнений розрахунок установки, в якому врахувати втрати теплоти в навколишнє середовище та розподіл температур і тисків по корпусах, що незначно змінився.

Питання для самоконтролю

1. Призначення, засоби та фізичні основи процесу випарювання. Класифікація випарок.
2. Які вимоги ставляться до випарних апаратів.
3. Конструкції та принцип дії випарного апарата з центральною циркуляційною трубою.
4. Конструкції та принцип дії випарного апарата з однократною циркуляцією розчину.
5. Конструкції та принцип дії випарного апарата з виносною поверхнею нагрівання.
6. Які процеси можна проводити в роторно-плівковому обладнанні?

7. Які переваги мають роторно-плівкові агрегати?
8. Опишіть принцип роботи роторно-плівкового агрегату.
9. Чим відрізняються горизонтальні роторно-плівкові агрегати та в яких випадках їх доцільно застосовувати? Назвіть основні особливості вертикальних агрегатів.
10. Випарна установка з механічним тепловим насосом. Конструкція та принцип дії.

Список додаткової літератури для вивчення розділу 9

1. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю. И. Дытнерский. – Москва : Химия, 1995.
2. Колач Г. Д. Выпарные станции / Г. Д. Колач, Д. В. Радун. – Москва : Машгиз, 1963.
3. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романов, А. А. Носков. – Львов : Химия, 1987.
4. Плановский А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / А. Н. Плановский, П. И. Николаев. – Москва : Химия, 1972. – 496 с.
5. Машины и аппараты химических производств / И. И. Чернобыльский и др. – 2-е изд. – Киев : Машгиз, 1961.
6. Чернобыльский И. И. Выпарные установки / И. И. Чернобыльский. – Киев : Высшая школа, 1970.

Навчальне видання

Пляцук Леонід Дмитрович,
Васькін Роман Анатолійович,
Шапорев Валерій Павлович та ін.

ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ПРИРОДООХОРОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Підручник
У двох томах
Том 1

Художнє оформлення обкладинки Р. А. Васькіна
Редактори: Н. З. Клочко, Н. М. Мажуга, С. М. Симоненко
Комп'ютерне верстання Р. А. Васькіна

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 25,34. Обл.-вид. арк. 25,45. Тираж 500 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.