

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет

**ТЕПЛОВІ Й МАСООБМІННІ  
ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ  
ХІМІЧНИХ І НАФТОГАЗОПЕРЕРОБНИХ  
ВИРОБНИЦТВ  
У СИСТЕМАХ «ГАЗ (ПАРА) – РІДИНА»**

Підручник

За загальною редакцією Я. Е. Михайловського

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми  
Сумський державний університет  
2021

Авторський колектив:

*Я. Е. Михайловський*, кандидат технічних наук, доцент;

*А. Є. Артюхов*, кандидат технічних наук, доцент

*М. П. Юхименко*, кандидат технічних наук, доцент

*Н. О. Артюхова*, кандидат технічних наук

Рецензенти:

*В. М. Атаманюк* – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри хімічної інженерії Національного університету «Львівська політехніка»;

*О. В. Гайковий* – кандидат технічних наук, начальник департаменту комплексних проєктів інституту «Нафтохімпроєкт» АТ «СМНВО-Інжиніринг»

*Рекомендовано до видання*

*вченою радою Сумського державного університету*

*як підручник*

*(протокол № 5 від 11 листопада 2021 року)*

**Т 34** **Теплові й масообмінні процеси та обладнання хімічних і нафтогазопереробних виробництв у системах «газ (пара) – рідина» : підручник / Я. Е. Михайловський, А. Є. Артюхов, М. П. Юхименко, Н. О. Артюхова ; за заг. ред. Я. Е. Михайловського. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 391 с.**

ISBN 978-966-657-882-5

Матеріал підручника викладено відповідно до навчальних програм із дисциплін «Процеси та апарати хімічних виробництв», «Машина та апарати хімічних виробництв», «Технологічні основи та обладнання хімічних виробництв», «Технологічні основи та обладнання нафтогазопереробки», «Процеси та апарати нафтогазопереробних виробництв», «Машина та апарати нафтогазопереробних виробництв». Розглянуто цілі та завдання курсового проєктування, порядок оформлення пояснювальної записки та графічної частини проєкту. Викладено теоретичні основи типових процесів хімічної технології, а також технології нафтогазопереробки. Розглянуто конструкції та принцип дії типових апаратів для проведення теплових і масообмінних процесів. Викладено порядок технологічних, конструктивних і гідравлічних розрахунків хіміко-технологічного обладнання. Викладено основи проєктування технологічних установок хімічної та нафтогазопереробної промисловості. Подано приклади розрахунків тепло- і масообмінних апаратів для реалізації процесів у системах «газ (пара) – рідина». Наведено принципи розрахунку та вибору допоміжного обладнання. У додатках подано необхідні довідкові дані.

Підручник призначений для студентів, які навчаються за освітніми програмами «Комп'ютерний інжиніринг обладнання хімічних виробництв», «Обладнання нафто- і газопереробних виробництв» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», слухачів курсів післядипломної освіти та підвищення кваліфікації, а також фахівців із суміжних спеціальностей.

**УДК 665.5:66.01/.09(075.8)**

© Сумський державний університет, 2021

© Михайловський Я. Е., Артюхов А. Є.,

Юхименко М. П., Артюхова Н. О., 2021

ISBN 978-966-657-882-5



*Присвячується пам'яті нашого Вчителя  
Анатолія Петровича Врагова*

**Анатолій Петрович Врагов** (1936–2008) – доктор технічних наук, професор, пройшов славетний трудовий шлях: працював конструктором Київського заводу «Більшовик», інженером, старшим інженером Кемеровської філії Державного інституту азотної промисловості, завідувачем лабораторії, старшим викладачем, доцентом Кузбаського політехнічного інституту, доцентом, професором та завідувачем кафедри Сумського державного університету. Його сфера наукових інтересів: виробництво мінеральних солей і добрив, гідродинаміка та тепломасообмін у дисперсних системах, процеси і техніка масової кристалізації солей із розчинів, оптимізація процесів та апаратів хімічних виробництв. Він є автором понад 160 наукових та навчально-методичних праць, серед яких 12 навчальних посібників, 60 статей у наукових і науково-технічних виданнях, 18 авторських свідоцтв та патентів.

Професор Врагов А. П. упродовж багатьох років брав участь у підготовці кваліфікованих інженерних кадрів, під його керівництвом захищено декілька кандидатських дисертацій. Його смерть – непоправна втрата і для всіх його соратників, які десятиліттями працювали разом із ним, і для тих, із ким він ділив свій ентузіазм, свою захопленість, свою радість від успіхів вітчизняної науки й промисловості, з якими він був пов'язаний усе життя – від студентських років до останнього дня.

Анатолій Петрович прожив яскраве й щасливе життя. Пам'ять про нього назавжди залишиться в наших серцях.

Серед багатьох навчальних дисциплін, які викладав проф. Врагов А. П., провідною була дисципліна «Процеси та апарати хімічних виробництв». Результатом багаторічного викладання цієї дисципліни стало видання навчальних посібників: «Гідромеханічні процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв», «Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв», «Масообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв»,

присвячених теоретичним закономірностям процесів, будові та принципу дії основних апаратів хімічних виробництв.

Саме ці теоретичні наукові праці стали поштовхом для його вдячних учнів та послідовників до написання практичної частини, а саме підручника з курсового проектування типових процесів і апаратів хімічних виробництв.

Автори



## ЗМІСТ

	С.
Передмова.....	8
Вступ.....	9
Розділ 1. Розрахунок кожухотрубчастого теплообмінника.....	13
1.1. Тепловий розрахунок.....	14
1.2. Конструктивний розрахунок.....	25
1.3. Гідравлічний розрахунок.....	35
1.4. Приклад розрахунку кожухотрубчастого теплообмінника.....	40
1.4.1. Тепловий розрахунок.....	40
1.4.2. Конструктивний розрахунок.....	44
1.4.3. Гідравлічний розрахунок.....	46
Розділ 2. Розрахунок кожухотрубчастого випарника з паровим простором.....	47
2.1. Тепловий розрахунок.....	48
2.2. Конструктивний розрахунок.....	53
2.3. Приклад розрахунку кожухотрубчастого випарника з паровим простором...	56
2.3.1. Тепловий розрахунок.....	56
2.3.2. Конструктивний розрахунок.....	59
2.3.3. Гідравлічний розрахунок.....	61
Розділ 3. Розрахунок апарата повітряного охолодження.....	63
3.1. Тепловий розрахунок.....	65
3.2. Конструктивний розрахунок.....	69
3.3. Аеродинамічний розрахунок.....	79
3.4. Приклад розрахунку апарата повітряного охолодження.....	81
3.4.1. Тепловий розрахунок.....	81
3.4.2. Конструктивний розрахунок.....	87
3.4.3. Аеродинамічний розрахунок.....	88
Розділ 4. Розрахунок випарного апарата.....	90
4.1. Матеріальні та теплові баланси випарної установки.....	107
4.2. Температурний режим випарної установки і температурні втрати.....	113
4.3. Кінетика теплопередачі під час випарювання розчинів.....	121
4.4. Конструктивний розрахунок гріючої камери.....	131
4.5. Конструктивний розрахунок сепараційної камери.....	137
4.6. Допоміжні вузли та обладнання випарних установок.....	141
4.7. Оптимальна кількість корпусів багатокорпусної випарної установки.....	146
4.8. Приклад розрахунку випарної установки.....	148
4.8.1. Розподіл кількості випареної води і концентрації розчинів за корпусами..	148
4.8.2. Визначення температур кипіння розчинів та корисної різниці температур	148
4.8.3. Визначення теплових навантажень.....	152
4.8.4. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі й теплопередачі.....	153
4.8.5. Розподіл корисної різниці температур. Поверхня теплопередачі.	
Технічна характеристика випарного апарата.....	159
4.8.6. Конструктивний розрахунок випарного апарата.....	160

Розділ 5. Розрахунок насадкового абсорбера.....	162
5.1. Статика абсорбції.....	165
5.2. Матеріальний баланс і робоча лінія процесу абсорбції. Питома витрата абсорбенту.....	168
5.3. Кінетика абсорбції.....	171
5.3.1. Молекулярна дифузія.....	172
5.3.2. Конвективна дифузія.....	174
5.3.3. Основне рівняння масопередачі. Залежність між коефіцієнтами масопередачі та масовіддачі. Лімітуюча стадія процесу масопередачі..	175
5.4. Рушійна сила процесу абсорбції. Кількість одиниць перенесення і методи її визначення.....	176
5.5. Елементи конструкції та гідродинаміка насадкових абсорберів.....	178
5.6. Конструктивний розрахунок насадкових абсорберів.....	183
5.6.1. Діаметр колони та густина зрошення.....	183
5.6.2. Висота шару насадки та повна висота колони.....	185
5.7. Гідрравлічний опір насадкової колони.....	188
5.8. Приклад розрахунку насадкового абсорбера.....	191
5.8.1. Масова витрата газової суміші. Кількість поглиненого компонента.....	191
5.8.2. Положення рівноважної та робочої ліній процесу на $Y - X$ -діаграмі. Питома і загальна витрати абсорбенту.....	191
5.8.3. Кількість одиниць перенесення. Рушійна сила процесу.....	193
5.8.4. Гідродинамічний режим роботи. Діаметр колони та густина зрошення...	195
5.8.5. Висота шару насадки та повна висота колони.....	197
5.8.6. Гідрравлічний опір насадкової колони.....	199
Розділ 6. Розрахунок тарілчастої ректифікаційної колони.....	200
6.1. Рівновага в системах «пара – рідина».....	214
6.2. Матеріальний баланс безперервної ректифікації. Вихід продуктів. Робочі лінії процесу ректифікації.....	222
6.3. Визначення флегмового числа.....	224
6.4. Гідродинаміка тарілчастих ректифікаційних колон.....	227
6.5. Парове навантаження і діаметр ректифікаційної колони. Гідрравлічний розрахунок масообмінних тарілок.....	232
6.6. Визначення кількості теоретичних і практичних тарілок ректифікаційної колони.....	243
6.7. Тепловий розрахунок ректифікаційної колони.....	251
6.8. Приклад розрахунку тарілчастої ректифікаційної колони.....	253
6.8.1. Масові витрати одержуваних продуктів.....	253
6.8.2. Лінія рівноважних концентрацій. Мінімальне флегмове число.....	253
6.8.3. Число одиниць перенесення. Оптимальне флегмове число.....	255
6.8.4. Швидкість пари. Діаметр ректифікаційної колони.....	260
6.8.5. Гідрравлічний розрахунок ректифікаційної колони.....	261
6.8.6. Розрахунок кількості тарілок ректифікаційної колони.....	266
6.8.7. Розрахунок теплового балансу ректифікаційної колони.....	270

Розділ 7. Основні вимоги до виконання елементів курсового проєкту.....	273
7.1. Загальні положення.....	273
7.2. Оформлення описової та розрахункової частин пояснювальної записки.....	273
7.3. Оформлення графічної частини.....	277
Додаток А.....	295
Додаток Б.....	330
Додаток В.....	365
Додаток Г.....	387
Список літератури.....	388

## ПЕРЕДМОВА

Навчальна дисципліна «Процеси та апарати хімічних виробництв» (ПАХВ) містить теоретичні та інженерні основи хімічної технології та займає важливе і визначальне місце в процесі підготовки фахівців із хімічної техніки.

Завершальним етапом самостійної роботи студента під час вивчення цієї дисципліни є виконання курсового проєкту на визначену тему. У результаті роботи над проєктом студенти закріплюють теоретичні й поглиблюють практичні навички в розрахунках процесів і апаратів хімічної технології та розв'язують самостійну творчу задачу з конструювання певного виду типового хімічного обладнання у складі хіміко-технологічних установок.

Курсовий проєкт із дисципліни ПАХВ являє собою першу велику інженерну роботу і розглядається як комплексне навчальне завдання, в якому узагальнюються знання, одержані студентами в курсі ПАХВ та суміжних дисциплінах «Гідравліка», «Технічна термодинаміка», «Фізична хімія», «Деталі машин» та ін.

У курсовому проєкті з дисципліни ПАХВ основна увага приділена питанням технології отримання цільового продукту, технологічним розрахункам хіміко-технологічної установки, визначенню технологічних і кінетичних параметрів процесів, що проходять у конкретному апараті. На основі виконаних технологічних розрахунків визначають основні конструктивні розміри проєктованого апарата і за чинними стандартами, каталогами й довідковою літературою вибирають апаратуру та/або її елементи для конкретних умов роботи, а на основі проведених розрахунків виконують графічну частину курсового проєкту.

Мета цього підручника – надати алгоритм виконання курсового проєкту з дисципліни ПАХВ та забезпечити читача необхідними довідковими, розрахунковими і графічними матеріалами для успішного виконання завдань курсового проєкту в межах розрахунку й конструювання теплообмінного та масообмінного обладнання хімічних і нафтогазопереробних виробництв у системі «газ (пара) – рідина» теплообмінних і випарних апаратів, а також колонних апаратів для проведення процесів абсорбції й ректифікації. У підручнику наведено розрахункові залежності, довідкові дані та джерела літератури, використання яких допоможе студентам виконати проєкт, зазначено послідовність і зміст розрахунків, подано приклади технологічних розрахунків типових апаратів хімічної технології. У додатках наведено каталоги стандартизованих теплообмінних та випарних апаратів, елементів масообмінних колонних апаратів, основних графічних зображень елементів технологічної схеми, приклади технологічних розрахунків розглянутих у підручнику процесів із застосуванням комп'ютерної техніки.

В окремому електронному додатку наведено приклади виконання технологічних схем деяких установок, а також складальних креслень і складальних одиниць (вузлів) деяких теплообмінних і масообмінних апаратів та їх тривимірні моделі.

Окремі рисунки в цьому підручнику виконано з елементами доповненої реальності (Augmented Reality). Вони допоможуть краще сприйняти ілюстративний матеріал і зрозуміти в деталях будову й принцип дії окремих апаратів та установок. AR+-зображення відмічені спеціальним символом.

## ВСТУП

Основна мета курсового проекту з дисципліни ПАХВ полягає в систематизації, закріпленні та поглибленні теоретичних знань, оволодінні навичками розв'язання інженерних задач, освоєнні інженерних методів розрахунку і проектування хімічної апаратури та хімічних установок, складання технічної документації, ознайомленні й використанні на практиці спеціальної та довідкової літератури, відповідних стандартів на підготовку текстових і графічних документів.

Завданнями курсового проектування є:

- поглиблення знань з одного з розділів дисципліни ПАХВ відповідно до теми проекту;
- ознайомлення з основними принципами та методами технологічного розрахунку типової апаратури хімічних виробництв;
- набуття й закріплення навичок роботи з технічною літературою, оформлення звітної технічної документації згідно з вимогами стандартів;
- розвиток інженерного напряму мислення та набуття досвіду конструкторської роботи;
- набуття досвіду використання основних принципів стандартизації в машинобудуванні – агрегатування, уніфікації, взаємозамінності вузлів тощо;
- використання в проектуванні сучасних інформаційних технологій – систем автоматизованого проектування та оформлення конструкторської документації (САД-систем), існуючих та авторських (створених під час виконання курсового проекту) програмних пакетів (систем імітаційного моделювання) для технологічних розрахунків установок хімічних і нафтогазопереробних виробництв, розрахунків гідродинамічних та тепломасообмінних характеристик обладнання тощо;
- розвиток навичок ухвалення технічних рішень, їх інженерного обґрунтування й доказового захисту.

У процесі курсового проектування студент демонструє свої знання у сфері методик технологічного, конструктивного, гідравлічного і механічного розрахунків апаратів, на базі аналізу літературних джерел обирає найбільш ефективну конструкцію апарата для заданого процесу (наприклад, із каталогів стандартизованого обладнання та його вузлів, атласів обладнання або інших довідкових матеріалів, зокрема буклетів фірм-виробників обладнання) та його оптимальні параметри, визначає послідовність його складання, монтажу і ремонту, виконує складальне креслення спроектованого апарата, його складальних одиниць та деталей, функціональну технологічну схему установки відповідно до вимог єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) для технічного проекту.

У процесі виконання курсового проекту студент освоює загальні та фахові компетенції, спрямовані на формування вміння виконувати розрахунки технологічних процесів та обладнання, а також навичок проектування технологічних схем хімічних виробництв.

До загальних компетенцій необхідно віднести:

- здатність застосовувати інформаційні та комунікаційні технології;
- здатність використовувати знання в практичних ситуаціях;
- здатність навчатися та оволодівати сучасними знаннями;
- здатність працювати самостійно та в складі команди;
- здатність шукати, обробляти та аналізувати інформацію з різних джерел;

– здатність ухвалювати обґрунтовані рішення.

Фаховими компетенціями є такі:

- здатність застосовувати типові аналітичні методи та комп'ютерні програмні засоби для вирішення інженерних завдань галузевого машинобудування;
- здатність демонструвати знання і розуміння фундаментальних наукових фактів, концепцій, теорій, принципів;
- здатність застосовувати відповідні кількісні математичні, наукові та технічні методи, а також комп'ютерне програмне забезпечення для вирішення інженерних завдань галузевого машинобудування;
- здатність втілювати інженерні розробки для одержання практичних результатів;
- здатність розуміти завдання сучасного виробництва, спрямовані на задоволення потреб споживачів;
- здатність визначати техніко-економічну ефективність типових систем та їх складників на основі застосування аналітичних методів;
- здатність демонструвати творчий та інноваційний потенціал у проєктних розробках;
- здатність застосовувати норми галузевих стандартів;
- здатність використовувати знання, щоб вибирати конструкційні матеріали, устаткування, процеси;
- здатність використовувати знання теоретичних основ хіміко-технологічних процесів та принципів роботи апаратів у хімічній галузі;
- здатність використовувати сучасні комп'ютерні технології для оптимізаційних розрахунків, конструювання та проєктування конкурентоспроможного обладнання та установок із прогресивними показниками якості.

За наслідками захисту курсового проєкту студенти одержують такі програмні результати:

- здатність демонструвати знання і розуміння засад фундаментальних та інженерних наук, що є основою галузевого машинобудування;
- здатність демонструвати знання з механіки і машинобудування та окреслювати перспективи їх розвитку;
- здатність ставити й вирішувати інженерні завдання галузевого машинобудування з використанням відповідних розрахункових та експериментальних методів;
- здатність використовувати одержані знання під час аналізування інженерних об'єктів, процесів та методів;
- здатність працювати з основними джерелами технічної інформації, зокрема іноземною мовою;
- здатність демонструвати розуміння і вміння застосовувати методи конструювання типових вузлів та механізмів відповідно до поставленого завдання;
- здатність обирати і застосовувати потрібне устаткування, інструменти та методи;
- здатність поєднувати теорію і практику для вирішення інженерного завдання;
- здатність демонструвати фахові майстерність і навички.

Тематика курсового проєктування з дисципліни ПАХВ повинна забезпечувати вирішення таких завдань:

- створення нових енергозберіжних і безвідхідних технологічних процесів;

- розроблення нового технологічного обладнання, що базується на застосуванні сучасних досягнень науки і техніки;
- модернізація відомих модулів машин та апаратів;
- розроблення прогресивних методів монтажу й ремонту обладнання.

Під час курсового проектування на перший план виходить вирішення завдання підвищення технічного рівня виробництва, якості вироблюваної продукції, ефективності використання обладнання.

В обсязі цього підручника розглянуто типові установки та обладнання основних хімічних і нафтогазопереробних виробництв, що охоплюють такі теми курсових проєктів із дисципліни ПАХВ:

- установки та обладнання для проведення теплообмінних процесів (теплообмінні та холодильні установки, випарні установки й апарати та ін.);
- масообмінні установки та обладнання для них (абсорбційні й ректифікаційні установки та колонна апаратура).

Для курсового проектування допускається розроблення нестандартних установок та обладнання за індивідуальними завданнями.

Для студентів, які активно працюють за науково-дослідною тематикою, курсовий проєкт може бути продовженням наукового напрямку, що розвивається на кафедрі та підтримується науковим керівником-консультантом.

До елементів науково-дослідного характеру в курсовому проєкті можуть належати такі:

- варіантне проектування (зіставлення різних варіантів із метою знаходження оптимальної, прийнятної до застосування сфери);
- теоретичне дослідження, пов'язане із самостійним теоретичним аналізом;
- експериментальне дослідження, що передбачає розроблення плану і методики експерименту, вибір апаратури і макетування, алгоритмізацію завдання, оброблення результатів, зіставлення з теоретичними даними та висновки;
- аналітичний огляд (ураховуючи зарубіжні джерела науково-технічної літератури);
- оцінювання патентоспроможності пристроїв (апаратів).

Тематика курсового проектування обирається таким чином, щоб у подальшому на основі розв'язаних типових задач та сформованого алгоритму розрахунку і проектування установок та обладнання студент мав можливість здійснення розрахунку промислових установок та обладнання, що працюють на реальні виробничі потужності та відповідно до регламенту виробництва.

Роботу над курсовим проєктом із дисципліни ПАХВ рекомендується виконувати в такій послідовності:

1. Ознайомлення із заданою темою за конспектом лекцій, спеціальною і навчальною літературою, визначення закономірностей проходження цільового процесу.
  2. Ознайомлення з необхідними для проектування стандартами, каталогами, альбомами, атласами обладнання, нормальми, кресленнями промислових установок та обладнання, регламентами виробництва.
  3. Ознайомлення з принциповою схемою установки, вибір типу (або окремих елементів) заданого для проектування апарата, складання ескізу установки та апарата.
  4. Виконання розрахунків за структурою та змістом пояснювальної записки.
- Під час проведення розрахунків у першому наближенні низка параметрів може бути

взята довільно (швидкість руху потоків, коефіцієнт теплопередачі, міжатрілчаста відстань, розмір елементів насадки тощо), які потім, під час розрахунків, уточнюються будучи параметрами оптимізації.

5. Розроблення конструкторської документації, виконання графічної частини проекту.

Зміст пояснювальної записки та графічної частини курсового проекту, а також їх оформлення докладно розглянуто в сьомому розділі підручника.

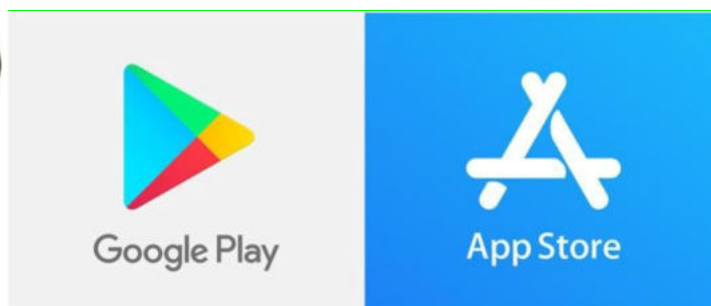
*У підручнику використано технологію доповненої реальності.*

*Для застосування цієї реальності необхідно встановити програму “Ulab AR” за таким QR-кодом:*



*Додержуйтеся вказівок програми. Медіаконтент підручника завантажується після встановлення програми “Ulab AR” за цим самим QR-кодом або автоматично після завершення її встановлення на смартфоні.*

*Для перегляду матеріалів у доповненій реальності наведіть смартфон на відповідні рисунки в підручнику, помічені знаком.*





## Розділ 1

### РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Теплопередачею називають складний процес перенесення тепла від гарячого теплоносія до холодного через стінку.

Апарати, в яких відбувається обмін теплом між теплоносіями, називають теплообмінниками.

Першим основним завданням розрахунку теплообмінника є визначення теплового навантаження – кількості тепла, яким теплоносії обмінюються під час здійснення процесу. На основі рівняння теплового балансу визначають не лише теплове навантаження апарата, а й масову витрату іншого теплоносія.

Другим основним завданням розрахунку теплообмінника є визначення теплообмінної поверхні, через яку відбувається передавання необхідної кількості тепла. Поверхня теплообміну визначається за основним рівнянням теплопередачі.

Рушійною силою теплопередачі є різниця температур між гарячим і холодним теплоносіями.

Теплопередача охоплює окремі процеси перенесення тепла: теплопровідність, конвекцію та променистий теплообмін. Тепло від гарячого теплоносія до стінки або від стінки до холодного теплоносія передається конвективним теплообміном, швидкість перенесення тепла на окремих стадіях визначається коефіцієнтами тепловіддачі. На швидкість тепловіддачі впливають режим руху теплоносія, характер набігання потоку на поверхню теплообміну, фізико-хімічні властивості та агрегатний стан теплоносія.

Найбільшого поширення в хімічній технології для процесів передавання тепла набули кожухотрубчасті теплообмінники. Вони призначені для роботи з теплоносіями рідина – рідина, пара – рідина, газ – рідина, газ – газ і являють собою апарати, виконані з рядів труб, складених за допомогою решіток у пучок та розміщених у кожусі циліндричної форми.

У цьому розділі викладено розрахунок кожухотрубчастих теплообмінників із нерухомими трубними решітками (рис. 1.1), застосовуваними для нагрівання та охолодження газоподібних і рідких середовищ у технологічних процесах хімічної, газової, нафтохімічної та суміжних галузях промисловості.

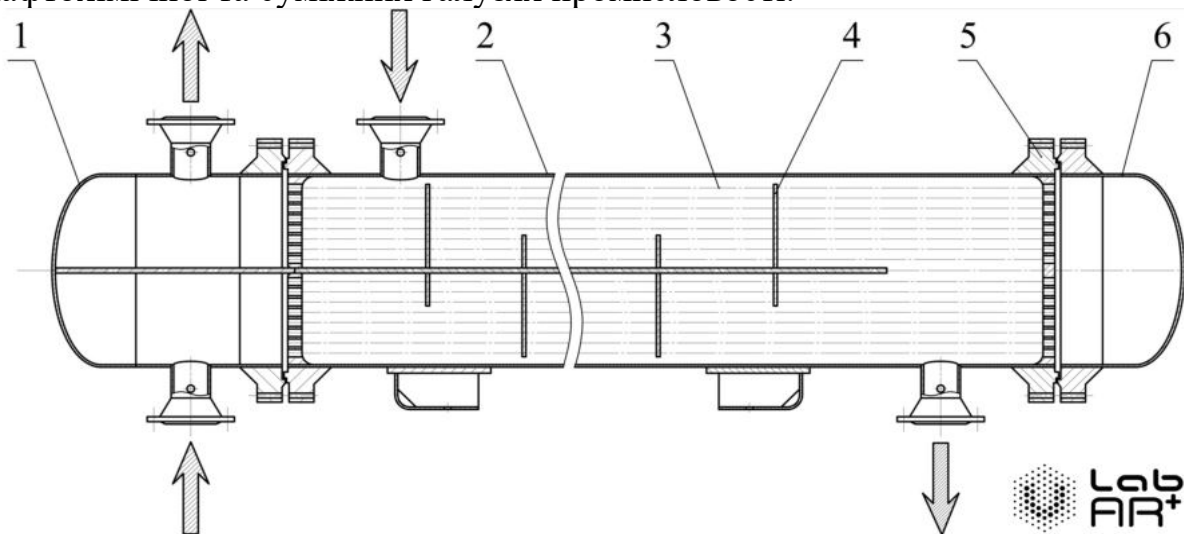


Рисунок 1.1 – Кожухотрубчастий теплообмінник із нерухомими трубними решітками:  
1 – розподільна камера; 2 – кожух; 3 – теплообмінна труба; 4 – поперечна перегородка;  
5 – трубна решітка; 6 – кришка кожуха; 7 – опора

Такі апарати складаються з пучка теплообмінних труб 3, кінці яких закріплені в спеціальних трубних решітках 5 розвальцюванням, зварюванням, паянням, а іноді на сальниках (рис. 1.2). Пучок труб розміщений усередині циліндричного кожуха 2, причому один із теплоносіїв рухається по трубах, а інший – у просторі між кожухом та трубами. Трубний та міжтрубний простори в апараті відокремлені, і кожний із цих просторів розділений за допомогою перегородок 4 на декілька ходів. Така будова дозволяє збільшити швидкості теплоносіїв у трубах та міжтрубному просторі.

З одного краю теплообмінний апарат закритий розподільною камерою 1, з іншого – кришкою 6. Апарат оснащений штуцерами для входу і виходу теплоносіїв та встановлений на опорах 7.

### 1.1. Тепловий розрахунок

**Теплове навантаження** визначають із рівняння теплового балансу, що має такий вигляд (без урахування втрат теплоти в довкілля):

$$Q = Q_2 = Q_x, \quad (1.1)$$

де  $Q_2$  – кількість теплоти, яку віддає гарячий теплоносій, Вт;  $Q_x$  – кількість теплоти, яку сприймає холодний теплоносій, Вт.

Якщо теплообмін відбувається без зміни агрегатного стану теплоносіїв, то

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к}), \quad (1.2)$$

$$Q = G_x \cdot c_x \cdot (t_{xк} - t_{xн}), \quad (1.3)$$

де  $G_2, G_x$  – витрати теплоносіїв, кг/с;  $c_2, c_x$  – питомі теплоємності теплоносіїв, Дж/(кг · К);  $t_{2н}, t_{2к}, t_{xн}, t_{xк}$  – початкові та кінцеві температури теплоносіїв, °С.

Тоді рівняння теплового балансу набирає вигляду

$$G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к}) = G_x \cdot c_x \cdot (t_{xк} - t_{xн}). \quad (1.4)$$

З рівняння (1.4) визначають теплове навантаження, витрату теплоносіїв або невідому температуру одного з теплоносіїв. Наприклад:

1) невідому витрату холодного теплоносія за формулою

$$G_x = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к})}{c_x \cdot (t_{xк} - t_{xн})} = \frac{Q}{c_x \cdot (t_{xк} - t_{xн})}; \quad (1.5)$$

2) невідому кінцеву температуру холодного теплоносія за формулою

$$t_{xк} = t_{xн} + \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к})}{G_x \cdot c_x}. \quad (1.6)$$

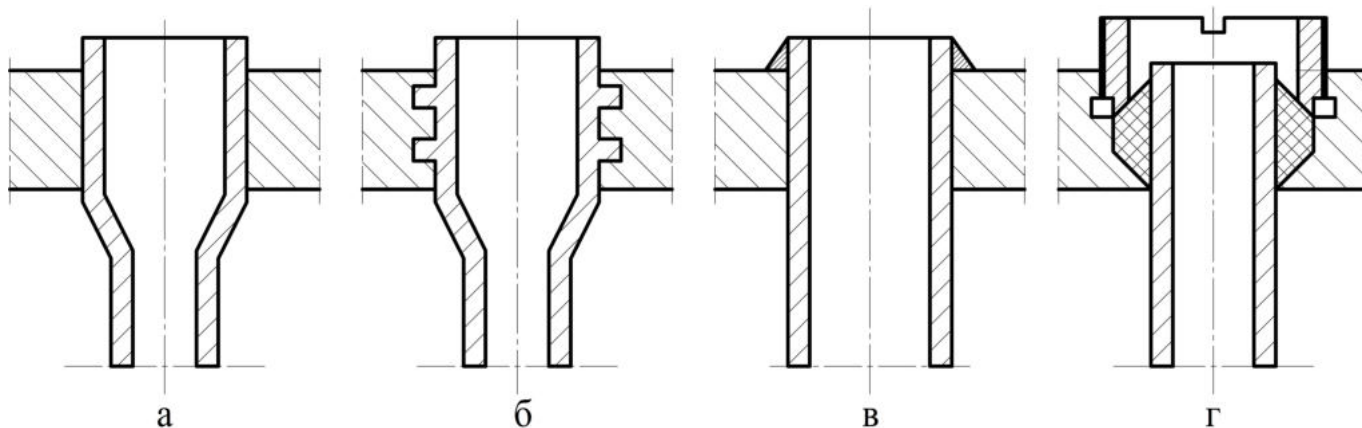


Рисунок 1.2 – Деякі способи закріплення труб у трубних решітках:

а – розвальцюванням; б – розвальцюванням з ущільнювальними канавками; в – зварюванням;  
г – сальниковим ущільненням

Рівняння теплового балансу для випадків, якщо теплообмін відбувається зі зміною агрегатного стану теплоносіїв, наведені в наступних розділах цього підручника.

**Середня рушійна сила теплообміну** залежить від початкових та кінцевих температур потоків, а також від схеми їх взаємного руху.

В апаратах із паралельним рухом теплоносіїв середню рушійну силу процесу визначають як середньологарифмічну між найбільшою та найменшою різницями температур потоків на кінцях апарата (рис. 1.3):

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})}. \quad (1.7)$$

Якщо ці різниці температур відрізняються не більше ніж удвічі, середню різницю температур можна розраховувати як середньоарифметичну між ними:

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (1.8)$$

Кількісний аналіз прототечійної та протитечійної схем засвідчує, що за однакових початкових умов протитечійна схема дозволяє нагріти холодний теплоносій до більш високої температури, ніж прототечійна (при прототечійній, як бачимо з рисунка 1.3, кінцева температура холодного теплоносія не може бути вищою від кінцевої температури гарячого теплоносія). Крім того, середня різниця температур при протитечії вище, ніж при прототечії, що обумовлює меншу необхідну поверхню теплообміну і, отже, компактність теплообмінника. Прототечійна схема, однак, забезпечує більш м'який режим нагрівання, що істотно для термолабільних продуктів. На практиці частіше використовують протитечійну схему руху теплоносіїв.

Під час перехресного і змішаного рухів теплоносіїв середню різницю температур обчислюють так само, як і для протитечійного з урахуванням поправки  $\epsilon_{\Delta t} < 1$  на конкретну схему руху теплоносіїв:

$$\Delta t_{сер} = \Delta t_{np} \cdot \epsilon_{\Delta t}, \quad (1.9)$$

де  $\Delta t_{np}$  – середня різниця температур, розрахована для протитечії.

Значення поправки  $\epsilon_{\Delta t}$  беруть зі спеціальних графіків [1–3] залежно від допоміжних параметрів (рис. 1.4):

$$P = \frac{t_{хк} - t_{хп}}{t_{2п} - t_{хп}}, \quad R = \frac{t_{2п} - t_{2к}}{t_{хк} - t_{хп}}. \quad (1.10)$$

Числові значення поправки  $\epsilon_{\Delta t}$  становлять зазвичай 0,5–1,0.

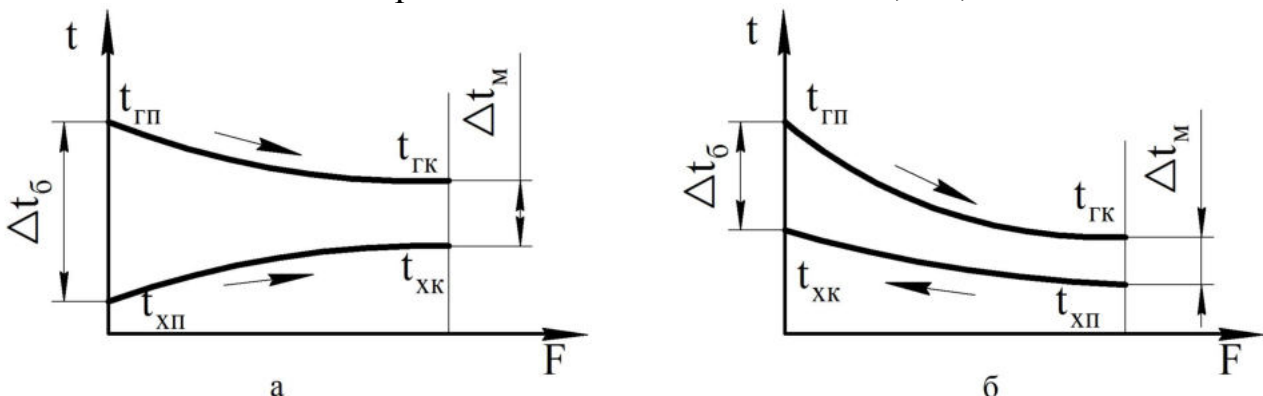


Рисунок 1.3 – Зміна температури теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну: а – під час прототечії; б – під час протитечії

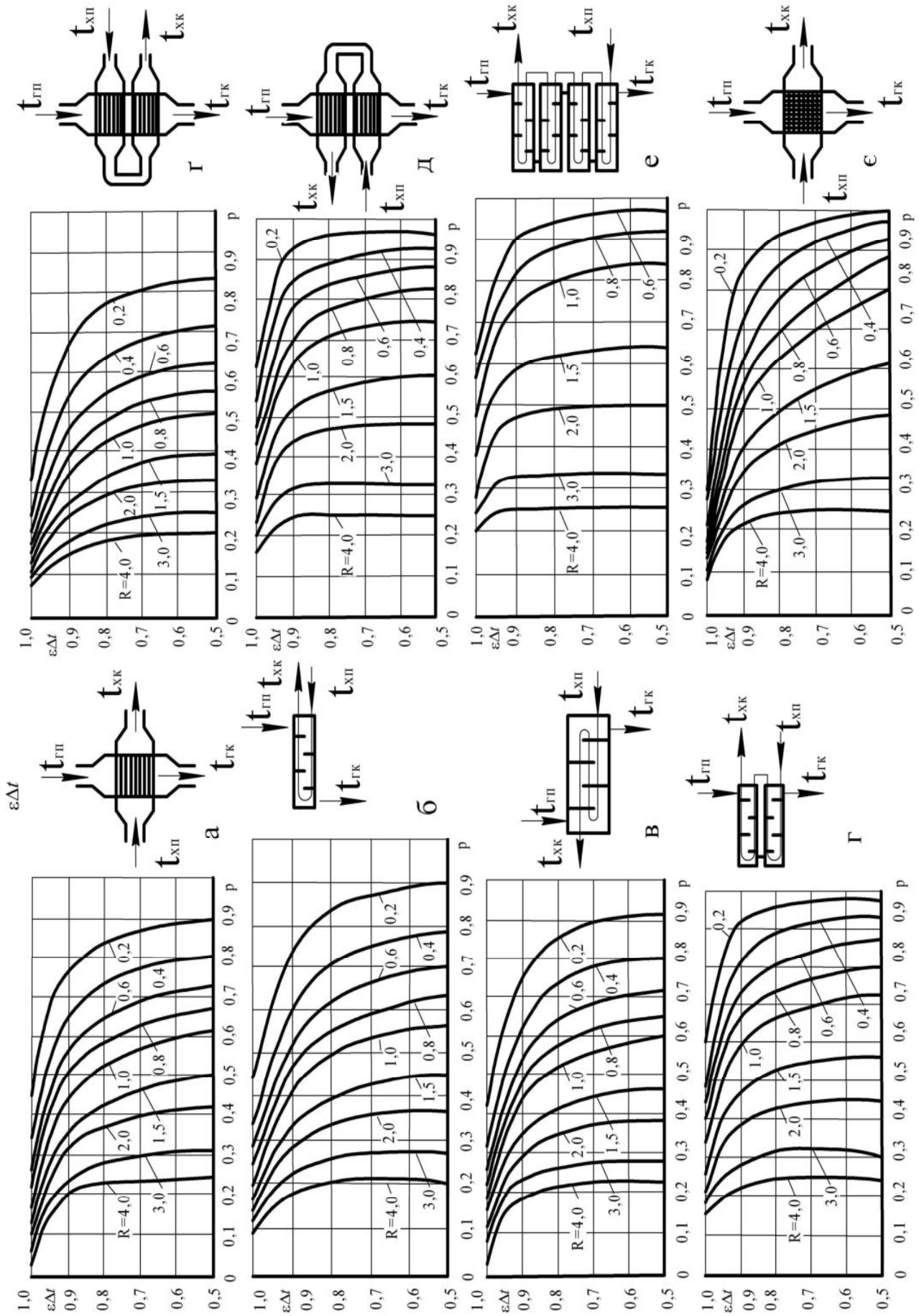


Рисунок 1.4 – Визначення поправки  $\epsilon_{\Delta t}$  за різних схем руху теплоносіїв у теплообміннику

На графіках (рис. 1.4) позначено: а – перехресна течія, гарячий теплоносій у міжтрубному просторі переміщується; б – багатоходовий у міжтрубному просторі та два ходи холодного теплоносія в трубах; в – багатоходовий у міжтрубному просторі та три ходи холодного теплоносія в трубах; г – багатоходовий у міжтрубному просторі та чотири ходи холодного теплоносія в трубах; ґ – перехресна течія, один хід у міжтрубному просторі (гарячий теплоносій переміщується), два ходи холодного теплоносія в трубах за прототечійним принципом; д – перехресна течія, один хід у міжтрубному просторі (гарячий теплоносій переміщується), два ходи холодного теплоносія в трубах за протитечійним принципом; е – багатоходовий у міжтрубному просторі та вісім ходів холодного теплоносія в трубах; є – перехресна течія, обидва теплоносії перемішуються.

Для розрахунку середньої різниці температур під час перехресного і змішаного рухів потоків також одержано [4, 5] рівняння, аналогічне рівнянню (1.7), в якому найбільша та найменша різниці температур визначаються за такими формулами:

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = \theta_{am} + \frac{\Delta T}{2}, \quad \Delta t_m = \theta_{am} - \frac{\Delta T}{2}, \quad (1.11)$$

де  $\theta_{am}$  – різниця середніх температур потоків, що не залежить від схеми теплообміну,

$$\theta_{am} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2} - \frac{t_{1n} + t_{1k}}{2}; \quad (1.12)$$

$\Delta T$  – характеристична різниця температур,

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_z + \Delta t_x)^2 - 4 \cdot p \cdot \Delta t_z \cdot \Delta t_x}; \quad (1.13)$$

$\Delta t_z = t_{2n} - t_{2k}$ ,  $\Delta t_x = t_{1k} - t_{1n}$  – зміни температур відповідного теплоносія;  $p$  – індекс протитечійності, що характеризує частку протитечії в загальному балансі теплообміну.

Величина індексу протитечійності  $p$  залежить від схеми теплообміну і для деяких схем теплообміну наведена в таблиці 1.1.

У разі простої змішаної течії потоків, коли в трубах теплоносій здійснює парну кількість ходів, а в міжтрубному просторі другий теплоносій – один хід, середню різницю температур можна також визначити за рівнянням [1, 6]:

$$\Delta t_{сеп} = \frac{A}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_m + A}{\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_m - A} \right)}, \quad (1.14)$$

де  $A$  – середньозважена величина для теплоносіїв,  $A = \sqrt{\Delta t_z^2 + \Delta t_x^2}$ .

**Середні температури теплоносіїв**, необхідні для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, визначаються таким способом. Для теплоносія, температура якого змінюється менше, середня температура визначається як середньоарифметична між початковою і кінцевою температурами. Тоді значення середньої температури другого теплоносія можна одержати використовуючи середню різницю температур.

Так, якщо  $(t_{2n} - t_{2k}) < (t_{1k} - t_{1n})$ , то

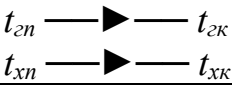
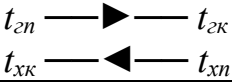
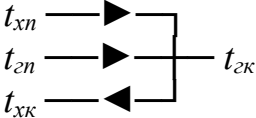
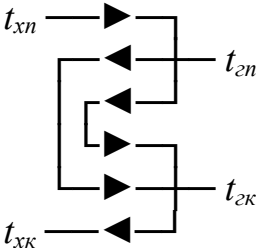
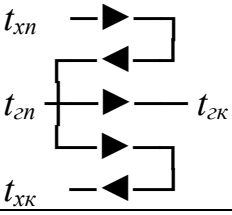
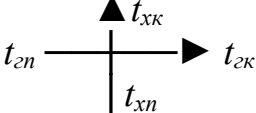
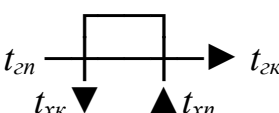
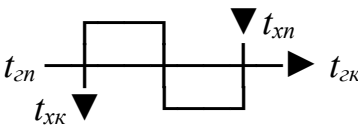
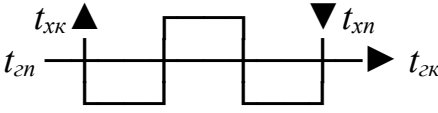
$$t_{сеп_2} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2}, \quad t_{сеп_x} = t_{сеп_2} - \Delta t_{сеп}. \quad (1.15)$$

Якщо  $(t_{1k} - t_{1n}) < (t_{2n} - t_{2k})$ , то

$$t_{сеп_x} = \frac{t_{1n} + t_{1k}}{2}, \quad t_{сеп_2} = t_{сеп_x} + \Delta t_{сеп}. \quad (1.16)$$

У разі зміни агрегатного стану теплоносія його температура постійна вздовж усієї поверхні теплопередачі й дорівнює температурі фазового перетворення, що залежить від тиску і складу теплоносія.

Таблиця 1.1 – Величина індексу протитечійності  $p$  для деяких схем теплообміну

Схема теплообміну	Найменування схеми теплообміну	Індекс протитечійності $p$
	Прямотечія	0
	Протитечія	1,0
	U-подібний елемент або два ходи в трубах, один хід у міжтрубному просторі	0,5
	Чотири ходи в трубах, два ходи у міжтрубному просторі	0,88
	Чотири ходи в трубах, один хід у міжтрубному просторі	0,45
	Перехресна течія з однократним перетинанням	0,56
	Перехресна течія з двократним перетинанням	0,88
	Складна перехресна течія	0,95
	Складна перехресна течія	1,0

Для визначення середніх температур робочих середовищ також рекомендовано [7, 8] більш точні формули:

а) для прямотечії

$$t_{cep_2} = \frac{R \cdot (t_{xn} + \Delta t_{cep}) + t_{2n}}{R + 1}, \quad t_{cep_x} = \frac{R \cdot t_{xn} + t_{2n} - \Delta t_{cep}}{R + 1}, \quad (1.17)$$

б) для протитечії (якщо  $R \neq 1$ )

$$t_{cep_2} = \frac{R \cdot (t_{xk} + \Delta t_{cep}) - t_{2n}}{R - 1}, \quad t_{cep_x} = \frac{R \cdot t_{xk} - t_{2n} + \Delta t_{cep}}{R - 1}, \quad (1.18)$$

де параметр  $R$  визначається за формулою (1.10).

Якщо температура вздовж поверхні теплообміну змінюється незначно, то середню температуру теплоносія можна визначати як середньоарифметичну між початковою і кінцевою температурами цього теплоносія.

Для попереднього вибору теплообмінника визначають орієнтовно очікувану площу поверхні теплообміну за основним рівнянням теплопередачі:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{сер}}, \quad (1.19)$$

де  $K_{op}$  – орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі для деяких випадків теплообміну між теплоносіями наведені в таблиці 1.2 [1, 2, 6].

Таблиця 1.2 – Орієнтовні значення коефіцієнта теплопередачі  $K_{op}$

Вид теплообміну	$K_{op}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	
	вимушений рух теплоносія	вільний рух теплоносія
Від газу до газу (за невисоких тисків)	10–40	4–12
Від газу до рідини (газові холодильники)	10–60	6–20
Від водяної пари, що конденсується, до газу (газові підігрівники)	10–60	6–12
Від рідини до рідини (вода)	800–1 700	140–340
Від рідини до рідини (вуглеводні, масла)	120–270	30–60
Від водяної пари, що конденсується, до води (конденсатори, підігрівники)	800–3 500	300–1 200
Від водяної пари, що конденсується, до органічних рідин (підігрівники)	120–340	60–170
Від пари органічних речовин, що конденсується, до води (конденсатори)	300–800	230–460
Від водяної пари, що конденсується, до киплячої рідини (випарники)	–	300–2 500

Під час подальшого розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для теплоносіїв, що не змінюють агрегатного стану, передусім необхідно визначити їх швидкості в апараті.

Вибір оптимальної швидкості теплоносія має велике значення. Збільшення швидкості покращує теплопередачу, але одночасно викликає збільшення гідравлічного опору і може призвести до гідравлічних ударів тощо, тому найвигіднішу швидкість можна встановити лише за допомогою техніко-економічного розрахунку. Зазвичай прагнуть забезпечити стійкий турбулентний рух теплоносія, що відповідає величинам критерію Рейнольдса  $Re_{op} \geq 10\,000$  [6, 7].

Після цього визначають орієнтовну швидкість руху теплоносія в трубах

$$w_{op} = \frac{Re_{op} \cdot \mu_{mp}}{d_s \cdot \rho_{mp}}, \quad (1.20)$$

де  $d_s$  – внутрішній діаметр труб теплообмінника;  $\mu_{mp}$ ,  $\rho_{mp}$  – відповідно в'язкість, Па · с, і густина, кг/м<sup>3</sup>, теплоносія в трубному просторі.

Для рідин, що мають невелику в'язкість, здебільшого беруть швидкість руху в інтервалі 1–2,5 м/с. Для газів, що надходять до апарата під тиском 0,15–1,0 МПа, масову швидкість ( $W = w \cdot \rho$ ) беруть в інтервалі 8–25 кг/(м<sup>2</sup> · с), що відповідає лінійній швидкості 5–15 м/с, для тиску стисненого газу 5–20 МПа масову швидкість беруть в інтервалі 100–300 кг/(м<sup>2</sup> · с), що відповідає лінійній швидкості газу 3–10 м/с [6].



Щоб вибрати можливі варіанти стандартизованих кожухотрубчастих теплообмінників, крім розрахованої орієнтовної площі поверхні теплообміну, необхідно визначити орієнтовно потрібну кількість труб, кількість ходів, переріз трубного простору.

Орієнтовний переріз одного ходу трубного простору для забезпечення потрібного режиму руху теплоносія дорівнює

$$S_{op} = \frac{G_{mp}}{\rho_{mp} \cdot w_{op}}, \quad (1.21)$$

де  $G_{mp}$  – масова витрата теплоносія в трубному просторі, кг/с.

Відповідно орієнтовна кількість труб в одному ході дорівнюватиме

$$n_{op} = \frac{N_{op}}{z_{op}} = \frac{S_{op}}{0,785 \cdot d_e^2} = \frac{G_{mp}}{0,785 \cdot d_e^2 \cdot \rho_{mp} \cdot w_{op}} = \frac{G_{mp}}{0,785 \cdot d_e \cdot Re_{op} \cdot \mu_{mp}}, \quad (1.22)$$

де  $N_{op}$  – орієнтовна загальна кількість труб теплообмінника;  $z_{op}$  – орієнтовна кількість ходів у трубному просторі.

На підставі розрахунків  $F_{op}$ ,  $S_{op}$ ,  $n_{op}$ , що забезпечують заданий режим, вибирають варіант (або декілька варіантів) конструкції кожухотрубчастого теплообмінника (див. табл. Б.1) і тим самим визначають: зовнішній  $D_n$  або внутрішній  $D_e$  діаметр кожуха, фактичне число ходів у трубному просторі  $z$ , фактичну кількість труб в одному ході  $n$  та загальну кількість труб в апараті  $N$ , площу прохідного перерізу одного ходу по трубах  $S_{mp}$  та між перегородками в міжтрубному просторі  $S_{mmp}$ , довжину труб  $l$  та фактичну площу поверхні теплообміну  $F$ .

Тоді фактичні швидкості теплоносіїв у трубах  $w_{mp}$  та міжтрубному просторі  $w_{mmp}$  визначають із використанням рівняння об'ємної витрати потоку:

$$w_{mp} = \frac{V_{mp}}{S_{mp}}, \quad w_{mmp} = \frac{V_{mmp}}{S_{mmp}}, \quad (1.23)$$

де  $V_{mp}$ ,  $V_{mmp}$  – об'ємні витрати теплоносіїв у трубах та міжтрубному просторі, м<sup>3</sup>/с.

Конструкції кожухотрубчастих теплообмінників із нерухомими трубними решітками і з температурним компенсатором на кожусі показані на рисунках Б.1–Б.5.

Визначені значення швидкостей руху теплоносіїв дозволяють розрахувати гідродинамічний режим їх течії в трубах і міжтрубному просторі та вибрати критеріальні рівняння, рекомендовані для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі.

Гідродинамічні режими течії теплоносіїв у трубному і міжтрубному просторах визначають за значеннями критеріїв Рейнольдса:

$$Re_{mp} = \frac{w_{mp} \cdot d_e \cdot \rho_{mp}}{\mu_{mp}}, \quad Re_{mmp} = \frac{w_{mmp} \cdot d_n \cdot \rho_{mmp}}{\mu_{mmp}}, \quad (1.24)$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр труб теплообмінника;  $\mu_{mmp}$ ,  $\rho_{mmp}$  – відповідно в'язкість, Па · с, і густина, кг/м<sup>3</sup>, теплоносія в міжтрубному просторі.

Найважливішою та найбільш трудомісткою частиною теплового розрахунку теплообмінника є визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

**Коефіцієнт тепловіддачі** показує, яка кількість тепла передається за одиницю часу конвекцією з ядра потоку теплоносія до стінки площею 1 м<sup>2</sup> (або навпаки) за різниці температур між середовищем і стінкою 1 градус.

Величина коефіцієнта тепловіддачі визначається гідродинамічними, теплофізичними та геометричними факторами. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від цих факторів надто складна і зазвичай не може бути встановлена теоретично. Тому для



визначення коефіцієнтів тепловіддачі звертаються до експериментів, а дослідні дані оброблюють за допомогою теорії подібності, в результаті цього одержують критеріальні рівняння, що виражають залежність між критеріями подібності.

Основні критерії подібності, застосовувані в розрахунках процесів конвективного теплообміну під час вимушеного руху теплоносіїв, наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Основні критерії подібності, застосовувані в критеріальних рівняннях конвективного теплообміну під час вимушеного руху теплоносіїв

Найменування	Формула	Основна фізична сутність
Критерій Рейнольдса характеризує режим руху потоку	$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}$	Міра співвідношення сил інерції до сил в'язкісного тертя
Критерій Нуссельта характеризує теплообмін між теплоносієм та стінкою	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Міра співвідношення інтенсивності конвективного теплообміну до кондуктивного
Критерій Пекле характеризує теплову подібність	$Pe = \frac{w \cdot l \cdot c \cdot \rho}{\lambda}$	Міра співвідношення теплових потоків, що передаються конвекцією і теплопровідністю
Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості теплоносія	$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}$	Міра співвідношення в'язкісних і температуропровідних властивостей теплоносія
Критерій Грасгофа характеризує режим руху теплоносія при вільній конвекції	$Gr = \frac{l^3 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot \Delta\theta}{\mu^2}$	Міра співвідношення виштовхувальної сили, що виникає при термогравітаційній конвекції, до сил в'язкісного тертя

У таблиці 1.3 позначено:  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія, 1/К;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м · К);  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості теплоносія, Па · с;  $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – питома масова теплоємність теплоносія, Дж/(кг · К);  $g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $l$  – визначальний геометричний розмір, м;  $\Delta\theta$  – частковий температурний напір (різниця між температурою теплоносія і температурою стінки), К;  $w$  – швидкість теплоносія, м/с.

До деяких критеріальних рівнянь в явному або прихованому вигляді входить температура стінки. Її можна визначити за формулами:

$$t_{cm_2} = t_{cep_2} - \frac{K}{\alpha_2} \cdot \Delta t_{cep}, \quad t_{cm_x} = t_{cep_x} + \frac{K}{\alpha_x} \cdot \Delta t_{cep}. \quad (1.25)$$

Оскільки на першій стадії уточненого розрахунку коефіцієнти  $\alpha_2$ ,  $\alpha_x$  і  $K$  невідомі, необхідно задатися їх орієнтовними значеннями, а в кінці розрахунку перевірити правильність оцінювання  $t_{cm}$ . Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конвективному теплообміні наведені в таблиці 1.4 [1, 6].

Таблиця 1.4 – Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі

Умова тепловіддачі	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	Умова тепловіддачі	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)
Вільна конвекція газів	6–12	Вимушена конвекція газів	20–100
Вільна конвекція рідин	300–800	Вимушена конвекція рідин	400–6 000
Кипіння органічних рідин	800–2 500	Конденсація водяних парів	5 000–15 000
Кипіння води і водних розчинів	1 000–10 000	Конденсація парів органічних рідин	500–2 500

Нижче наведені критеріальні рівняння для найпоширеніших випадків тепловіддачі за вимушеної конвекції без зміни агрегатного стану речовини.

1. Рух теплоносія в прямих трубах круглого перерізу (трубний простір кожухотрубного теплообмінника). Визначальна температура – середня температура теплоносія  $t_{cp}$ ; визначальний геометричний розмір – внутрішній діаметр труби  $d_e$ .

1.1. Для розвиненого турбулентного руху ( $Re \geq 10\,000$ ) експериментальні дані узагальнені критеріальним рівнянням [1, 3, 6, 7]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1.26)$$

де  $Pr_{cm}$  визначається за температури стінки  $t_{cm}$ .

1.2. У перехідному режимі руху ( $2\,300 < Re < 10\,000$ ) використовують критеріальні рівняння [7]:

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \quad (1.27)$$

або

$$Nu = B_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1.28)$$

де  $B_0$  – коефіцієнт, величина якого залежить від числа Рейнольдса та визначається за таблицею 1.5.

Таблиця 1.5 – Залежність коефіцієнта  $B_0$  від критерію  $Re$

$Re$	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	8 000	10 000
$B_0$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

1.3. У ламінарному режимі руху ( $Re \leq 2\,300$ ) можливі два випадки:

– за значень  $Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$ , якщо впливом вільної конвекції можна знехтувати, коефіцієнт тепловіддачі визначають за рівняннями [2]:

$$Nu = 1,61 \cdot Re \cdot Pr \cdot \left( \frac{d_e}{l} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}, \quad \text{якщо } Re \cdot Pr \cdot \left( \frac{d_e}{l} \right) > 12; \quad (1.29)$$

$$Nu = 3,66 \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}, \quad \text{якщо } Re \cdot Pr \cdot \left( \frac{d_e}{l} \right) \leq 12, \quad (1.30)$$

де  $\mu_{cm}$  – динамічна в'язкість теплоносія за температури стінки  $t_{cm}$ ;

– за значень  $Gr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$  настає так званий в'язкісно-гравітаційний режим, за якого впливом вільної конвекції знехтувати не можна, тому що в цьому режимі на тепловіддачу істотно впливає взаємний напрямок вимушеного руху і вільної конвекції; для цього випадку коефіцієнт тепловіддачі наближено розраховують за формулою [2]:

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (1.31)$$

2. Поздовжнє зовнішнє обтікання пучка труб (міжтрубний простір кожухотрубного теплообмінника). Визначальна температура – середня температура теплоносія  $t_{cp}$ ; визначальний геометричний розмір – еквівалентний діаметр міжтрубного простору

$$d_e = \frac{D_e^2 - N \cdot d_n^2}{D_e + N \cdot d_n}.$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі рекомендовано [9] використовувати критеріальне рівняння:

$$Nu = C \cdot (d_e \cdot Re)^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (1.32)$$

де  $C = 1,16$  за відсутності перегородок і  $C = 1,72$  за наявності сегментних перегородок.

При розвиненому турбулентному режимі руху теплоносія для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі також рекомендовано [6, 7] застосовувати рівняння

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (1.33)$$

де визначальним геометричним розміром є еквівалентний діаметр проточного перерізу

$$d_e = \frac{D_6^2 - N \cdot d_n^2}{N \cdot d_n}.$$

3. Поперечне обтікання пучка гладких труб (міжтрубний простір кожухотрубчастого теплообмінника). Визначальна температура – середня температура теплоносія  $t_{сер}$ ; визначальний геометричний розмір – зовнішній діаметр труби  $d_n$ .

Характер течії потоку в міжтрубному просторі (рис. 1.5) практично стабілізується в разі шахового розміщення труб, починаючи з 4-го ряду, а в разі коридорного розміщення – із 7-го ряду. Перемішування в разі шахового розміщення труб більш інтенсивне, ніж в разі коридорного, що обумовлює більш ефективну тепловіддачу.

Розрахункові рівняння [1, 3] залежать від величини числа  $Re$ .

При  $Re < 1\,000$  для коридорних та шахових пучків

$$Nu = 0,56 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (1.34)$$

При  $Re > 1\,000$ :

для коридорних пучків  $Nu = 0,22 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}; \quad (1.35)$

для шахових пучків  $Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1.36)$

де  $\varepsilon_\varphi$  – коефіцієнт, величина якого залежить від кута атаки потоку теплоносія на пучок труб та визначається за таблицею 1.6.

Таблиця 1.6 – Залежність коефіцієнта  $\varepsilon_\varphi$  від кута атаки  $\varphi$

$\varphi, ^\circ$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\varepsilon_\varphi$	0,42	0,52	0,67	0,78	0,88	0,91	0,98	1,00	1,00

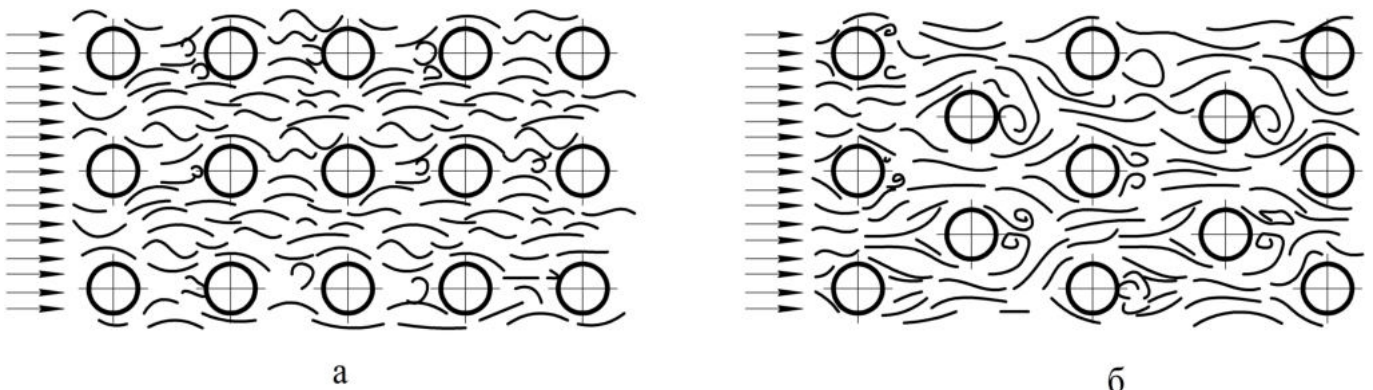


Рисунок 1.5 – Характер руху теплоносія в коридорних (а) та шахових (б) пучках гладких труб

Після визначення критеріїв Нуссельта для гарячого  $Nu_g$  і холодного  $Nu_x$  теплоносіїв розраховують відповідні коефіцієнти тепловіддачі за такими формулами:

$$\alpha_g = Nu_g \cdot \lambda_g / l_g, \quad \alpha_x = Nu_x \cdot \lambda_x / l_x. \quad (1.37)$$

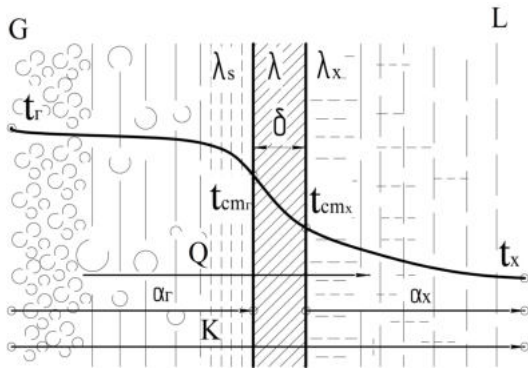


Рисунок 1.6 – Схема процесу теплопередачі між теплоносіями через роздільну стінку

Процес перенесення тепла від гарячого теплоносія до холодного через роздільну стінку називається **теплопередачею** та супроводжується зміною температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну, в цьому разі температура гарячого теплоносія зменшується, температура холодного теплоносія підвищується. Теплопередача є складним процесом, що включає окремі процеси тепловіддачі в гарячому й холодному теплоносіях та перенесення тепла теплопровідністю через стінку, що розділює теплоносії (рис. 1.6).

Швидкість перенесення тепла в апараті характеризується **коефіцієнтом теплопередачі**, що показує, скільки тепла передається за одиницю часу від гарячого теплоносія до холодного через  $1 \text{ м}^2$  площі теплообміну за середньої різниці температур між теплоносіями  $1$  градус. Коефіцієнт теплопередачі розраховують залежно від окремих коефіцієнтів тепловіддачі за допомогою рівняння адитивності термічних опорів на шляху теплового потоку:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_g + \delta_{cm}/\lambda_{cm} + 1/\alpha_x + \sum r_3}, \quad (1.38)$$

де  $\delta_{cm}$  – товщина стінки, м;  $\lambda_{cm}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м · К);  $\sum r_3$  – термічний опір забруднень з обох боків стінки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Теплова провідність забруднень на стінках залежить від роду теплоносія, його температури та швидкості, а також від матеріалу стінки й тривалості роботи апарата без очищення, тобто вресі-ресіт від роду осаду або продукту корозії.

Орієнтовні значення теплової провідності забруднень, що виникають під час руху того чи іншого теплоносія, наведено в таблиці 1.7 [1, 2, 9].

Таблиця 1.7 – Орієнтовні значення теплової провідності забруднень  $1/r_3$

Теплоносій	$1/r_3, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Теплоносій	$1/r_3, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Вода забруднена	1 400–1 860	Нафтопродукти	2 900
Вода середньої якості	1 860–2 900	Сірковуглець	5 000
Вода доброї якості	2 900–5 800	Вуглеводні низькокиплячі	5 000
Вода дистильована	11 600	Ацетон, розчинники	10 000
Конденсат	25 000	Аміак	4 000
Розчин аміачний	6 670	Органічні рідини, розсоли	5 800
Розчин солей	5 000	Вуглеводні ароматичні	5 560
Розчин лугів	2 500	Органічні пари	11 600
Кислота оцтова	2 000	Полімери	2 200
Кислота соляна, сірчана	2 000	Повітря	2 800
Водяна пара	5 800	Димові гази	1 700

Якщо теплова провідність шару забруднень невідома, визначається коефіцієнт теплопередачі за формулою (1.38) без урахування  $\sum r_z$  для чистої поверхні  $K_{чист}$ , а вплив забруднення стінки враховується коефіцієнтом використання поверхні  $\psi$ :

$$K = K_{чист} \cdot \psi. \quad (1.39)$$

Для більшості теплообмінних апаратів  $\psi = 0,65-0,85$  [9].

Після визначення фактичного коефіцієнта теплопередачі знову визначають розрахункову поверхню теплообміну з основного рівняння теплопередачі:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{сер}}. \quad (1.40)$$

За розрахунковою поверхнею теплообміну, використовуючи дані таблиці Б.1, із раніше вибраного ряду типорозмірів остаточно визначають поверхню теплообмінника  $F$  та його основні параметри, а також запас поверхні за формулою

$$\Delta = \frac{F - F_p}{F}. \quad (1.41)$$

Запас поверхні вибраного теплообмінника повинен бути в межах  $0,1 \leq \Delta \leq 0,2$ , у цьому разі можна варіювати лише довжиною трубчатки апарата. Якщо це неможливо, необхідно вибрати більш придатний теплообмінник і повторити розрахунок, починаючи з визначення фактичних швидкостей теплоносіїв за рівняннями (1.23). Доцільно відразу вибрати 2–3 варіанти теплообмінників і паралельно проводити для цих варіантів перевірний розрахунок, а потім зупинитися на теплообміннику, що відповідає умові  $F = (1,1-1,2) F_p$ .

## 1.2. Конструктивний розрахунок

Завданням конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів є визначення їх основних розмірів. Конструктивний розрахунок виконують залежно від типу апарата. Детальний розрахунок проводять у тому разі, якщо немає можливості вибрати стандартний теплообмінник серійного виробництва.

Конструктивний розрахунок кожухотрубчастого теплообмінника передбачає розрахунок проточної частини трубного простору, вибір розміщення труб у трубних решітках, визначення діаметра корпусу апарата, розрахунок проточної частини міжтрубного простору, визначення діаметра штуцерів.

Для стандартного теплообмінника конструктивний розрахунок зводять до визначення діаметра та підбору штуцерів.

Діаметр штуцерів можна визначити за таблицею Б.2 або розрахувати за рівнянням

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785 \cdot w \cdot \rho}}, \quad (1.42)$$

де  $G$  – масова витрата теплоносія, кг/с;  $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – швидкість руху теплоносія в штуцері, м/с.

Зазвичай швидкість рідин у трубах і каналах беруть у межах 0,5–3,0 м/с, швидкість парів та газів – 20–30 м/с.

Під час розрахування проточної частини трубного простору визначають площину прохідного перерізу труб одного ходу за формулою (1.21) і кількість труб в одному ході – за формулою (1.22).

Вибраний після теплового розрахунку теплообмінник має параметри: діаметр кожуха, кількість труб, ходів тощо. Ці характеристики теплообмінника використо-

вують для подальших розрахунків.

Якщо стандартний теплообмінник підібрати неможливо, конструктивний розрахунок проводять у такому порядку.

1. Вибирають схему розміщення труб у трубних решітках, а також планують ділянки під перегородки в трубних решітках і кришках багатоходових апаратів.

Труби в трубних решітках розміщують на вершинах правильних шестикутників, квадратів і на концентричних колах (рис. 1.7). Використання того чи іншого способу розміщення залежить від конструкції теплообмінника та умов його роботи. Розміщення на вершинах правильного шестикутника (шаховий трубний пучок) є найбільш поширеним, тому що водночас забезпечуються компактність теплообмінника, а також простота і технологічність його виготовлення. Розміщення труб на вершинах квадратів полегшує очищення міжтрубного простору, але є менш компактним. Розміщення на концентричних колах є найбільш компактним, але в цьому разі підвищується трудомісткість виготовлення. Цей спосіб застосовують в основному в кисневій апаратурі.

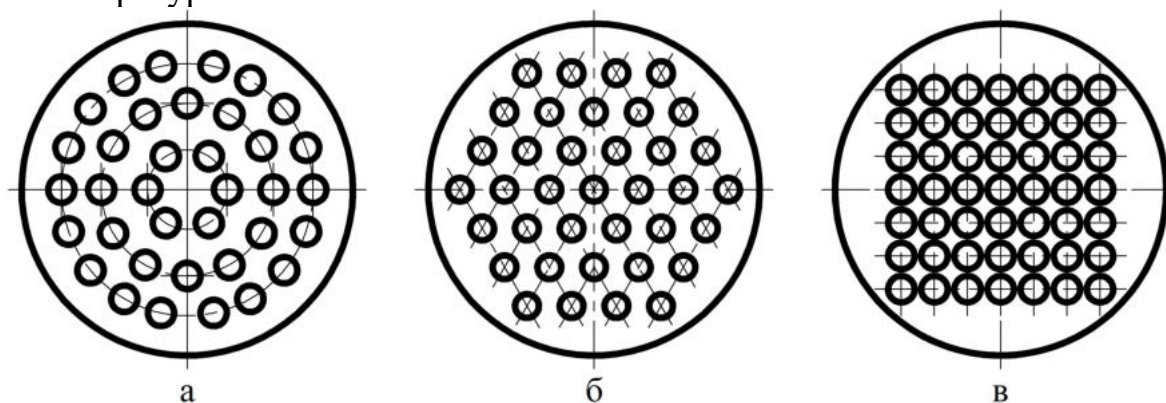


Рисунок 1.7 – Схеми розміщення труб у трубних решітках: а – на концентричних колах; б – на вершинах правильних шестикутників; в – на вершинах квадратів

У багатоходових апаратах передбачається розподіл труб за ходами і наявність відповідних перегородок у камерах. У цьому разі загальна кількість труб у межах даного діаметра трубної решітки зменшується, тому що на частині решітки розміщуються перегородки. Найчастіше використовують перегородки хордові, радіальні, дугові та комбіновані (рис. 1.8) [8].

На рисунку 1.8 а і б суцільними лініями показані хордові перегородки в передній камері апарата з боку входу теплоносія в трубний простір, а пунктирними лініями – перегородки в протилежній задній камері. Цифри показують послідовність ходів: за непарними ходами теплоносієм рухається від передньої камери до задньої, а за парними ходами – в протилежному напрямку. Радіальні перегородки показані на рисунку 1.8 в. Дугові перегородки зазвичай застосовують у комбінації з іншими типами перегородок, наприклад із радіальними (рис. 1.8 г).

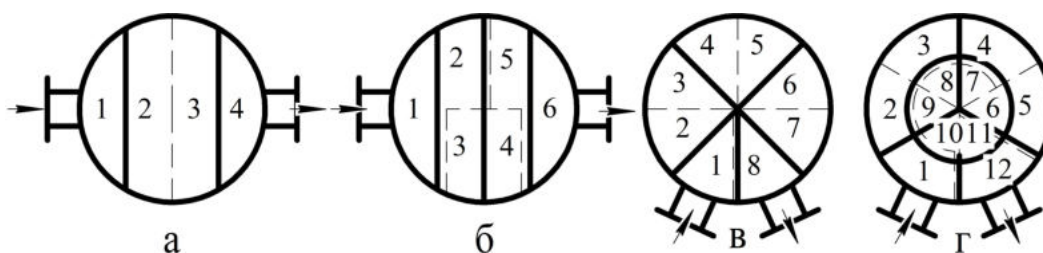


Рисунок 1.8 – Схеми розміщення перегородок у камерах багатоходових теплообмінників: а, б – хордові; в – радіальні; г – комбіновані (радіальні та дугові)



Мінімальну товщину перегородки  $\delta$  визначають залежно від діаметра апарата  $D$  за даними таблиці 1.8.

Таблиця 1.8 – Залежність товщини перегородки від діаметра апарата

Діаметр апарата $D$ , мм	325–426	500–600	800–1 200	> 1 200
Товщина перегородки $\delta$ , мм	6	10	12	14

2. Вибирають метод кріплення труб у трубній решітці.

Кріплення труб у трубній решітці повинно бути герметичним (надійно відвертати змішування потоків гарячого і холодного теплоносіїв) та міцним (витримувати осьові сили, що виникають в теплообміннику під дією різниці тисків у трубному та міжтрубному просторах) [10].

На рисунку 1.2 наведені основні способи кріплення труб у трубній решітці. Найбільш поширений спосіб кріплення – розвальцювання (рис. 1.2 а). Труби вставляють в отвори решітки з деяким зазором, а потім обкатують ізсередини спеціальним інструментом, обладнаним роликками. У цьому разі в стінках труби створюються напруження вищі, ніж межа текучості, а в трубній решітці – лише до межі пружності, завдяки цьому після зняття вальцювання в матеріалі труби залишаються пластичні деформації, і матеріал трубної решітки, повертаючись до початкового положення, щільно обтискує кінці труб.

Розвальцювання по гладкій поверхні використовують за тиску в апараті до 0,6 МПа. Підвищення міцності з'єднання за більших тисків досягається при розвальцюванні в отворах з однією або двома ущільнювальними канавками (рис. 1.2 б).

Кріплення труб зварюванням (рис. 1.2 в) застосовують для зняття обмежень за допустимим тиском під час роботи теплообмінника. Але заміна труб у цьому разі значно утруднюється. Якщо потрібна температурна компенсація, використовують з'єднання за допомогою сальника (рис. 1.2 г), що забезпечує незалежне розширення кожної труби. Такий спосіб з'єднання доцільний, якщо кількість труб невелика.

Паяння є типовим способом кріплення труб у мідній апаратурі. Склеювання застосовують для неметалевих труб.

3. Визначають внутрішній діаметр корпусу апарата.

Міцність трубної решітки визначається відстанню між суміжними трубами  $s$  і способом їх кріплення. Відстань між трубами вибирають залежно від зовнішнього діаметра труб за формулами [7, 9]:

$$\text{при закріпленні труб розвальцюванням } s = (1,3 - 1,5) \cdot d_n; \quad (1.43)$$

$$\text{при закріпленні труб зварюванням } s = 1,25 \cdot d_n, \quad (1.44)$$

або за даними таблиці 1.9.

Таблиця 1.9 – Залежність відстані між трубами від зовнішнього діаметра труб

Зовнішній діаметр труб $d_n$ , мм	16	20	25	38	57
Відстань між трубами $s$ , мм	21	26	32	48	70

Число труб на площині найбільшого шестикутника визначають за формулою

$$N_0 = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1 = 0,75 \cdot (b^2 - 1) + 1, \quad (1.45)$$

де  $a$  – кількість труб, розміщених на стороні найбільшого шестикутника;  $b$  – число труб, розміщених на діагоналі найбільшого шестикутника,  $b = 2 \cdot a - 1$ .

Кількість труб під час розміщення на вершинах правильних шестикутників і концентричних колах наведена в таблиці 1.10.

Таблиця 1.10 – Кількість труб під час розміщення на вершинах правильних шестикутників і концентричних колах

Розміщення на вершинах правильних шестикутників								Розміщення на концентричних колах		
кількість труб на стороні найбільшого шестикутника $a$	кількість труб на діагоналі найбільшого шестикутника $b$	кількість труб на площині найбільшого шестикутника $N_0$	кількість додаткових труб за рядами сегментів			кількість труб на всіх сегментах $M$	загальна кількість труб $N$	кількість кіл	кількість труб на найбільшому колі	загальна кількість труб $N$
			1-й ряд $M_1$	2-й ряд $M_2$	3-й ряд $M_3$					
1	1	–	–	–	–	–	1	–	–	–
2	3	7	–	–	–	–	7	1	6	7
3	5	19	–	–	–	–	19	2	12	19
4	7	37	–	–	–	–	37	3	18	37
5	9	61	–	–	–	–	61	4	25	62
6	11	91	–	–	–	–	91	5	31	93
7	13	127	–	–	–	–	127	6	37	130
8	15	169	3	–	–	18	187	7	43	173
9	17	217	4	–	–	24	241	8	50	223
10	19	271	5	–	–	30	301	9	56	279
11	21	331	6	–	–	36	367	10	62	341
12	23	397	7	–	–	42	439	11	69	410
13	25	469	8	–	–	48	517	12	75	485
14	27	547	9	2	–	66	613	13	81	566
15	29	631	10	5	–	90	721	14	87	653
16	31	721	11	6	–	102	823	15	94	747
17	33	817	12	7	–	114	931	16	100	847
18	35	919	13	8	–	126	1 045	17	106	953
19	37	1 027	14	9	–	138	1 165	18	113	1 066
20	39	1 141	15	12	–	162	1 303	19	119	1 185
21	41	1 261	16	13	4	198	1 459	20	125	1 310
22	43	1 387	17	14	7	228	1 615	21	131	1 441
23	45	1 519	18	15	8	246	1 765	22	138	1 579
24	47	1 657	19	16	9	264	1 921	23	144	1 723
25	49	1 801	20	17	10	282	2 083	24	150	1 873

Тоді внутрішній діаметр корпусу одноходового теплообмінника визначають за формулою

$$D_e = s \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_n \quad \text{або} \quad D_e = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{N}. \quad (1.46)$$

Внутрішній діаметр корпусу багатходового теплообмінника розраховують за формулою

$$D_e = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{N/\eta}, \quad (1.47)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт заповнення трубної решітки,  $\eta = 0,6-0,8$ .

Розрахункове значення діаметра корпусу округлюють до найближчого більшого діаметра, рекомендованого державним стандартом або нормальними.

4. Розраховують проточну частину міжтрубного простору.

Площину поперечного перерізу міжтрубного простору визначають умовами



розміщення трубного пучка

$$S_{mnp} = 0,785 \cdot (D_e^2 - N \cdot d_n^2). \quad (1.48)$$

Швидкість та режим руху теплоносія в міжтрубному просторі визначають за формулами (1.23) і (1.24). Якщо за розрахункової швидкості значення  $Re_{mnp}$  буде меншим ніж 10 000, визначають швидкість, за якої настане турбулізація потоку:

$$w_{турб} = w_{mnp} \cdot \frac{10000}{Re_{mnp}}. \quad (1.49)$$

Така швидкість стає можливою при встановленні в міжтрубному просторі поздовжніх або поперечних перегородок. Число ходів у міжтрубному просторі під час поздовжнього руху теплоносія та за вибраної швидкості визначається за формулою

$$z_{np} = 0,785 \cdot \frac{D_e^2}{S'_{mnp}} \cdot (1 - x_{np}), \quad (1.50)$$

де  $S'_{mnp}$  – переріз потоку за швидкості, що відповідає турбулентному режиму руху,  $S'_{mnp} = V_{mnp}/w_{турб}$ ;  $x_{np}$  – ступінь заповнення перерізу трубами в поздовжньому потоці,  $x_{np} = 0,4-0,5$ .

Водночас кількість поздовжніх перегородок  $m_{np} = z_{np} - 1$ .

Для зручності з'єднання апарата з трубопроводами рекомендується [8] вибирати парну кількість ходів.

Довжину поздовжньої перегородки визначають з умови збереження постійності швидкості та перерізу потоку під час повороту між ходами. Так, наприклад, для двоходового апарата (рис. 1.9 а) одержано

$$l = L - \frac{S_{mnp}}{D_e - b \cdot d_n}. \quad (1.51)$$

Установлення поздовжніх перегородок в апаратах іноді виявляється незручним із конструктивних міркувань і більше ніж 4–6 ходів зазвичай не беруть.

Іншим варіантом утворення багатоходової конструкції є влаштування в міжтрубному просторі поперечних перегородок (рис. 1.9 б).

Кількість ходів у міжтрубному просторі під час поперечного руху теплоносія визначають на основі співвідношення

$$z_{non} = \frac{L \cdot (D_e - b \cdot d_n)}{S'_{mnp}} = \frac{L \cdot D_e}{S'_{mnp}} \cdot (1 - x_{non}), \quad (1.52)$$

де  $x_{non}$  – ступінь заповнення перерізу трубами в поперечному потоці,  $x_{non} = 0,75-0,8$ .

Водночас кількість поперечних перегородок  $m_{non} = z_{non} - 1$  (див. табл. Б.3 [2]).

Переріз потоку в напрямку вздовж труб (під час повороту між ходами) дорівнює

$$S''_{mnp} = \left( \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{360} - \frac{D_e^2}{8} \cdot \sin \gamma \right) \cdot (1 - x_{np}), \quad (1.53)$$

де  $\gamma$  – центральний кут сегмента перегородки, град.

Кут  $\gamma$  визначають за умови виконання співвідношення  $S'_{mnp} = S''_{mnp}$ . Ширину перегородки  $b$  визначають за формулою (див. рис. 1.9 б):

$$b = \frac{D_e}{2} + \frac{D_e}{2} \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right). \quad (1.54)$$

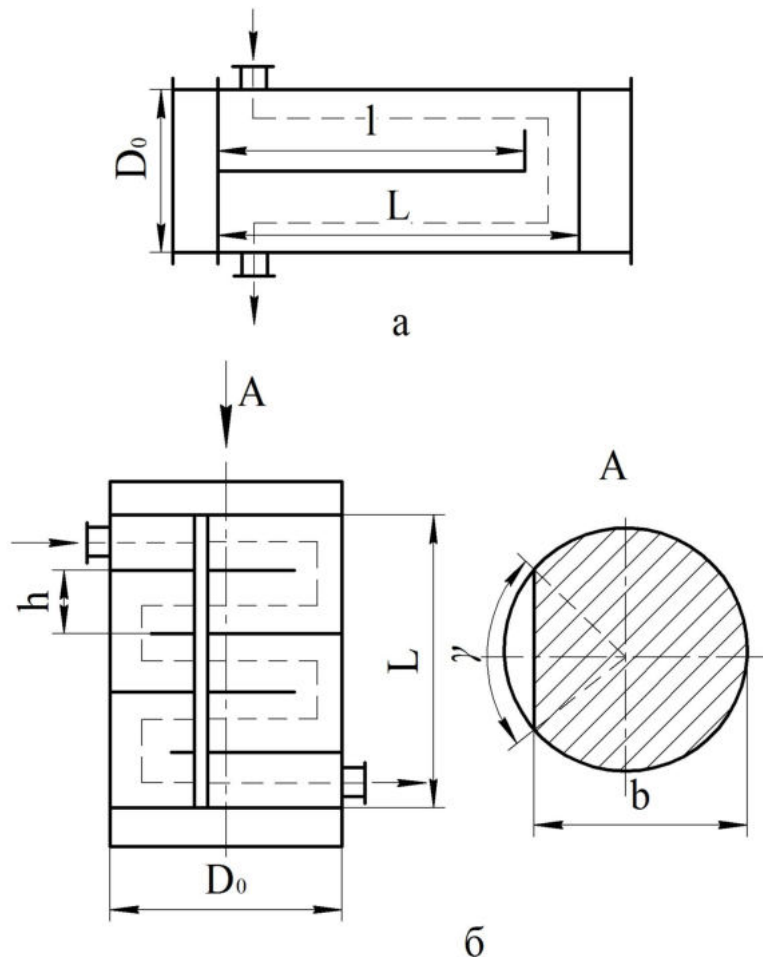


Рисунок 1.9 – Схема будови поздовжньої (а) та поперечних (б) перегородок у міжтрубному просторі теплообмінного апарата

Також у цьому разі можна скористатися співвідношенням  $b = (0,6-0,8) \cdot D_в$ , що відповідає значенням  $\gamma = 100-150^\circ$ .

У промисловості використовують чотири основних види поперечних перегородок: сегментні, секторні, типу диск-кільце та ситчасті. Сегментні перегородки (рис. 1.10 а) найбільш широко використовують у світовій практиці. Висота вирізу становить  $(0,25-0,33) \cdot D_в$ . Відстань між перегородками – близько  $0,5 \cdot D_в$ . Різновидом сегментних перегородок є дискова перегородка із сегментним вирізом (рис. 1.10 б). Кільцеве ущільнення з корпусом дозволяє надійно герметизувати проміжок від витоків.

Секторна перегородка являє собою диск із вирізаною четвертиною (рис. 1.10 в). Уздовж країв вирізів установлена поздовжня перегородка 1. Теплоносій у разі обтікання такої перегородки обертається на  $270^\circ$  то в один, то в інший бік.

Перегородки типу диск-кільце складаються з послідовно встановлених дисків і кілець (рис. 1.10 г). Необхідною умовою в цьому разі є рівність площин отворів у кільці та проміжку між диском і корпусом.

Ситчасті перегородки зазвичай застосовують для чистих рідин. Вони являють собою дискові перегородки з отворами збільшеного діаметра для труб. Процес інтенсифікується завдяки місцевій турбулізації під час проходження рідини в проміжку між трубами і перегородкою.

5. Визначають товщину обичайки.

Розрахунок виконують за залежністю

$$\delta = \frac{D_в \cdot p}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} + C_k, \quad (1.55)$$

де  $p$  – надлишковий тиск в апараті, МПа;  $[\sigma]$  – допустиме напруження для сталі, з якої виготовлена обичайка, МПа;  $\varphi$  – коефіцієнт ослаблення обичайки через зварний шов,  $\varphi \approx 0,8$ ;  $C_k$  – добавка на корозію,  $C_k \approx 0,001$  м.

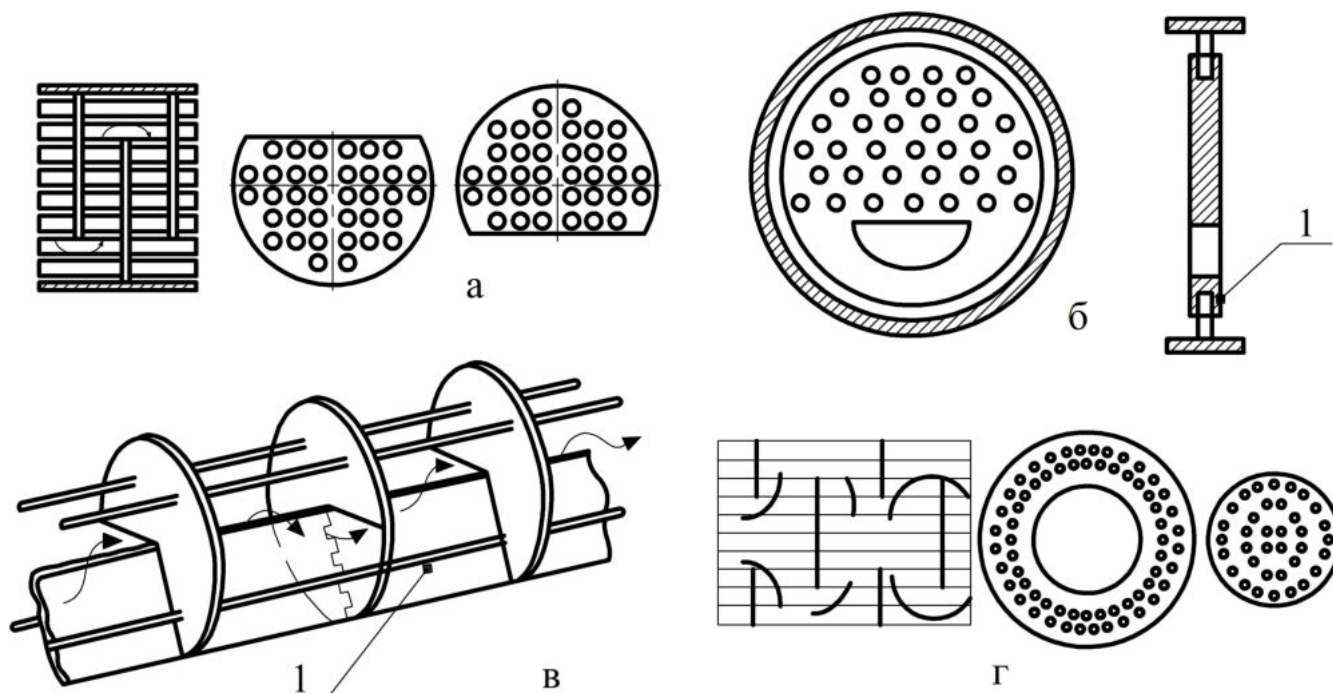


Рисунок 1.10 – Види поперечних перегородок: а – сегментна; б – сегментна у вигляді диска з вирізом із кільцевим ущільненням; в – секторна; г – типу диск-кільце; 1 – поздовжня перегородка

Відповідно до розрахунку остаточно беруть товщину корпусу за рекомендаціями таблиці 1.11 [9].

Таблиця 1.11 – Товщина стінок сталевих обичайок

Діаметр обичайки $D_0$ , м	Товщина стінок $\delta_{ст}$ , в мм, за внутрішнього тиску $p$ , в МПа						
	0,4	0,6	1,0	1,6	0,6	1,0	1,6
	сталь Ст3				сталь 1X18H9T		
0,4	3	3	4	6	3	3	5
0,6	3	4	5	6	3	4	5
0,8	4	4	5	8	3	4	5
1,0	5	5	6	8	4	4	6
1,2	5	5	8	10	4	5	8
1,4	5	5	8	10	4	5	8
1,6	5	6	8	12	5	5	8
1,8	6	6	10	14	5	6	10
2,0	6	8	10	16	5	6	12
2,2	6	8	12	16	5	8	12
2,4	6	8	12	16	5	8	12
2,6	8	8	12	20	5	8	14
2,8	8	10	14	20	6	10	14
3,0	8	10	14	22	6	10	16
3,2	8	10	16	22	6	12	16

6. Розраховують товщину трубної решітки.

Товщина трубних решіток дорівнює 15–35 мм залежно від діаметра труб. Для сталевих решіток її визначають за залежністю

$$\delta_p \geq \frac{4,35 \cdot d_n + 15}{s - d'} + C_k, \quad (1.56)$$

де  $d'$  – діаметр отворів у решітці (беруть більшим від зовнішнього діаметра труб приблизно на 0,3–0,4 мм); розмірності величин – у міліметрах.

При закріпленні труб у трубній решітці вони повинні виступати з отворів на величину, що дорівнює товщині труб.

7. Вибирають варіант кріплення трубної решітки до кожуха апарата.

Трубні решітки являють собою перегородки, в яких закріплюються труби та якими трубний простір відділяється від міжтрубного. Існують різноманітні способи кріплення трубних решіток (рис. 1.11).

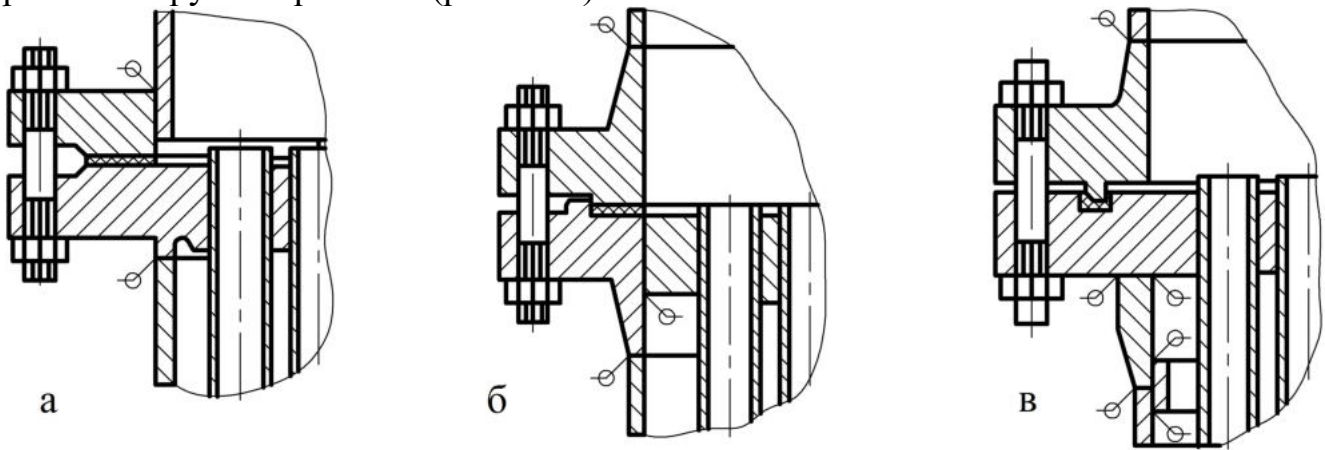


Рисунок 1.11 – Варіанти кріплення трубних решіток: а – з кожухом, що приварюється безпосередньо до трубної решітки в стик; б – із кожухом, який приварюється до приварного в стик фланця; в – із кожухом, що приварюється до трубної решітки за допомогою кінцевої обичайки

Конструкцію кріплення трубних решіток, наведену на рисунку 1.11 а, застосовують для трубних решіток, які виготовляють із поковок, у тому разі, якщо під час розрахунку на міцність коефіцієнт концентрації напруження в місці приварення кожуха до решітки не перевищує допустимого значення.

Конструкцію кріплення трубних решіток, наведену на рисунку 1.11 б, застосовують у трубних пучках із приварними в стик фланцями.

Конструкцію кріплення трубних решіток, наведену на рисунку 1.11 в, застосовують для трубних решіток, які виготовляють із листової сталі, у разі, якщо під час розрахунку на міцність умови міцності в місці приварювання кожуха до решітки не виконуються. Цю конструкцію застосовують також у тому разі, якщо решітку виконують із корозійностійкої сталі, а кожух – із вуглецевої.

Допускається застосування трубних решіток, виготовлених заодно з фланцями.

8. Вибирають конструкцію розподільних камер і кришок.

Типові конструкції розподільних камер і кришок, застосовувані в кожухотрубчастих теплообмінних апаратах, наведені на рисунку 1.12.

Розподільну камеру (рис. 1.12 а) застосовують у двоходових теплообмінниках з трубними пучками, які не витягуються з корпусу. В цьому разі механічне очищення теплообмінних труб за допомогою йоржів здійснюють при знятій кришці апарата.

Кришку апарата (рис. 1.12 б) застосовують у багатоходових теплообмінниках.

Розподільну камеру (рис. 1.12 в) застосовують в одноходових теплообмінних

апаратах із нерухомими трубними решітками, лінзовим компенсатором на кожусі, а також із розширником на кожусі.

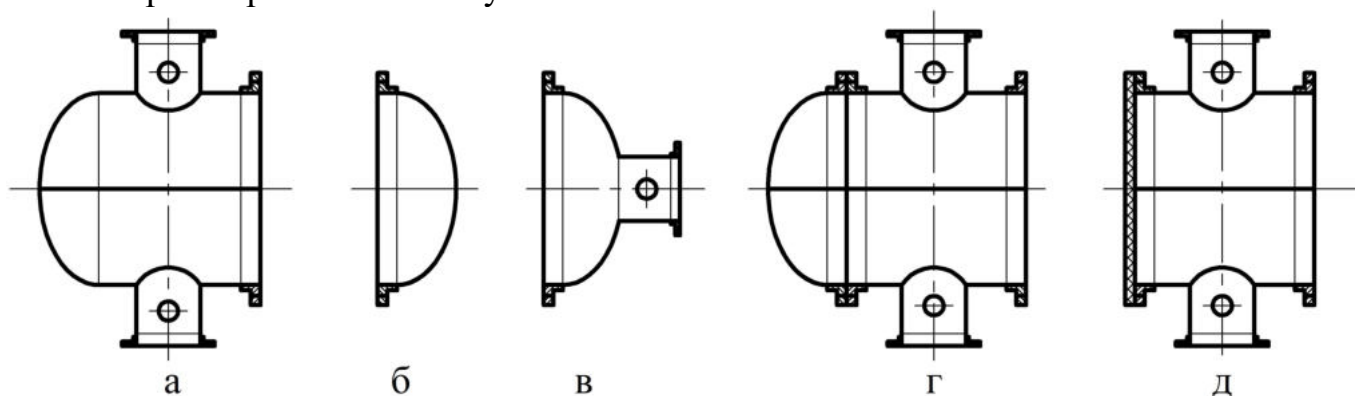


Рисунок 1.12 – Типові конструкції розподільних камер і кришок: а – розподільна камера з приварною еліптичною кришкою двоходового апарата; б – кришка багатоходового апарата; в – розподільна камера одноходового апарата; г – розподільна камера двоходового апарата зі знімною еліптичною кришкою; д – розподільна камера двоходового апарата зі знімною плоскою кришкою

Конструкції розподільних камер зі знімною еліптичною або плоскою кришкою (рис. 1.12 г, д) застосовують у теплообмінних апаратах із плаваючою головкою.

Товщини поздовжніх перегородок у розподільних камерах та кришках визначають розрахунком на міцність, вони повинні бути не меншими від значень, зазначених у таблиці 1.8.

9. Вибирають конструкцію лінзового компенсатора (за необхідності).

Для кожухотрубного теплообмінника з нерухомими трубними решітками характерне незнімне жорстке кріплення труб, трубних решіток і корпусу, що є одним з основних його недоліків, тому що незнімне кріплення корпусу з трубними решітками перешкоджає компенсації температурних деформацій, що виникають унаслідок різниці температур корпусу і труб.

Якщо розрахункова різниця температур кожуха і труб перевищує 40–50 °С, то застосовують теплообмінники з частковою або повною компенсацією температурних напружень. До таких апаратів відносять теплообмінники з лінзовим компенсатором на кожусі, теплообмінники з плаваючою головкою і теплообмінники з U-подібними трубами. Кожухотрубчастий теплообмінник типу ТК (рис. 1.13) відрізняється від теплообмінника типу ТН (рис. 1.1) наявністю лінзового компенсатора, що складається з увареного між двома частинами кожуха 1 гнучкого елемента 2 у вигляді кільцевої лінзи та обтічника 3. Обтічник зменшує гідравлічний опір міжтрубного простору. Він приварюється до корпусу з боку входу теплоносія в міжтрубний простір.

Найчастіше використовують одно- і багатоеlementні лінзові компенсатори, виготовлені обкатуванням із коротких циліндричних обичайок (рис. 1.14 а, в) або зварюванням із двох півлінз (рис. 1.14 б), отриманих штампуванням із листового металу. Розміри лінзових компенсаторів наведені в таблиці Б.4.

Окрім лінзових, застосовують компенсатори інших типів: із плоских елементів (рис. 1.14 г), з елементів сфери (рис. 1.14 д), тороїдальні (рис. 1.14 е) тощо.

Різновидом компенсатора є розширник на корпусі. Крім забезпечення компенсації температурних деформацій за такої конструкції підвищується ефективність теплообміну внаслідок вилучення застійної зони та рівномірного подавання теплоносія.

10. Вибирають варіант кріплення поперечних перегородок у кожусі, передбачають протибайпасні штаби та протиударні пластини.



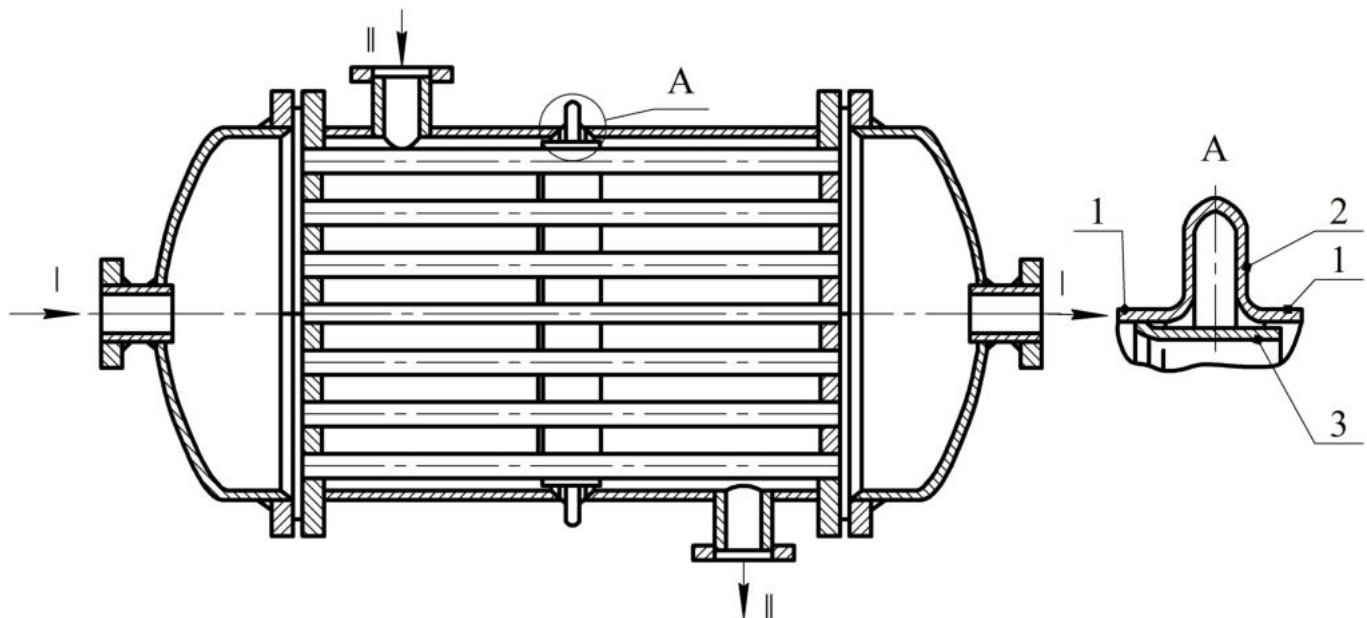


Рисунок 1.13 – Кожухотрубчастий теплообмінник із лінзовим компенсатором:  
1 – кожух; 2 – кільцева лінза; 3 – обтічник

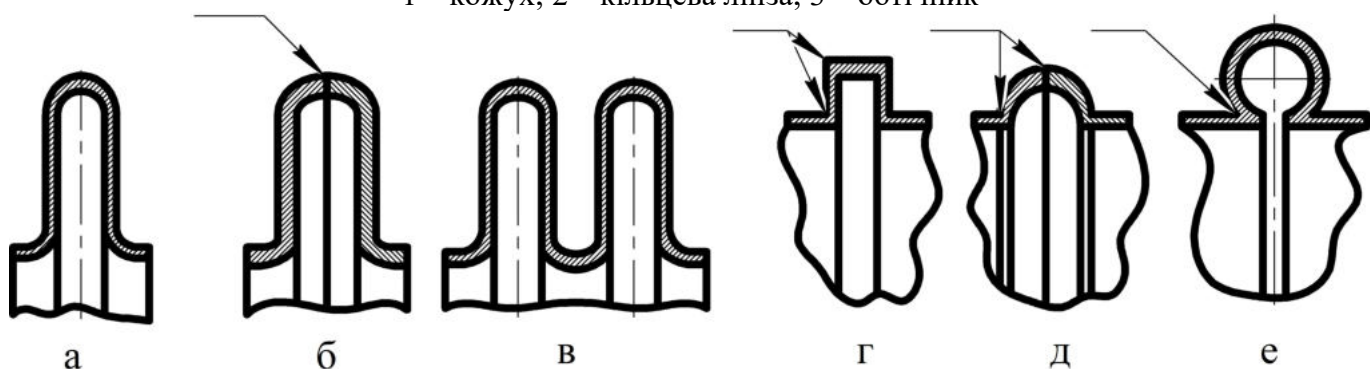


Рисунок 1.14 – Конструкції лінзових компенсаторів

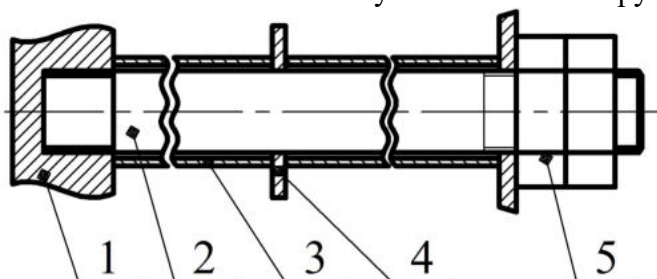


Рисунок 1.15 – Кріплення поперечних перегородок у кожухотрубних теплообмінниках усіх типів, крім апаратів із розширником на кожусі:  
1 – трубна решітка; 2 – стяжка; 3 – розпірка;  
4 – поперечна перегородка; 5 – контргайка

Кріплення поперечних перегородок у кожухотрубчастих теплообмінниках усіх типів, крім апаратів із розширником на кожусі, показано на рисунку 1.15 [11].

Для розміщення поперечних перегородок 4 всередині кожуха їх кріплення найчастіше використовують за допомогою стяжок 2 та розпірок 3, що фіксують перегородки на заданій відстані одна відносно одної. Стяжки являють собою металеві стрижні круглого перерізу, які вгвинчуються в трубну решітку 1 і проходять через відповідні отвори в поперечних перегородках по всій довжині трубного пучка до останньої перегородки, де вони закріплюються за допомогою гайок та контргайок 5.

Можливий також варіант кріплення стяжок за допомогою встановлення їх у сліпих отворах у трубній решітці з подальшим приварюванням.

Діаметри стяжок та їх кількість (за відсутності протибайпасних штаб) повинні відповідати значенням, наведеним у таблиці 1.12.

У разі застосування протибайпасних штаб кількість стяжок може бути зменшена. Стяжки встановлюють по периметру трубного пучка в місцях можливого ро-

зміщення труб.

Таблиця 1.12 – Діаметри та кількість стяжок

Внутрішній діаметр кожуха $D_в$ , мм	Діаметр стяжок $d_{ст}$ , мм	Мінімальна кількість стяжок, шт.
Від 400 до 600 включно	12	6
Від 800 до 1 000 включно	16	8
Від 1 200 і більше	16	10

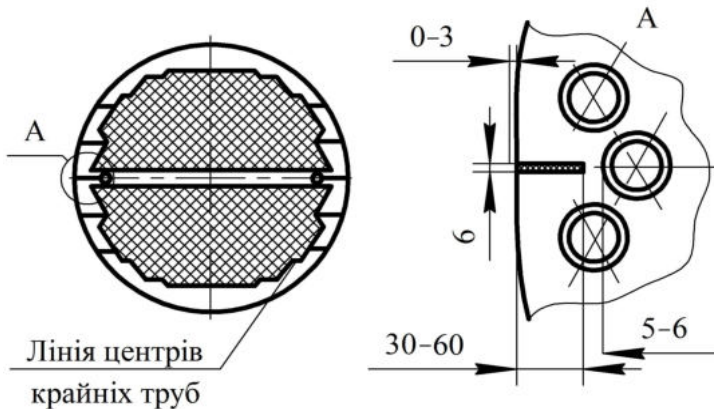


Рисунок 1.16 – Рекомендовані розміри та розміщення протибайпасних штаб

З метою усунення байпасних перетікань рідкого середовища в міжтрубному просторі застосовують протибайпасні штаби. Рекомендовані розміри та розміщення протибайпасних штаб наведені на рисунку 1.16 [11]. Кількість протибайпасних штаб беруть за таблицею 1.13.

Таблиця 1.13 – Кількість протибайпасних штаб

Внутрішній діаметр кожуха $D_в$ , мм	Кількість протибайпасних штаб, шт.
Від 400 до 800	Від 4 до 6
Від 1 000 до 1 400	Від 6 до 8

Для запобігання пошкодженням труб, розміщених проти вхідного патрубка, що можуть спричинятися твердими частинками або краплями рідини, які містяться в потоці газового або парового середовища міжтрубного простору, необхідно встановлювати протиударні пристрої у вигляді пластин або стрижнів (рис. 1.17).

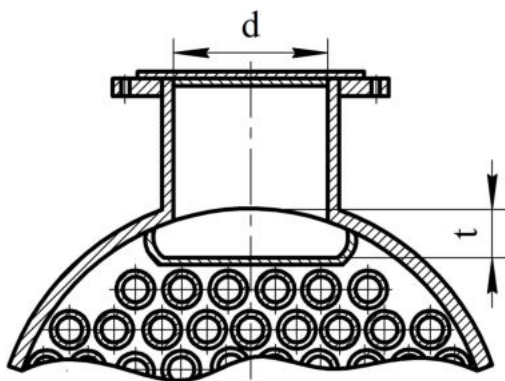


Рисунок 1.17 – Конструкція протиударної пластини

Протиударну пластину виготовляють у вигляді плоскої або зігнутої пластини товщиною 3–4 мм із розмірами, дещо більшими, ніж внутрішній діаметр патрубка. Її розміщують усередині кожуха проти патрубка для введення середовища в міжтрубний простір на відстані приблизно  $t = 0,25 \cdot d$  від торця патрубка, де  $d$  – внутрішній діаметр патрубка.

### 1.3. Гідравлічний розрахунок

Основною метою гідравлічного розрахунку теплообмінників є визначення втрат тиску теплоносіїв під час їх проходження через апарат, що необхідно для встановлення потужності насосів (або вентиляторів), яка витрачається на транспортування теплоносія. За результатами розрахунків вибирають у каталогах насос, що

забезпечує необхідну продуктивність і напір.

Гідравлічний опір кожухотрубчастого теплообмінника складається з втрат напору на тертя в трубах і міжтрубному просторі, а також місцевих опорів [1, 3, 8, 9]:

$$\Delta P = \left( \varphi \cdot \frac{l}{d_e} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \quad (1.57)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тертя;  $l$  – довжина траєкторії теплоносія, м;  $d_e$  – еквівалентний діаметр каналу, м;  $\sum \zeta$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів;  $w$  – швидкість потоку теплоносія, м/с;  $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Формула (1.57) є наближеною. Вона не враховує втрат тиску, пов'язаних із місцевими прискореннями потоку внаслідок зміни густини робочого середовища, а також із подоланням піднімальних сил у вертикальних каналах теплообмінників. Ці втрати мають істотне значення за значних змін температури робочого середовища і великих висот вертикальних каналів. Для більшості промислових теплообмінників ці фактори зазвичай виявляються незначно, і в таких випадках зазначені додаткові втрати тиску можна не враховувати.

Опір тертя обумовлений в'язкістю теплоносія, внаслідок якої всередині рухомого робочого середовища (рідини або газу), а також між середовищем і стінкою виникають сили тертя.

Коефіцієнт тертя залежить від гідродинамічного режиму руху теплоносія, шорсткості поверхні труб і розподілу температур у рухомому середовищі. Нижче наведені рівняння для найважливіших випадків при визначенні коефіцієнта тертя.

1. Гладкі труби під час стабілізованого руху теплоносія в ізотермічних умовах.

Під час ламінарного режиму руху ( $Re < 2\,320$ ) коефіцієнт тертя визначають згідно із законом Пуазейля:

$$\varphi = \frac{64}{Re}. \quad (1.58)$$

Під час турбулентного режиму течії коефіцієнт тертя визначають за такими формулами:

$$\text{для } 2\,320 < Re < 100\,000 \quad \varphi = \frac{0,316}{Re^{0,25}}; \quad (1.59)$$

$$\text{для } Re > 100\,000 \quad \varphi = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg Re - 1,64)^2}. \quad (1.60)$$

2. Гладкі труби під час неізотермічного руху середовища.

Вплив неізотермічності на опір тертя визначають за формулою Міхеєва [3, 8]:

$$\varphi_t = \varphi \cdot \theta, \quad (1.61)$$

де  $\theta$  – поправка на напрям теплового потоку,

$$\text{під час ламінарного режиму} \quad \theta = \left( \frac{Pr_{cm}}{Pr} \right)^{0,33} \cdot \left[ 1 + 0,22 \cdot \left( \frac{Gr \cdot Pr}{Re} \right)^{0,15} \right]; \quad (1.62)$$

$$\text{під час турбулентного режиму} \quad \theta = \left( \frac{Pr_{cm}}{Pr} \right)^{0,33}. \quad (1.63)$$

3. Шорсткі труби. Шорсткість стінок труб є причиною вихороутворення і додаткової втрати енергії. Тому коефіцієнт тертя шорстких труб є функцією числа  $Re$  та абсолютної шорсткості  $e$  (середньої висоти окремих виступів на поверхні). Під



час ламінарного руху шорсткість зовсім не виявляється, і опір тертя є таким самим, як і для гладкої труби. Під час турбулентного руху шорсткість починає виявлятися, як тільки товщина в'язкого підшарка стає порівняльною з висотою окремих виступів  $e$ . Зі збільшенням швидкості кількість окремих виступів, що виходять за межі граничного шару, збільшується і коефіцієнт тертя розраховують за формулою [12]:

$$\varphi = 0,11 \cdot \left( \frac{e}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (1.64)$$

За великих чисел  $Re$  гідравлічний опір визначається лише шорсткістю і від  $Re$  не залежить. У цій зоні за даними [3, 8] коефіцієнт тертя визначають квадратичним законом опору:

$$\varphi = \frac{1}{[1,74 + 2 \cdot \lg(r/e)]^2} \approx \frac{0,1}{(r/e)^{0,25}} \quad (1.65)$$

Значення  $Re_{кр}$ , за якому коефіцієнт опору стає постійною величиною, а гідравлічний опір додержується квадратичного закону, обчислюють за формулою

$$Re_{кр} = 100 \cdot (r/e), \quad (1.66)$$

де  $r$  – внутрішній радіус труби.

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб наведені в таблиці 1.14.

Дані про коефіцієнти опору шорстких сталевих труб також наведені на номограмі (рис. 1.18) залежно від характеристики труби  $d_e/e$ .

Місцеві опори обумовлені наявністю в теплообмінних апаратах пристроїв, що змінюють напрям руху середовища або форму потоку (повороти і коліна, звуження й розширення, вхід та вихід, тощо).

Величина коефіцієнтів місцевих опорів залежить від характеру пристроїв, що спричиняють вихороутворення під час подолання потоком окремих перешкод.

Зміна перерізу проточної частини апаратів має місце при вході теплоносія в апарат, при переході з камер у трубний простір, при поперечному омиванні трубного пучка та в багатьох інших випадках. Повороти потоку робочих середовищ мають особливе значення в багатоходових теплообмінниках.

Таблиця 1.14 – Середні значення абсолютної шорсткості труб

Найменування трубопроводу	$e$ , мм
Сталеві суцільнотягнені нові труби	0,06–0,1
Сталеві суцільнотягнені та зварні труби за незначної корозії	0,2
Сталеві старі заржавлені труби	0,67 і вище
Чавунні водопровідні труби, що були в експлуатації	1,4
Чавунні нові труби	0,25–1,0
Алюмінієві технічно гладкі труби	0,015–0,06
Чисті суцільнотягнені труби з латуні, міді та свинцю; скляні труби	0,0015–0,01
Теплофікаційні паропроводи перегрітої пари; водяні теплопроводи	0,1
Нафтопроводи за середніх умов експлуатації; паропроводи насиченої пари	0,2
Конденсаторопроводи з відкритою системою повернення конденсату	0,5
Повітропроводи стислого повітря від поршневих компресорів і турбокомпресорів	0,8

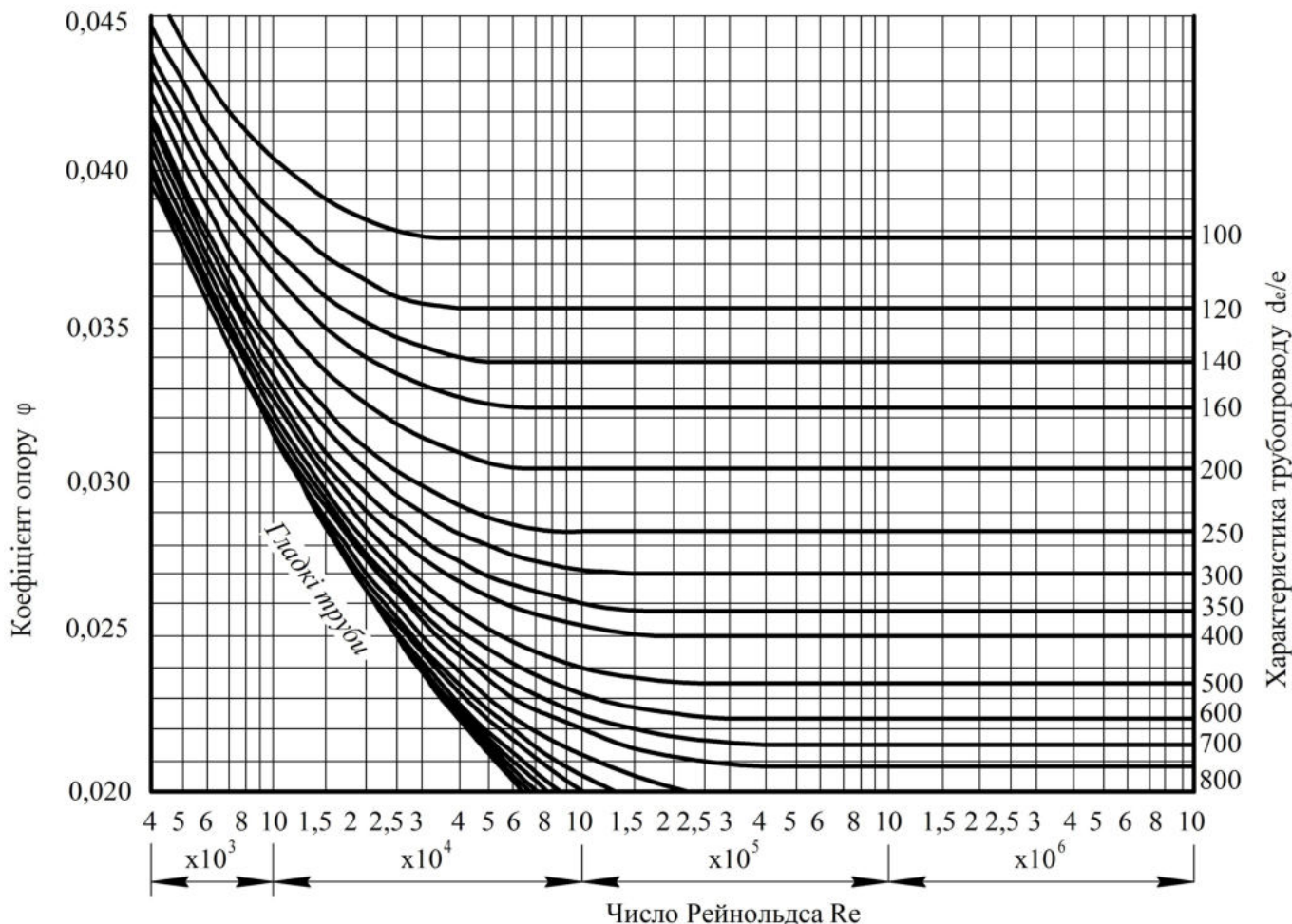


Рисунок 1.18 – Номограма для визначення коефіцієнта опору шорстких сталевих труб

Картина гідродинамічних явищ, спричинюваних місцевими опорами, надто складна. Врахувати точно ці явища дуже важко і під час проєктування теплообмінників обмежуються наближеною оцінкою місцевих опорів із використанням закону додавання втрат. Під час розрахувань теплообмінних апаратів коефіцієнти місцевих опорів, віднесені до середніх робочих швидкостей руху теплоносіїв у трубах або міжтрубному просторі, рекомендується [8, 9] вибрати за даними, наведеними в таблиці 1.15.

Таблиця 1.15 – Значення коефіцієнтів місцевих опорів  $\zeta$  у теплообмінниках

Характер місцевих опорів	$\zeta$
Вхідна або вихідна камера (удар і поворот)	1,5
Поворот (180°) між ходами або секціями	2,5
Вхід у трубний простір і вихід із нього	1,0
Вхід у міжтрубний простір	1,5
Поворот в U-подібних трубах	0,5
Поворот (180°) через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Поворот (180°) через коліно в секційних апаратах	2,0
Обгинання перегородок, що тримають труби	0,5
Поворот (90°) у міжтрубному просторі	1,0
Вихід із міжтрубного простору	1,0
Поперечний рух у міжтрубному просторі ( $k$ – число рядів труб)	$3 \cdot k \cdot Re_{мп}^{-0,2}$
Круглі зміювики ( $n$ – число витків)	$0,5 \cdot n$

Під час поперечного омивання трубних пучків гідравлічний опір розглядають як суму місцевих опорів звуження і розширення. Водночас значення коефіцієнтів опору визначають такими співвідношеннями [1, 3]:

для шахових пучків:

$$\text{при } \frac{s_1}{d_n} < \frac{s_2}{d_n} \quad \zeta = \frac{b \cdot (4 + 6,6 \cdot k)}{Re^{0,28}}; \quad (1.67)$$

$$\text{при } \frac{s_1}{d_n} > \frac{s_2}{d_n} \quad \zeta = \frac{b \cdot (5,4 + 3,4 \cdot k)}{Re^{0,28}}; \quad (1.68)$$

для коридорних пучків

$$\zeta = \frac{b \cdot (6 + 9 \cdot k)}{(s_1/d_n)^{0,23} \cdot Re^{0,26}}, \quad (1.69)$$

де  $b$  – поправковий коефіцієнт, що залежить від кута  $\beta$  між трубами і напрямом руху потоку (визначають за таблицею 1.16);  $k$  – кількість рядів труб у напрямі руху потоку (визначають за таблицею Б.1);  $d_n$  – зовнішній діаметр труб;  $s_1$  і  $s_2$  – поперечна і поздовжня відстань між суміжними трубами (див. рис. 1.19).

Таблиця 1.16 – Значення поправкового коефіцієнта  $b$  залежно від кута атаки  $\beta$

$\beta, ^\circ$	90	80	70	60	50	40	30	10
$b$	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

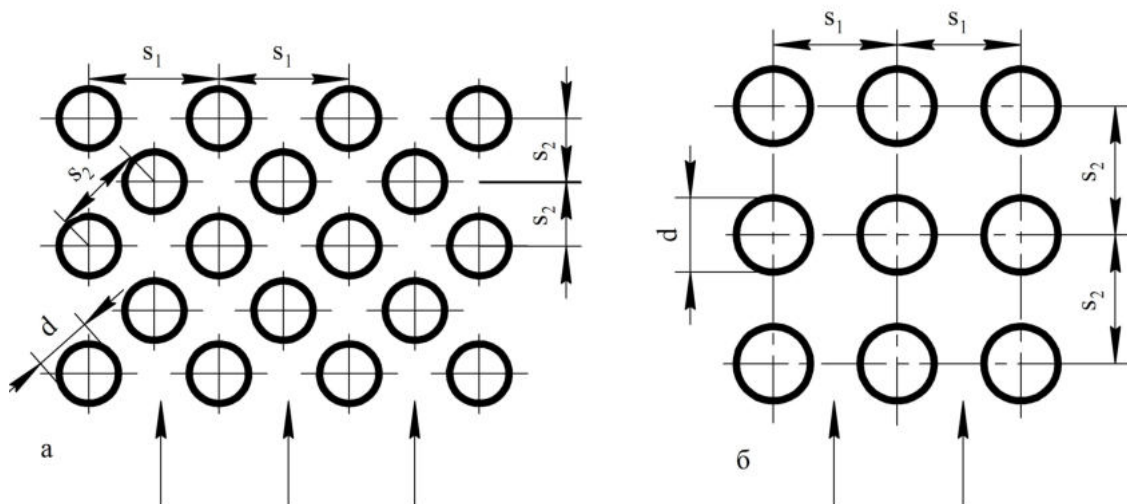


Рисунок 1.19 – Розрахункова схема до визначення опору шахових (а) і коридорних (б) пучків труб

З урахуванням геометрії розміщення труб у трубних решітках, кількості сегментних перегородок у міжтрубному просторі  $m$ , довжини труб  $L$ , числа ходів теплообмінника  $z$ , числа рядів труб  $k$ , які долає потік теплоносія в міжтрубному просторі, швидкості теплоносія в трубах  $w_{mp}$  і штуцерах трубного простору  $w_{mp.u}$ , швидкості теплоносія в міжтрубному просторі  $w_{mmp}$  і штуцерах міжтрубного простору  $w_{mmp.u}$  залежності для розрахунку гідравлічних втрат набирають вигляду [13]:

у трубному просторі

$$\Delta P_{mp} = \left[ \varphi \cdot \frac{L \cdot z}{d_e} + 4,5 \cdot z - 2,5 \right] \cdot \frac{w_{mp}^2 \cdot \rho_{mp}}{2} + 3 \cdot \frac{w_{mp.u}^2 \cdot \rho_{mp}}{2}; \quad (1.70)$$

у міжтрубному просторі із сегментними перегородками

$$\Delta P_{mmp} = \left[ \frac{3 \cdot k \cdot (m + 1)}{Re_{mmp}^{0,2}} + 1,5 \cdot m \right] \cdot \frac{w_{mmp}^2 \cdot \rho_{mmp}}{2} + 3 \cdot \frac{w_{mmp.u}^2 \cdot \rho_{mmp}}{2}. \quad (1.71)$$

Гідравлічний опір теплообмінника, розрахований за формулами (1.70) і (1.71), визначає величину потужності, необхідну для переміщення теплоносіїв через апарат. У цьому разі потужність, що споживається двигуном насоса або вентилятора, визначається за формулою

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{\eta} = \frac{G \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta}, \quad (1.72)$$

де  $V$  ( $G$ ) – об’ємна (масова) витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/с (кг/с);  $\Delta P$  – повний гідравлічний опір руху теплоносія, Па;  $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – к. к. д. пристрою (насоса або вентилятора) для переміщення теплоносія.

Під час вибору форм і розмірів теплообмінного апарата беруть оптимальне, тобто економічно найбільш вигідне, співвідношення між теплообмінною поверхнею і витратою енергії на переміщення теплоносіїв. Це співвідношення встановлюють на основі техніко-економічних розрахунків.

#### 1.4. Приклад розрахунку кожухотрубчастого теплообмінника

*Завдання.* Розробити горизонтальний кожухотрубчастий теплообмінник для охолодження від 120 °С до 30 °С азоту, що надходить під абсолютним тиском 1,8 ат кількістю 2 400 м<sup>3</sup>/год (з розрахунку на нормальні умови). Холодним теплоносієм є вода, що нагрівається від 15 °С до 25 °С.

##### 1.4.1. Тепловий розрахунок

*Температурний режим апарата.* Температурна схема процесу в разі протитечії:

гарячий теплоносій (азот) 120 → 30;

холодний теплоносій (вода) 25 ← 15.

Зміни температур гарячого і холодного теплоносіїв:

$$\Delta t_2 = t_{2n} - t_{2k} = 120 - 30 = 90 \text{ °С}, \quad \Delta t_x = t_{xk} - t_{xn} = 25 - 15 = 10 \text{ °С}.$$

Згідно з таблицею 1.1 для багатоходового теплообмінника беруть індекс протитечійності  $p = 0,45$ . Тоді характеристичну різницю температур розраховують за формулою (1.13):

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_2 + \Delta t_x)^2 - 4 \cdot p \cdot \Delta t_2 \cdot \Delta t_x} = \sqrt{(90 + 10)^2 - 4 \cdot 0,45 \cdot 90 \cdot 10} \approx 92 \text{ °С}.$$

Різницю середніх температур потоків розраховують за формулою (1.12):

$$\theta_{am} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2} - \frac{t_{xn} + t_{xk}}{2} = \frac{120 + 30}{2} - \frac{25 + 15}{2} = 55 \text{ °С}.$$

Найбільшу і найменшу різниці температур між теплоносіями визначають за формулами (1.11):

$$\Delta t_{\delta} = \theta_{am} + \Delta T/2 = 55 + 92/2 = 101 \text{ °С}, \quad \Delta t_m = \theta_{am} - \Delta T/2 = 55 - 92/2 = 9 \text{ °С}.$$

Оскільки  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_m > 2$ , середню різницю температур обчислюють як середньо-логарифмічну за залежністю (1.7):

$$\Delta t_{cep} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)} = \frac{101 - 9}{\ln(101/9)} \approx 38 \text{ °С}.$$

Оскільки  $\Delta t_2 > \Delta t_x$ , середні температури теплоносіїв розраховують за формулами (1.16):

$$t_{cep_x} = (t_{xn} + t_{xk})/2 = (15 + 25)/2 = 20 \text{ °С}, \quad t_{cep_2} = t_{cep_x} + \Delta t_{cep} = 20 + 38 = 58 \text{ °С}.$$

*Теплофізичні властивості теплоносіїв.* Подальше технологічне розрахування теплообмінника неможливе без визначення основних теплофізичних властивостей

теплоносіїв, а саме: теплоємності, динамічної в'язкості, густини і теплопровідності.

Густину газу за робочих умов розраховують за формулою Менделєєва – Клапейрона [1, 13, 14]:

$$\rho_z = \rho_0 \cdot \frac{T_0 \cdot P_{абс}}{T_{сеп_z} \cdot P_0} = \frac{M_z}{22,4} \cdot \frac{T_0 \cdot P_{абс}}{(T_0 + t_{сеп_z}) \cdot P_0}, \quad (1.73)$$

де  $\rho_0$  – густина газу за нормальних умов (температура  $T_0 = 273$  К і тиск  $P_0 = 1$  ат);  $M_z$  – молекулярна маса газу.

Зміна динамічної в'язкості газів залежно від температури виражається формулою Сатерленда [1, 13, 14]:

$$\mu_z = \mu_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{сеп_z} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{сеп_z}}{T_0} \right)^{1,5}, \quad (1.74)$$

де  $\mu_0$  – в'язкість газу за нормальних умов;  $C$  – стала Сатерленда.

Коефіцієнт теплопровідності газів залежно від температури визначають за формулою [6, 14]:

$$\lambda_z = \lambda_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{сеп_z} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{сеп_z}}{T_0} \right)^{1,5}, \quad (1.75)$$

де  $\lambda_0$  – теплопровідність газу за нормальних умов.

Значення  $M_z$ ,  $\rho_0$ ,  $\mu_0$ ,  $\lambda_0$  та  $C$  для деяких газів наведені в таблиці А.1. Значення питомої теплоємності  $c_z$  деяких газів залежно від температури наведені в таблиці А.2.

Тоді для азоту за середньої температури 58 °С визначають:

гуστину  $\rho_z = \frac{M_z}{22,4} \cdot \frac{T_0 \cdot P_{абс}}{(T_0 + t_{сеп_z}) \cdot P_0} = \frac{28}{22,4} \cdot \frac{273 \cdot 1,8}{(273 + 58) \cdot 1} \approx 1,85$  кг/м<sup>3</sup>;

динамічну в'язкість  $\mu_z = \mu_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{сеп_z} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{сеп_z}}{T_0} \right)^{1,5} =$   
 $= 17 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{273 + 114}{273 + 58 + 114} \right) \cdot \left( \frac{273 + 58}{273} \right)^{1,5} \approx 19,7 \cdot 10^{-6}$  Па·с;

коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_z = \lambda_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{сеп_z} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{сеп_z}}{T_0} \right)^{1,5} =$   
 $= 0,024 \cdot \left( \frac{273 + 114}{273 + 58 + 114} \right) \cdot \left( \frac{273 + 58}{273} \right)^{1,5} \approx 0,028$  Вт/(м·К);

питому теплоємність  $c_z = 1041$  Дж/(кг·К);

критерій Прандтля  $Pr_z = \frac{c_z \cdot \mu_z}{\lambda_z} = \frac{1041 \cdot 19,7 \cdot 10^{-6}}{0,028} \approx 0,73$ .

Значення густини  $\rho_x$ , динамічної в'язкості  $\mu_x$ , теплопровідності  $\lambda_x$  і теплоємності  $c_x$  для деяких рідин залежно від температури наведені в таблицях А.3–А.6.

Тоді для води за середньої температури 20 °С визначають:

гуστину  $\rho_x = 998$  кг/м<sup>3</sup>;

динамічну в'язкість  $\mu_x = 1,0 \cdot 10^{-3}$  Па·с;

коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_x = 0,599$  Вт/(м·К);

питому теплоємність  $c_x = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$   
 критерій Прандтля  $Pr_x = \frac{c_x \cdot \mu_x}{\lambda_x} = \frac{4186 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,599} \approx 6,99.$

Для визначення теплофізичних властивостей газів, парів та рідин можна також скористатися номограмами, наведеними в додатку А (рис. А.1–А.8).

*Витрати теплоносіїв і теплове навантаження апарата.* Об'ємну витрату азоту з розрахунку на робочі умови визначають за рівнянням

$$V_2 = V_0 \cdot \frac{(T_0 + t_{cp_2}) \cdot P_0}{T_0 \cdot P_{абс}} = \frac{2400 \cdot (273 + 58) \cdot 1}{3600 \cdot 273 \cdot 1,8} \approx 0,45 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тоді масову витрату азоту розраховують за формулою

$$G_2 = V_2 \cdot \rho_2 = 0,45 \cdot 1,85 \approx 0,83 \text{ кг/с}.$$

Теплове навантаження апарата обчислюють за рівнянням (1.2):

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к}) = 0,83 \cdot 1041 \cdot (120 - 30) \approx 77833 \text{ Вт}.$$

Масову витрату води визначають за рівнянням (1.5):

$$G_x = \frac{Q}{c_x \cdot (t_{хк} - t_{хн})} = \frac{77833}{4186 \cdot (25 - 15)} \approx 1,86 \text{ кг/с}.$$

Тоді об'ємну витрату води розраховують за формулою

$$V_x = G_x / \rho_x = 1,86 / 998 \approx 0,0019 \text{ м}^3/\text{с}.$$

*Попередній вибір теплообмінника.* За даними таблиць 1.2 і 1.4 для газового холодильника за вимушеної конвекції газу беруть орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі  $K_{op} \approx \alpha_2 = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Тоді орієнтовну площу поверхні теплообміну визначають за рівнянням (1.19):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{сеп}} = \frac{77833}{70 \cdot 38} \approx 29,3 \text{ м}^2.$$

Зважаючи на можливість утворення накипу, а також маючи на увазі, що призначенням теплообмінника є охолодження газу, доцільно азот спрямувати в міжтрубний простір, а охолоджувальну воду пустити по трубах.

Беруть діаметр теплообмінних труб  $\varnothing 25 \times 2 \text{ мм}$  ( $d_n = 0,025 \text{ м}; d_e = 0,021 \text{ м}; \delta_{ст} = 0,002 \text{ м}$ ), а швидкість азоту в міжтрубному просторі  $w_2 = 10 \text{ м/с}$ . Тоді орієнтовний переріз міжтрубного простору визначають за рівнянням

$$S_{op} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0,45}{10} \approx 0,045 \text{ м}^2.$$

На підставі розрахунків  $F_{op}$ ,  $S_{op}$  вибирають (див. табл. Б.1) кожухотрубчастий теплообмінник із такими параметрами:

внутрішній діаметр кожуха	$D_e = 600 \text{ мм};$
число ходів у трубному просторі	$z = 6;$
загальна кількість труб в апараті	$N = 196;$
прохідний переріз одного ходу по трубах	$S_{mp} = 0,011 \text{ м}^2;$
прохідний переріз між перегородками в міжтрубному просторі	$S_{mmp} = 0,045 \text{ м}^2;$
довжина труб	$L = 2 \text{ м};$
поверхня теплообміну	$F = 31 \text{ м}^2;$
кількість рядів труб	$k = 14;$
відстань між перегородками	$h = 300 \text{ мм}.$

Тоді фактичні швидкості та гідродинамічні режими течії теплоносіїв у трубах та міжтрубному просторі визначають за рівняннями (1.23) і (1.24):

$$w_x = \frac{V_x}{S_{mp}} = \frac{0,0019}{0,011} \approx 0,17 \text{ м/с}, \quad w_z = \frac{V_z}{S_{мп}} = \frac{0,45}{0,045} \approx 10 \text{ м/с},$$

$$Re_x = \frac{w_x \cdot d_e \cdot \rho_x}{\mu_x} = \frac{0,17 \cdot 0,021 \cdot 998}{1 \cdot 10^{-3}} \approx 3620 \text{ (перехідний режим)},$$

$$Re_z = \frac{w_z \cdot d_n \cdot \rho_z}{\mu_z} = \frac{10 \cdot 0,025 \cdot 1,85}{19,7 \cdot 10^{-6}} \approx 23477 \text{ (турбулентний режим)}.$$

*Перевірний розрахунок.* Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінок труб до води в разі перехідного режиму руху в прямих трубах скористаємося критеріальним рівнянням (1.27):

$$Nu_x = 0,008 \cdot Re_x^{0,9} \cdot Pr_x^{0,43} = 0,008 \cdot 3620^{0,9} \cdot 6,99^{0,43} \approx 29,4.$$

Для підвищення інтенсивності тепловіддачі в міжтрубному просторі необхідно встановити поперечні сегментні перегородки. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від азоту до зовнішньої поверхні стінок труб під час багатократно-перехрестного обтікання шахового пучка потрібно скористатися критеріальним рівнянням (1.36). У цьому разі для газів співвідношення  $Pr/Pr_{cm} = 1$ . Крім того, вибирають коефіцієнт  $\varepsilon_\phi = 0,6$ , ураховуючи, що теплоносій у міжтрубному просторі лише частину шляху рухається впоперек труб [1]. Тоді

$$Nu_z = 0,4 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_z^{0,6} \cdot Pr_z^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_z}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 23477^{0,6} \cdot 0,73^{0,36} \approx 89,8.$$

Відповідні коефіцієнти тепловіддачі розраховують за формулами (1.37):

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_e} = \frac{29,4 \cdot 0,599}{0,021} \approx 840 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\alpha_z = \frac{Nu_z \cdot \lambda_z}{d_n} = \frac{89,8 \cdot 0,028}{0,025} \approx 100,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

За даними таблиці 1.7 беруть значення теплової провідності забруднень із боку холодного теплоносія, як для води середньої якості,  $1/r_{zx} = 2000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , а з боку гарячого теплоносія, як для повітря,  $1/r_{z2} = 2800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки беруть, як для нержавіючої сталі,  $\lambda_{cm} = 17,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  [1]. Тоді коефіцієнт теплопередачі розраховують за рівнянням (1.38):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_x} + r_{zx} + r_{z2}} = \frac{1}{\frac{1}{100,6} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{840} + \frac{1}{2000} + \frac{1}{2800}} \approx 82,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахункову поверхню теплообміну визначають за рівнянням (1.40):

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cee}} = \frac{77833}{82,6 \cdot 38} \approx 25 \text{ м}^2.$$

Запас поверхні теплообміну визначають за формулою (1.41):

$$\Delta = \frac{F - F_p}{F} = \frac{31 - 25}{31} \approx 0,193.$$

Запас поверхні теплообміну достатній.



### 1.4.2. Конструктивний розрахунок

*Діаметри штуцерів.* За даними таблиці Б.2 для вибраного теплообмінника обчислюють діаметри умовного проходу і внутрішні діаметри штуцерів:

для трубного простору  $d_{\text{тр. у}} = 100$  мм (патрубок  $\varnothing 108 \times 5$  мм),  $d_{\text{тр. ш}} = 98$  мм;  
 для міжтрубного простору  $d_{\text{мтр. у}} = 200$  мм (патрубок  $\varnothing 219 \times 6$  мм),  $d_{\text{мтр. ш}} = 207$  мм.

Тоді фактичні швидкості теплоносіїв у штуцерах визначають за формулами:

для води  $w_{\text{х.ш}} = \frac{V_{\text{х}}}{0,785 \cdot d_{\text{тр.ш}}^2} = \frac{0,0019}{0,785 \cdot 0,098^2} \approx 0,25$  м/с;

для азоту  $w_{\text{з.ш}} = \frac{V_{\text{з}}}{0,785 \cdot d_{\text{мтр.ш}}^2} = \frac{0,45}{0,785 \cdot 0,207^2} \approx 13,4$  м/с.

*Схема розміщення труб у трубних решітках і перегородок у камерах.* Як найбільш поширене вибираємо шахове розміщення труб на вершинах правильного шестикутника (рис. 1.7 б). Для забезпечення шести ходів по трубах у камерах установлюють хордові перегородки, які розміщують як показано на рисунку 1.8 б. За даними таблиці 1.8 залежно від діаметра апарата визначають товщину перегородок у камерах теплообмінника  $\delta = 10$  мм.

За даними таблиці 1.10 для вибраного теплообмінника одержують:

кількість труб на стороні найбільшого шестикутника	$a = 9$ ;
кількість труб на діагоналі найбільшого шестикутника	$b = 17$ ;
кількість труб на площині найбільшого шестикутника	$N_0 = 217$ ;
кількість додаткових труб за рядами сегментів	$M_1 = 4$ ;
кількість труб на всіх сегментах	$M = 24$ ;
загальна кількість труб для одноходового теплообмінника	$N' = 241$ ;
загальна кількість труб для шестиходового теплообмінника	$N = 196$ .

Схема розміщення труб для вибраного теплообмінника показана на рисунку 1.20.

*Метод кріплення труб у трубній решітці.* За тиску в апараті до 0,6 МПа для

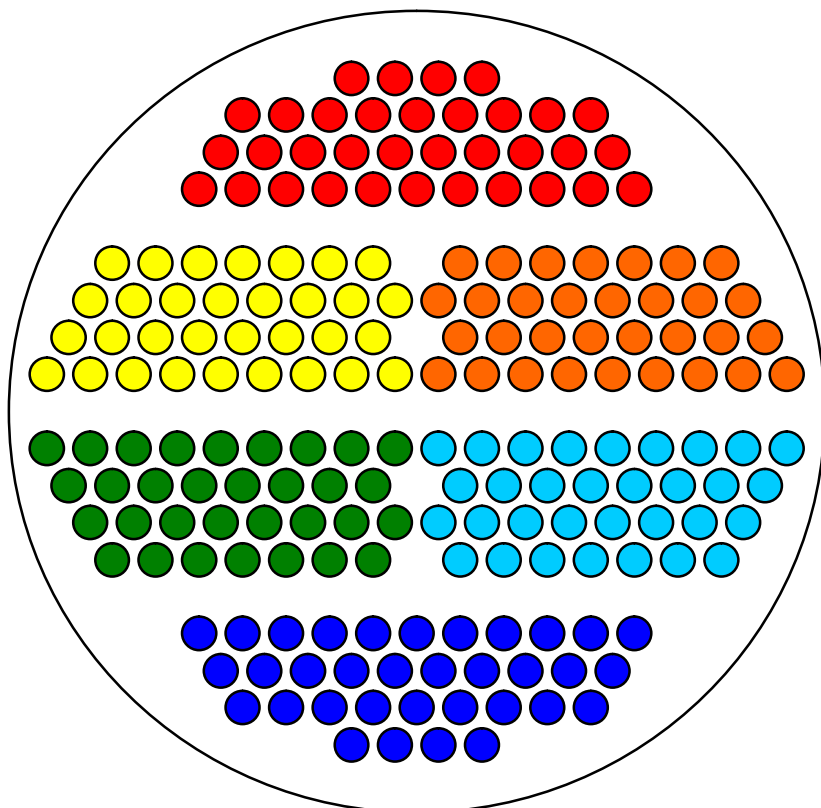


Рисунок 1.20 – Схема розміщення 196 труб у шестиходовому теплообміннику  $\varnothing 600$  мм.

Послідовність ходів по трубах:

- – 1-й хід; ● – 2-й хід;
- – 3-й хід; ● – 4-й хід;
- – 5-й хід; ● – 6-й хід



забезпечення герметичного і міцного з'єднання труб із трубними решітками вибирають найбільш поширений спосіб кріплення труб – розвальцювання (рис. 1.2 а).

*Внутрішній діаметр корпусу апарата.* За даними таблиці 1.9, залежно від зовнішнього діаметра труб визначають відстань між трубами  $s = 32$  мм. Беруть коефіцієнт заповнення трубної решітки  $\eta = 0,7$ . Тоді розрахункове значення внутрішнього діаметра корпусу визначають за формулою (1.47):

$$D'_e = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{N/\eta} = 1,1 \cdot 32 \cdot \sqrt{196/0,7} \approx 589 \text{ мм.}$$

Стандартний внутрішній діаметр  $D_e = 600$  мм задовольняє це значення.

*Проточна частина міжтрубного простору.* Беруть ступінь заповнення перерізу трубами в поперечному потоці  $x_{non} = 0,8$ . Тоді число ходів у міжтрубному просторі під час поперечного руху азоту визначають за формулою (1.52):

$$z_{non} = \frac{L \cdot D'_e}{S_{mnp}} \cdot (1 - x_{non}) = \frac{2 \cdot 0,6}{0,045} \cdot (1 - 0,8) \approx 5,3. \text{ Беруть } z_{non} = 5.$$

У цьому разі число поперечних перегородок  $m_{non} = z_{non} - 1 = 5 - 1 = 4$ , що відповідає даним таблиці Б.3.

Як найпоширеніші у світовій практиці вибирають сегментні перегородки (рис. 1.10 а). Беруть ступінь заповнення перерізу трубами в поздовжньому потоці  $x_{np} = 0,4$ . Тоді центральний кут сегментної перегородки (рис. 1.9 б) визначають із співвідношення

$$S_{mnp} = \left( \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{360} - \frac{D_e^2}{8} \cdot \sin \gamma \right) \cdot (1 - x_{np}),$$

$$0,045 = \left( \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{360} - \frac{0,6^2}{8} \cdot \sin \gamma \right) \cdot (1 - 0,4).$$

Розв'язавши це рівняння методом послідовних наближень, знаходять  $\gamma = 136^\circ$ . Тоді ширину сегментної перегородки  $b$  визначають за формулою (1.54):

$$b = \frac{D_e}{2} + \frac{D_e}{2} \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{0,6}{2} + \frac{0,6}{2} \cdot \cos\left(\frac{136}{2}\right) \approx 0,41 \text{ м.}$$

*Товщина обичайки корпусу і трубних решіток*

За рекомендаціями [17] беруть як розрахункову температуру максимальну робочу температуру в апараті  $t_R = 120$  °С, як розрахунковий тиск величину  $p_R = p_{над} + 0,1 = 0,08 + 0,1 = 0,18$  МПа ( $p_{над}$  – надлишковий тиск в апараті).

Робочі середовища в апараті не є агресивними, тому для корпусу вибирають вуглецеву сталь звичайної якості марки ВСт3 (допустимі напруження за розрахункової температури  $[\sigma] = 131$  МПа), а для труб і трубних решіток – вуглецеву якісну конструкційну сталь марки 20 (допустимі напруження за розрахункової температури  $[\sigma] = 139$  МПа).

Тоді розрахункову товщину обичайки корпусу і трубних решіток визначають відповідно за формулами (1.55) і (1.56):

$$\delta_R = \frac{D_e \cdot p_R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_R} + C_\kappa = \frac{600 \cdot 0,18}{2 \cdot 131 \cdot 0,8 - 0,18} + 1 \approx 1,52 \text{ мм,}$$

$$\delta_p = \frac{4,35 \cdot d_n + 15}{s - d'} + C_\kappa = \frac{4,35 \cdot 25 + 15}{32 - 25,4} + 1 \approx 19,75 \text{ мм.}$$

Остаточно беруть товщину корпусу апарата  $\delta = 3$  мм (за даними таблиці 1.11); товщину трубних решіток  $\delta_p = 20$  мм.

Кріплення трубної решітки до корпусу в разі застосування плоских приварних фланців здійснюють безпосереднім приварюванням кожуха до трубної решітки в стик (рис. 1.11 а).

Маючи на увазі, що локальна різниця температур кожуха і труб у деяких перерізах перевищує 40 °С, для компенсації температурних деформацій на кожусі встановлюють одноелементний лінзовий компенсатор (рис. 1.13, 1.14 а).

Кріплення поперечних перегородок у кожусі апарата здійснюють за допомогою шести стяжок діаметром 12 мм (див. рис. 1.15, табл. 1.12).

Інші пункти конструктивного розрахунку не є складними, їх виконують згідно з вищенаведеними рекомендаціями.

### 1.4.3. Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір трубного простору. За даними таблиці 1.14, беруть значення абсолютної шорсткості труб  $e = 0,2$  мм. Тоді критичне значення  $Re_{кр}$ , за якого коефіцієнт опору стає постійною величиною, визначають за формулою (1.66):

$$Re_{кр} = 100 \cdot (r/e) = 100 \cdot (10,5/0,2) = 5250.$$

У разі якщо  $Re_x < Re_{кр}$ , коефіцієнт тертя  $\phi$  залежить як від шорсткості труб  $e$ , так і від числа  $Re_x$ . Тому для визначення  $\phi$  застосовують рівняння (1.64):

$$\phi = 0,11 \cdot \left( \frac{e}{d_e} + \frac{68}{Re_x} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,2}{21} + \frac{68}{3620} \right)^{0,25} \approx 0,045.$$

Тоді гідравлічний опір трубного простору розраховують за формулою (1.70):

$$\begin{aligned} \Delta P_{mp} &= \left[ \phi \cdot \frac{L \cdot z}{d_e} + 4,5 \cdot z - 2,5 \right] \cdot \frac{w_x^2 \cdot \rho_x}{2} + 3 \cdot \frac{w_{x.ш}^2 \cdot \rho_x}{2} = \\ &= \left[ 0,045 \cdot \frac{2 \cdot 6}{0,021} + 4,5 \cdot 6 - 2,5 \right] \cdot \frac{0,17^2 \cdot 998}{2} + 3 \cdot \frac{0,25^2 \cdot 998}{2} \approx 818 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Для горизонтального кожухотрубчастого теплообмінника  $\varnothing 600$  мм беруть із деяким запасом геометричну висоту підняття води  $h_{геом} = 1$  м. Тоді напір насоса для перекачування води визначають за рівнянням

$$H_n = \frac{\Delta P_{mp}}{\rho_x \cdot g} + h_{геом} = \frac{818}{998 \cdot 9,81} + 1 \approx 1,08 \text{ м.}$$

За об'ємною витратою води  $V_x$  і напором  $H_n$  вибирають [2] відцентровий насос Х8/18, що забезпечує  $V = 0,0024 \text{ м}^3/\text{с}$  і  $H = 11,3$  м.

Гідравлічний опір міжтрубного простору із сегментними поперечними перегородками розраховують за формулою (1.71):

$$\begin{aligned} \Delta P_{mtp} &= \left[ \frac{3 \cdot k \cdot (m_{non} + 1)}{Re_z^{0,2}} + 1,5 \cdot m_{non} \right] \cdot \frac{w_z^2 \cdot \rho_z}{2} + 3 \cdot \frac{w_{z.ш}^2 \cdot \rho_z}{2} = \\ &= \left[ \frac{3 \cdot 14 \cdot (4 + 1)}{23477^{0,2}} + 1,5 \cdot 4 \right] \cdot \frac{10^2 \cdot 1,85}{2} + 3 \cdot \frac{13,4^2 \cdot 1,85}{2} \approx 3649 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Ураховуючи, що надлишковий тиск у міжтрубному просторі теплообмінника становить  $p_{над} = 0,8 \text{ ат} = 78\,453 \text{ Па}$ , розраховують напір вентилятора для подавання азоту:

$$P_e = \Delta P_{mtp} + p_{над} = 3649 + 78453 \approx 82100 \text{ Па.}$$

За об'ємною витратою азоту  $V_z$  і напором  $P_e$  вибирають [2] газодувку 2А-34, що забезпечує  $V = 0,63 \text{ м}^3/\text{с}$  і  $P = 80\,000 \text{ Па}$ .

## Розділ 2

### РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ВИПАРНИКА З ПАРОВИМ ПРОСТОРОМ

Процеси перенесення тепла від теплоносіїв, що змінюють свій агрегатний стан, набули надзвичайно широкого використання в багатьох галузях промисловості: енергетичній (атомні й теплові електростанції), хімічній та нафтохімічній (випарювання, дистиляція, ректифікація, холодильні й газорозділювальні процеси), харчовій та багатьох інших. Особливістю таких процесів є те, що в разі їх використання передаються значно більші питомі теплові потоки в невеликих об'ємах теплообмінників.

Пароутворення – процес переходу речовини з рідкого стану в пароподібний, що супроводжується підведенням тепла до пароутворювального середовища із зовнішніх джерел і проходить за температур, вищих від рівноважних для даного тиску. Парова рідина вимагає підведення тепла і в цьому разі є холодним теплоносієм. Теплота, необхідна для випаровування 1 кг теплоносія, називається питомою (прихованою) теплотою пароутворення.

Кипінням називають процес інтенсивного пароутворення в рідині, що має температуру насичення або дещо перегріта щодо цієї температури, з утворенням парових бульбашок.

Розрізняють кипіння в об'ємі рідини (об'ємне кипіння) і на поверхні нагрівання (поверхневе кипіння). У першому випадку парові бульбашки виникають безпосередньо в об'ємі рідини в разі значного її перегрівання щодо температури насичення, що можливо, або в разі різкого зниження тиску над рідиною, або за наявності в рідині внутрішніх джерел тепла. У разі поверхневого кипіння парові бульбашки утворюються лише на поверхні нагрівання в окремих її точках.

Найбільш важливим видом кипіння в хімічній технології є кипіння на твердих поверхнях. У цьому розділі викладено розрахунок кожухотрубчастих випарників із паровим простором (рис. 2.1), застосовуваних для кипіння різноманітних рідин і як парогенеруюче обладнання в технологічних процесах.

Кожухотрубчастий випарник із паровим простором складається з кожуха 1 та одного – трьох трубних пучків 4. Рівень рідини у випарнику підтримується зливною

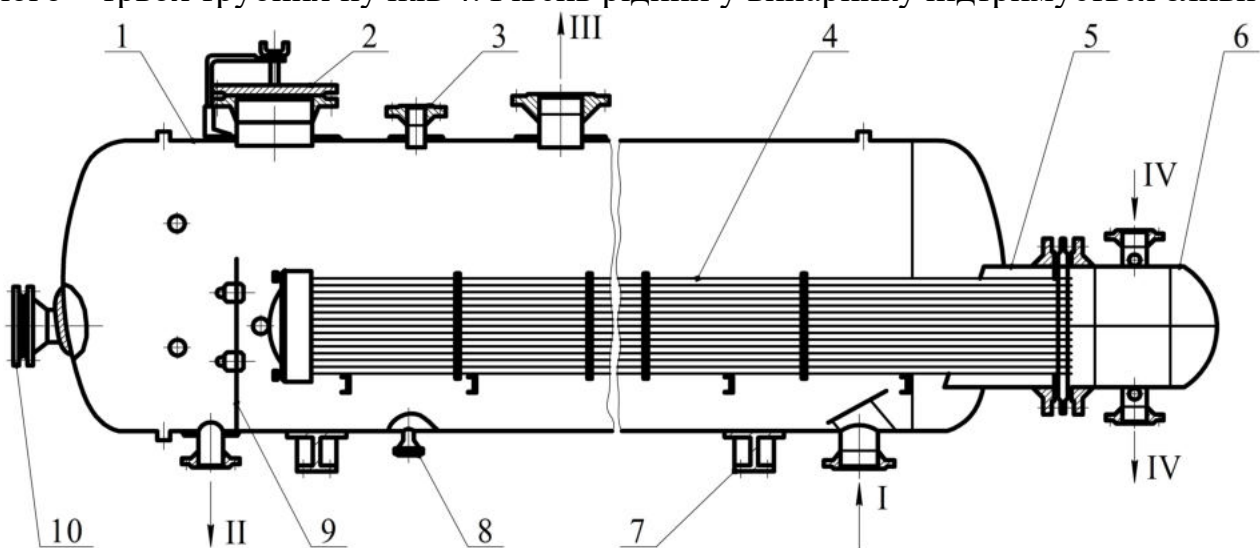


Рисунок 2.1 – Кожухотрубчастий випарник із паровим простором:

1 – кожух; 2 – люк; 3 – штуцер запобіжного клапана; 4 – трубчастий пучок; 5 – горловина; 6 – розподільна камера; 7 – опора; 8 – штуцер дренажу; 9 – перегородка; 10 – люк для троса лебідки.  
Потоки: I – випаровувана рідина; II – рідкий залишок; III – пара; IV – гарячий теплоносіє

перегородкою 9, що має зубчасту кромку для рівномірного переливання рідини. Для забезпечення достатньої поверхні дзеркала випаровування та об'єму парового простору відстань від верху зливної перегородки 9 до верхньої частини кожуха 1 беруть не меншою ніж 1/3 від діаметра кожуха. Перегородка в розподільній камері 6 забезпечує два ходи гарячого теплоносія в трубному пучку 4. У кожухотрубчастих випарниках із паровим простором використовують трубні пучки з плаваючою головкою або U-подібними трубами. У цьому разі діаметр нерухомої трубної решітки дещо більший, це необхідно для того, щоб плаваюча головка в складеному вигляді могла вільно пройти через горловину 5 під час демонтажу трубного пучка.

## 2.1. Тепловий розрахунок

Якщо теплообмін відбувається зі зміною агрегатного стану холодного теплоносія, то **теплове навантаження** визначають із рівняння теплового балансу, що має вигляд (без урахування втрат теплоти в довкілля):

$$Q = G_x \cdot (H_{xk} - h_{xn}) = G_x \cdot (H_{xk} - h_{xk} + h_{xk} - h_{xn}) = G_x \cdot (r_{нар} + c_x \cdot (t_{xk} - t_{xn})), \quad (2.1)$$

де  $h_{xn}$ ,  $h_{xk}$ ,  $H_{xk}$  – ентальпії рідини та пари холодного теплоносія за початкової та кінцевої температур, Дж/кг;  $r_{нар}$  – питома теплота пароутворення холодного теплоносія, Дж/кг.

Якщо холодний теплоносій подається на випарювання підігрітим до температури кипіння ( $t_{xn} = t_{xk}$ ), то рівняння (2.1) набуває спрощеного вигляду:

$$Q = G_x \cdot r_{нар}. \quad (2.2)$$

Кипіння рідини за заданого тиску відбувається за постійної температури, що дорівнює температурі насичення або рівноважній температурі для даного тиску. Для теплообмінників, у яких один із теплоносіїв зберігає постійну температуру, тоді як температура іншого теплоносія безперервно змінюється, напрямок руху робочих середовищ істотного значення не має.

У таких апаратах **середню рушійну силу теплообміну** визначають за рівняннями (1.7), (1.8). У цьому разі найбільшу  $\Delta t_{\delta}$  та найменшу  $\Delta t_m$  різниці температур потоків на кінцях апарата розраховують за допомогою температурної схеми (рис. 2.2 а).

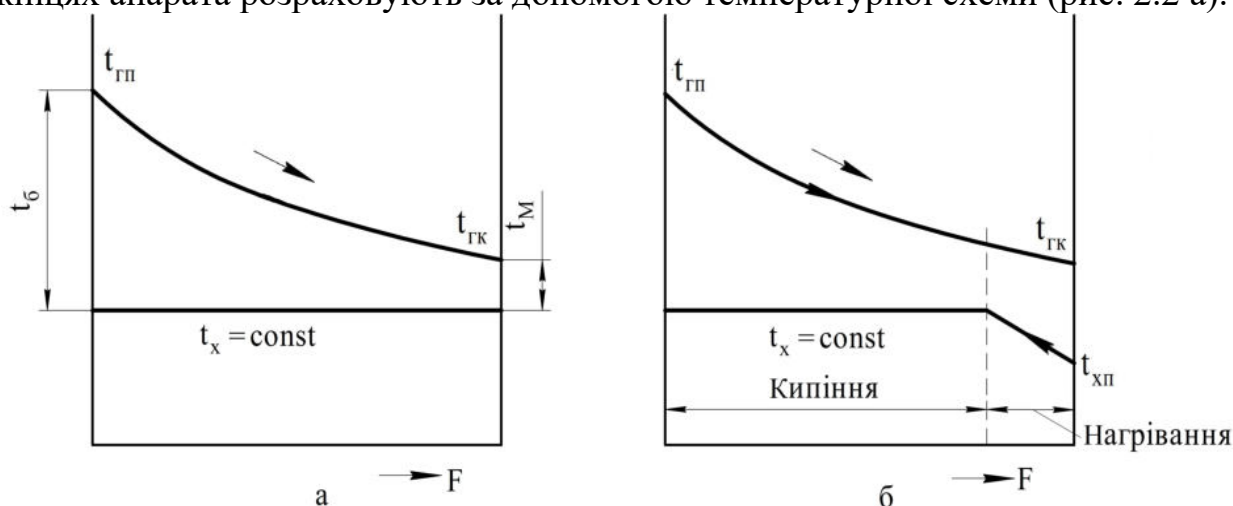


Рисунок 2.2 – Температурна схема процесу за зміни агрегатного стану холодного теплоносія:  
а – для однозонного апарата; б – для багатозонного апарата

Якщо початкова температура холодного теплоносія менша від рівноважної, то температурна схема має вигляд, як показано на рисунку 2.2 б. Такий апарат називають багатозонним, і середні рушійні сили визначають для окремих зон: нагрівання

рідини, кипіння (пароутворення).

Теплофізичні властивості робочих середовищ визначають за їх **середніх температур**. У цьому разі визначальною температурою для холодного теплоносія є температура його кипіння за даного тиску, а для гарячого теплоносія розраховують за формулою (1.16).

**Попередній вибір** кожухотрубчастого випарника з паровим простором здійснюють на підставі розрахунків орієнтовної поверхні теплообміну  $F_{op}$  (рівняння (1.19)) та орієнтовного перерізу одного ходу трубного простору (рівняння (1.21)). За даними таблиці Б.5 вибирають варіант (або декілька варіантів) конструкції апарата і тим самим визначають: внутрішній діаметр кожуха  $D_e$  і сортамент труб  $d_n \times \delta$ , конструкцію і кількість трубних пучків  $N$ , довжину труб  $l$  та їх число в одному пучку  $n$ , площу прохідного перерізу одного ходу по трубах  $S_{mp}$  та фактичну площу поверхні теплообміну  $F$ .

Конструкції стандартизованих кожухотрубчастих випарників із паровим простором показані на рисунках Б.6–Б.9.

Якщо гарячим теплоносієм є середовище, що не змінює свого агрегатного стану (гаряча вода, рідкі високотемпературні органічні теплоносії, димові гази тощо), то **коефіцієнт тепловіддачі** до внутрішньої поверхні труб визначають за допомогою критеріальних рівнянь (1.26)–(1.31) залежно від теплофізичних властивостей і гідродинамічного режиму руху гарячого теплоносія в трубах.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі, в разі якщо гарячим теплоносієм є речовина, що конденсується (водяна пара, пари високотемпературних органічних речовин тощо), буде викладено в наступних розділах.

Поверхнєве кипіння має місце в тому разі, якщо температура зовнішньої поверхні труб  $t_{cm}$  вища, ніж температура насичення  $t_n$ , за даного тиску. На характер пароутворення значно впливає щільність теплового потоку від поверхні нагрівання  $q$  або різниця температур  $\Delta T = t_{cm} - t_n$  між стінкою і киплячою рідиною.

Залежно від величин  $q$  та  $\Delta T$  розрізняють два основних режими кипіння: бульбашковий і плівковий. Кипіння, за якого пара утворюється у вигляді окремих парових бульбашок, що періодично зароджуються, зростають, відриваються і спливають, називається бульбашковим (рис. 2.3 а). Зі збільшенням теплового потоку окремі парові бульбашки зливаються, утворюючи на поверхні теплообміну суцільний паровий шар. Кипіння, яке характеризується наявністю на поверхні парової плівки, що обгортає цю поверхню та відокремлює її від рідини, називається плівковим (рис. 2.3 б).

Внаслідок малої теплопровідності парового шару інтенсивність тепловіддачі під час плівкового кипіння значно менша, ніж під час бульбашкового.

На рисунку 2.4 показана типова залежність коефіцієнта тепловіддачі та питомого теплового навантаження (густини теплового потоку) від температурного напору під час кипіння рідини:  $\Delta T = t_{cm} - t_n$ . За малих температурних напорів кількість бульбашок, що відділяються від поверхні нагрівання, невелика, і вони не здатні ще спричинити істотне перемішування рідини. У таких умовах інтенсивність тепловіддачі визначається лише вільним рухом рідини, і коефіцієнт тепловіддачі слабо збільшується зі зростанням  $\Delta T$ . Ця область називається зоною природної конвекції (зона А).

Наприклад, для води за атмосферним тиском природна конвекція спостерігається до  $\Delta T \cong 5$  °С, а густина теплового потоку досягає близько 6 000 Вт/м<sup>2</sup> [6].

У разі збільшення температурного напору зростає кількість центрів пароутворення, а також збільшується частота відриву бульбашок. Коли бульбашки спричиняють

інтенсивне перемішування рідини, настає режим розвиненого бульбашкового кипіння, за якого коефіцієнт тепловіддачі та густина теплового потоку різко зростають (зона В).

В області переходу бульбашкового кипіння в плівкове залежність  $q = f(\Delta T)$  досягає максимуму. Режим, що відповідає максимальній густині теплового потоку, називають першим критичним. Критичні величини температурного напору, коефіцієнта тепловіддачі та питомого теплового навантаження залежать від природи киплячої рідини, тиску, матеріалу і стану поверхні стінки. Наприклад, для води за атмосферним тиском  $\Delta T_{кр1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_{кр1} = 5,8 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ,  $q_{кр1} = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$  [6].

За деякої густини теплового потоку завдяки великій кількості центрів пароутворення і відтискувальній дії бульбашок на рідину парові бульбашки об'єднуються в плівку, що покриває спочатку окремі ділянки поверхні, а потім повністю відділяє рідину від поверхні нагрівання. Плівка безперервно руйнується і відходить від поверхні нагрівання у вигляді великих бульбашок. Замість зруйнованої парової плівки виникає нова. У таких умовах теплота передається від поверхні нагрівання до рідини за допомогою теплопровідності, конвективного перенесення і випромінювання, а випаровування відбувається з поверхні плівки. Цю зону називають перехідною, вона характеризується різким зменшенням коефіцієнта тепловіддачі та густини теплового потоку (зона С).

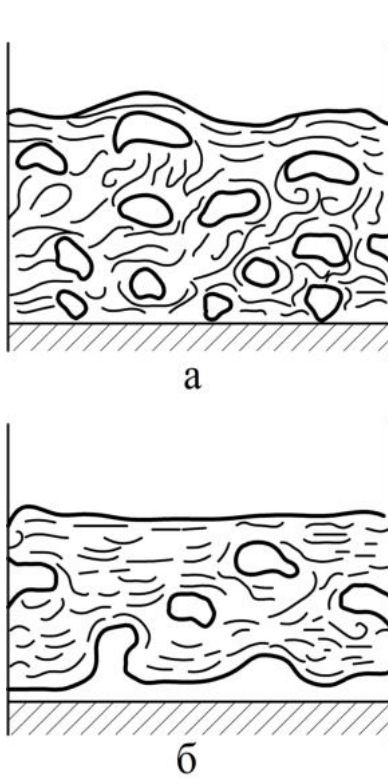


Рисунок 2.3 – Режимы кипіння: а – бульбашковий; б – плівковий

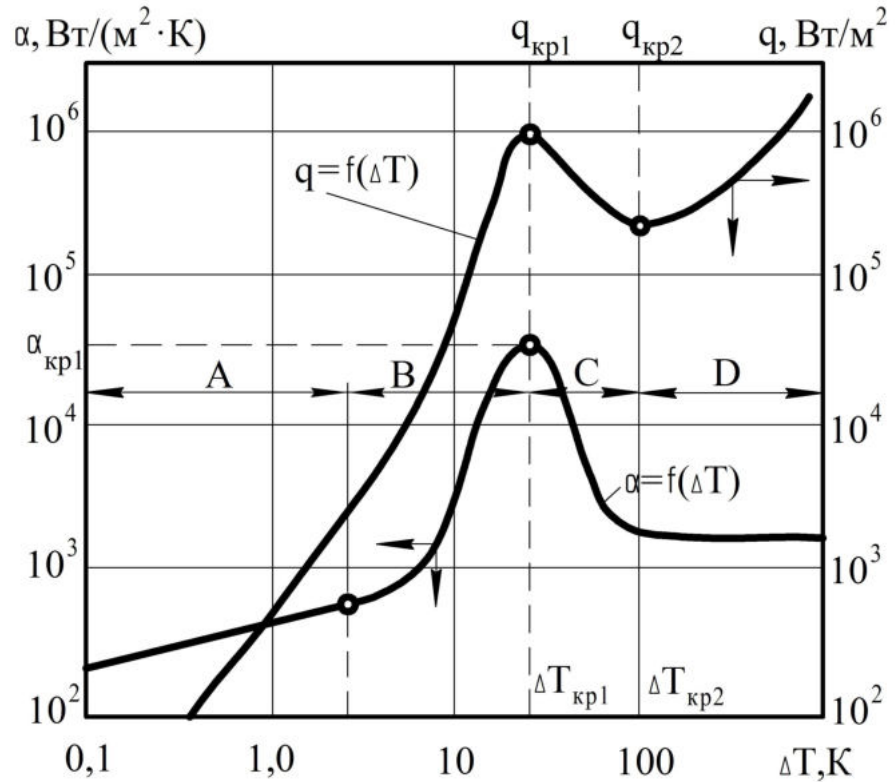


Рисунок 2.4 – Залежність густини теплового потоку  $q$  та коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  під час кипіння води від температурного напору  $\Delta T$  і режимів кипіння: А – природна конвекція; В – бульбашкове кипіння; С – перехідна область; D – плівкове кипіння

У момент переходу до стійкого плівкового кипіння питоме теплове навантаження та коефіцієнт тепловіддачі мають мінімальні значення. Мінімальне значення питомого теплового навантаження під час плівкового кипіння називають другою критичною густиною теплового потоку  $q_{кр2}$ . Для води, що кипить за атмосферним тиском, початок стійкого плівкового кипіння характеризується температурним напором  $\Delta T_{кр2} \approx 150 \text{ }^\circ\text{C}$  [3].

Якщо плівка покриває всю поверхню нагрівання, умови теплообміну стабілі-

зуються і в разі подальшого збільшення  $\Delta T$  коефіцієнт тепловіддачі залишається незмінним, а густина теплового потоку збільшується пропорційно  $\Delta T$  (зона D).

Перехід від бульбашкового кипіння до плівкового називається кризою кипіння і супроводжується різким збільшенням температури поверхні нагрівання та зменшенням питомого теплового потоку і може призвести до аварії. У промислових випарниках, щоб уникнути переходу до нестійкого плівкового режиму кипіння та перегрівання стінок, прагнуть працювати за температурних напорів і густин теплового потоку менших, ніж критичні, але близьких до них.

Швидкість перенесення тепла під час кипіння залежить від багатьох різноманітних факторів (теплофізичних властивостей рідини, тиску, температурного напору, властивостей матеріалу поверхні нагрівання та інших), врахувати вплив яких на процес і звести їх в єдину залежність надзвичайно складно. Тому в літературі наведені рекомендації багатьох авторів, які на основі різних фізичних моделей одержали розрахункові залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час кипіння.

У багатьох випадках для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{куп}$  під час розвиненого бульбашкового кипіння чистих рідин і розчинів у великому об'ємі рекомендують використовувати критеріальні рівняння такого вигляду [1, 12]:

$$Nu_{куп} = 0,125 \cdot Re'^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \text{ при } Re' \geq 0,01, \quad (2.3)$$

$$Nu_{куп} = 0,0625 \cdot Re'^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \text{ при } Re' < 0,01, \quad (2.4)$$

де  $Nu_{куп}$  – узагальнений критерій Нуссельта,  $Nu_{куп} = \frac{\alpha_{куп} \cdot l'}{\lambda_p}$ ;  $Re'$  – модифікований

критерій Рейнольдса,  $Re' = \frac{w_n \cdot l' \cdot \rho_p}{\mu_p}$ ;  $Pr$  – критерій Прандтля для киплячої рідини,

$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_p}{\lambda_p}$ ;  $l'$  – модифікований лінійний розмір,  $l' = \frac{c_p \cdot \rho_p \cdot \sigma_p \cdot T_{куп}}{(\rho_n \cdot r_{нар})^2}$ ;  $w_n$  – серед-

ня швидкість руху парової фази (швидкість кипіння),  $w_n = \frac{q}{\rho_n \cdot r_{нар}}$ ;  $q$  – густина теп-

лового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $r_{нар}$  – питома теплота пароутворення, Дж/кг;  $\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_p$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_p$  – динамічна в'язкість рідини, Па · с;  $c_p$  – питома теплоємність рідини, Дж/(кг · К);  $\lambda_p$  – теплопровідність рідини, Вт/(м · К);  $\sigma_p$  – поверхневий натяг рідини, Н/м;  $T_{куп}$  – температура кипіння, К.

У працях [6, 18] для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час бульбашкового кипіння рекомендується таке критеріальне рівняння:

$$Nu'_{куп} = 54 \cdot Kn^{0,6} \cdot Pr^{-0,3}, \quad (2.5)$$

де  $Nu'_{куп}$  – модифікований критерій Нуссельта,  $Nu'_{куп} = \frac{\alpha_{куп}}{\lambda_p} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p}{\rho_p \cdot g}}$ ;  $Kn$  – крите-

рій кипіння,  $Kn = \frac{q}{\rho_n \cdot r_{нар} \cdot w}$ ;  $w$  – добуток середнього діаметра бульбашок, що утво-

рюються під час кипіння, на кількість бульбашок, що утворюваних за одиницю часу.

Величина  $w$  за атмосферним тиском дорівнює 0,078 м/с, а за іншими тисками визначається за формулою



$$w = 0,078 \cdot (\rho_0 / \rho_n)^{1,1}, \quad (2.6)$$

де  $\rho_0$  – густина пари за атмосферним тиском.

У межах бульбашкового режиму кипіння рідин для безпосереднього визначення коефіцієнта тепловіддачі через питоме теплове навантаження (або температурний напір) можна скористатися рівнянням [1–3, 9]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{кин}} &= \left( 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{2/3} \right) \cdot \left( \frac{\lambda_p^2 \cdot \rho_p}{\mu_p \cdot \sigma_p \cdot T_{\text{кин}}} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3} = \\ &= \left( 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{2/3} \right)^3 \cdot \frac{\lambda_p^2 \cdot \rho_p \cdot \Delta T^2}{\mu_p \cdot \sigma_p \cdot T_{\text{кин}}}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

За бульбашкового режиму кипіння у великому об'ємі (за умов природної конвекції) для всіх рідин, що змочують поверхню нагрівання, і для будь-якого тиску аж до критичного рекомендують [19] таку формулу для розрахунку коефіцієнта  $\alpha_{\text{кин}}$ :

$$\alpha_{\text{кин}} = A \cdot q^{0,7} = A^{3,33} \cdot \Delta T^{2,33}, \quad (2.8)$$

де  $A$  – комплекс багатьох величин, що впливають на інтенсивність перенесення тепла під час кипіння,  $A = 7,77 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \frac{\rho_n \cdot r_{\text{нап}}}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,033} \cdot \left( \frac{\rho_p}{\sigma_p} \right)^{0,333} \cdot \frac{\lambda_p^{0,75}}{\mu_p^{0,45} \cdot c_p^{0,117} \cdot T_{\text{кин}}^{0,37}}$ .

Для деяких рідин коефіцієнт тепловіддачі під час розвиненого кипіння залежить лише від питомого теплового навантаження (або температурного напору) і тиску. Тому для практичних розрахунків зручно використовувати емпіричні залежності. Наприклад, на підставі перебудов рівняння (2.7) для води одержано [1, 3] формулу

$$\alpha_{\text{кин}}^{\text{в}} = \frac{3,4 \cdot p^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot p} \cdot q^{2/3}, \quad (2.9)$$

де  $p$  – тиск насичення, бар.

На підставі розрахунків комплексу  $A$  в рівнянні (2.8) за різними тисками для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час бульбашкового кипіння води одержано [19] таку залежність

$$\alpha_{\text{кин}}^{\text{в}} = 3,14 \cdot p^{0,15} \cdot q^{0,7} = 45,4 \cdot p^{0,5} \cdot \Delta T^{2,33}. \quad (2.10)$$

Для наближеного розрахунку коефіцієнта тепловіддачі під час бульбашкового кипіння рідини у великому об'ємі на зовнішній поверхні горизонтальних труб у межах помірних теплових навантажень (до  $0,4 \cdot q_{\text{кр1}}$ ) можна застосовувати формулу [1, 6]:

$$\alpha_{\text{кин}} = 2,72 \cdot \varphi \cdot p^{0,4} \cdot q^{0,7}, \quad (2.11)$$

де  $\varphi$  – множник, що враховує теплофізичні властивості рідини.

Значення множника  $\varphi$  для деяких досліджених рідин наведені в таблиці 2.1.

Оскільки тепловіддача під час кипіння дуже складна і залежить від багатьох фізичних факторів, наведені формули не охоплюють всієї різноманітності умов теплообміну для конкретних рідин.

У спеціальній літературі [20] наведені емпіричні залежності між  $\alpha_{\text{кин}}$ ,  $p$  і  $q$  для деяких рідин, що киплять на різноманітних поверхнях за різних способів обігрівання.



Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта  $\phi$  для деяких рідин та розчинів

Назва рідини або розчину	$\phi$	Назва рідини або розчину	$\phi$
Вода	1,0	Бензол	0,31
Водний розчин гліцерину, 26 %	0,83	Гас	0,31–0,56
Водний розчин $\text{Na}_2\text{SO}_4$ , 10 %	0,91	Газолін	0,27
Водний розчин $\text{NaCl}$ , 9 %	0,86	Гептан	0,46
Водний розчин $\text{NaCl}$ , 24 %	0,62	Метилловий спирт	0,36
Водний розчин цукру, 25 %	0,57	Етиловий спирт	0,45

Величина критичного питомого теплового навантаження під час кипіння рідини на горизонтальних трубах у великому об'ємі визначається рівнянням [1–3, 6]

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot r_{нар} \cdot \rho_n^{0,5} \cdot (g \cdot \sigma_p \cdot (\rho_p - \rho_n))^{0,25} \quad (2.12)$$

Подальший тепловий розрахунок кожухотрубчастого випарника з паровим простором принципово не відрізняється від теплового розрахунку кожухотрубчастого теплообмінника з нерухомими трубними решітками, наведеного в розділі 1.

## 2.2. Конструктивний розрахунок

Порядок конструктивного розрахунку кожухотрубчастого випарника з паровим простором у цілому залишається таким самим, як для кожухотрубчастого теплообмінника з нерухомими трубними решітками, наведеного в попередньому розділі, за винятком деяких пунктів, а саме:

1. Висота кришки плаваючої головки повинна бути такою, щоб площа її центрального перерізу не менше ніж у 1,3 раза перевищувала площину прохідного перерізу труб одного ходу.

Типові конструкції кришок плаваючої головки, а також розміри та відхилення розмірів деталей плаваючої головки показані на рисунках 2.5 і 2.6.

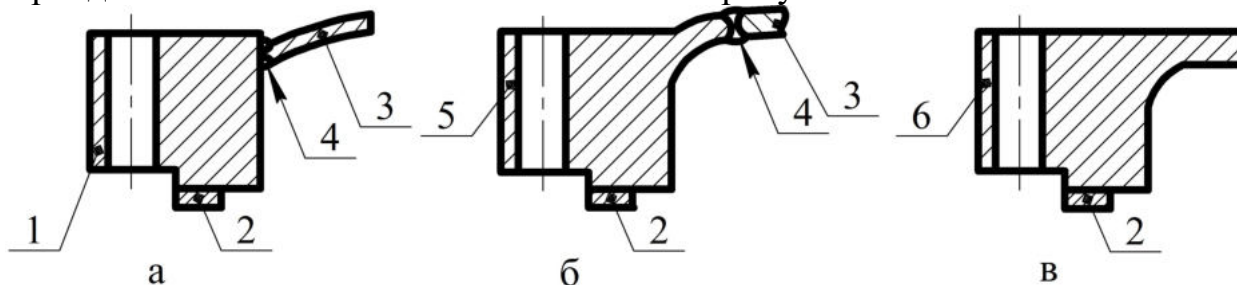


Рисунок 2.5 – Типові конструкції кришок плаваючих головок: а – кільце-днище; б – фланець-днище; в – суцільна конструкція; 1 – кільце; 2 – прокладка; 3 – днище; 4 – зварний шов; 5 – фланець; 6 – суцільна механічно оброблена кришка

2. Середній радіус згину U-подібних труб повинен не менше ніж у 1,5 раза перевищувати номінальний зовнішній діаметр труби. Загальний вигляд трубних пучків з U-подібними трубами показаний на рисунку 2.7.

3. Існують два варіанти виготовлення корпусу: з переднім напівконічним днищем та з еліптичним днищем (рис. 2.8). При напівконічному днищі діаметр випарника менший і металомісткість апарата знижується. Але під час установлення двох або трьох трубних пучків днища виконують еліптичними. До того ж трубні пучки розміщують якомога нижче, але з урахуванням, щоб стінка горловини була віддалена від зовнішньої поверхні циліндричного борту днища на відстань  $a \geq 0,1 \cdot D_3$  або  $a \geq s + 0,09 \cdot D$  (див. рис. 2.9). Близьке розміщення горловини до перехідної зони

не дозволяє встановити укріплювальне кільце, тому виріз у днищі компенсують потовщенням стінки днища і стінки патрубку горловини.

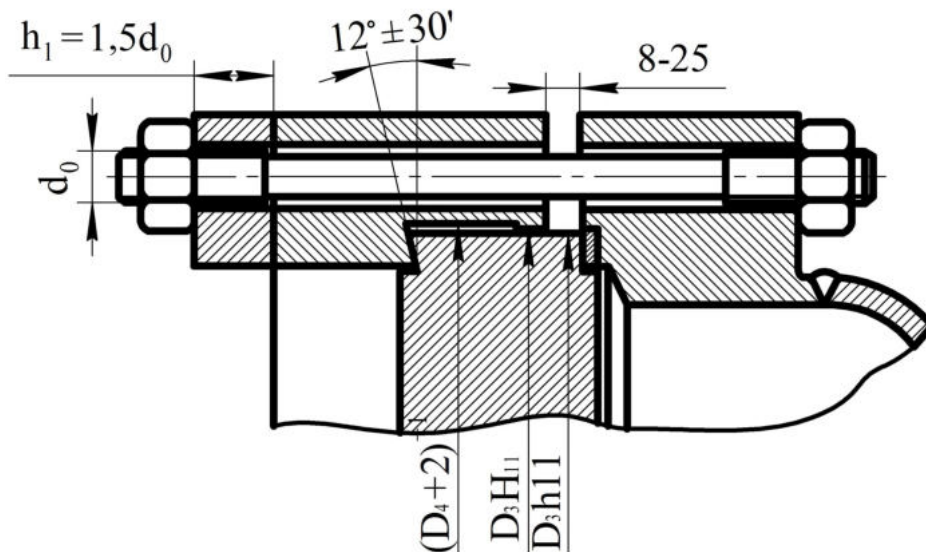


Рисунок 2.6 – Розміри та відхилення розмірів деталей плаваючої головки:  $d_0$  – діаметр шпильок;  $h$  – висота накладки;  $D_3$  – зовнішній діаметр решітки;  $D_4$  – внутрішній діаметр півкільця



Рисунок 2.7 – Загальний вигляд трубних пучків із U-подібними трубами

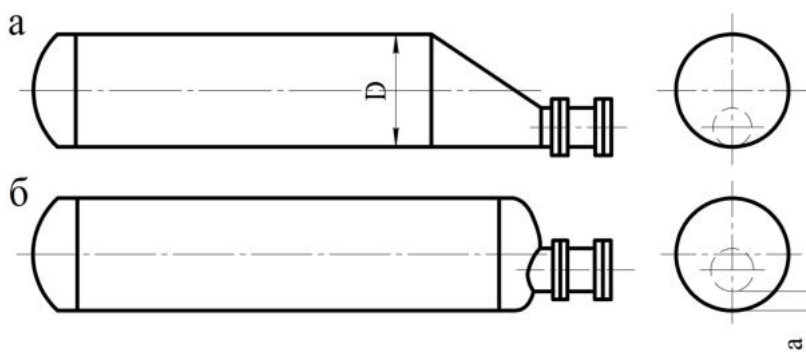


Рисунок 2.8 – Схеми апаратів із напівконічним (а) та еліптичним (б) днищами

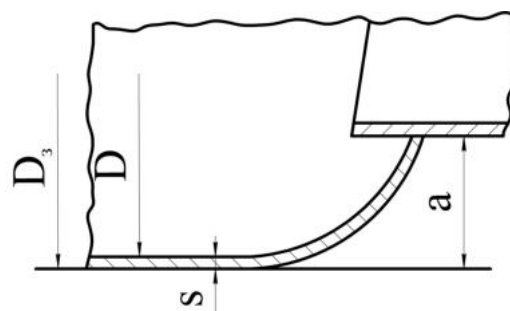


Рисунок 2.9 – Схема розміщення горловини

4. Для підтримання трубного пучка в корпусі встановлюють металеві балки 1 (див. рис. 2.10), на яких розміщені прогони із кутиків 2. Під час монтажу та демонтажу пучка він ковзає по цих прогонах. Закріплюють пучок в апараті за допомогою хомути 3, виконаного із штабової сталі 100 мм × 6 мм, який запобігає зміщенню пучка з місця під час транспортування апарата.

5. Кожухотрубчасті теплообмінники з плаваючою головкою або з U-подібними трубами оснащують пристроєм, що полегшує монтаж або демонтаж трубного пучка.

6. У трубних решітках випарників із плаваючою головкою або з U-подібними

трубами для витягування трубного пучка передбачають рим-болти або витяжні вушка.

7. Для надання трубному пучку жорсткості встановлюють поперечні перегородки товщиною  $\sim 10$  мм. Перегородки встановлюють одну від іншої на рівній відстані  $l$  та закріплюють за допомогою чотирьох тяг 2 (див. рис. 2.11), вкрученими у нерухому трубну решітку та оснащеними дистанційними розпірними трубками 1. Відстань між перегородками з метою забезпечення необхідної жорсткості трубного пучка беруть такою, що дорівнює  $(30-50) \cdot d_n$ .

Гідравлічний розрахунок кожухотрубчастого випарника з паровим простором принципово не відрізняється від гідравлічного розрахунку кожухотрубчастого теплообмінника з нерухомими трубними решітками, поданого в розділі 1.

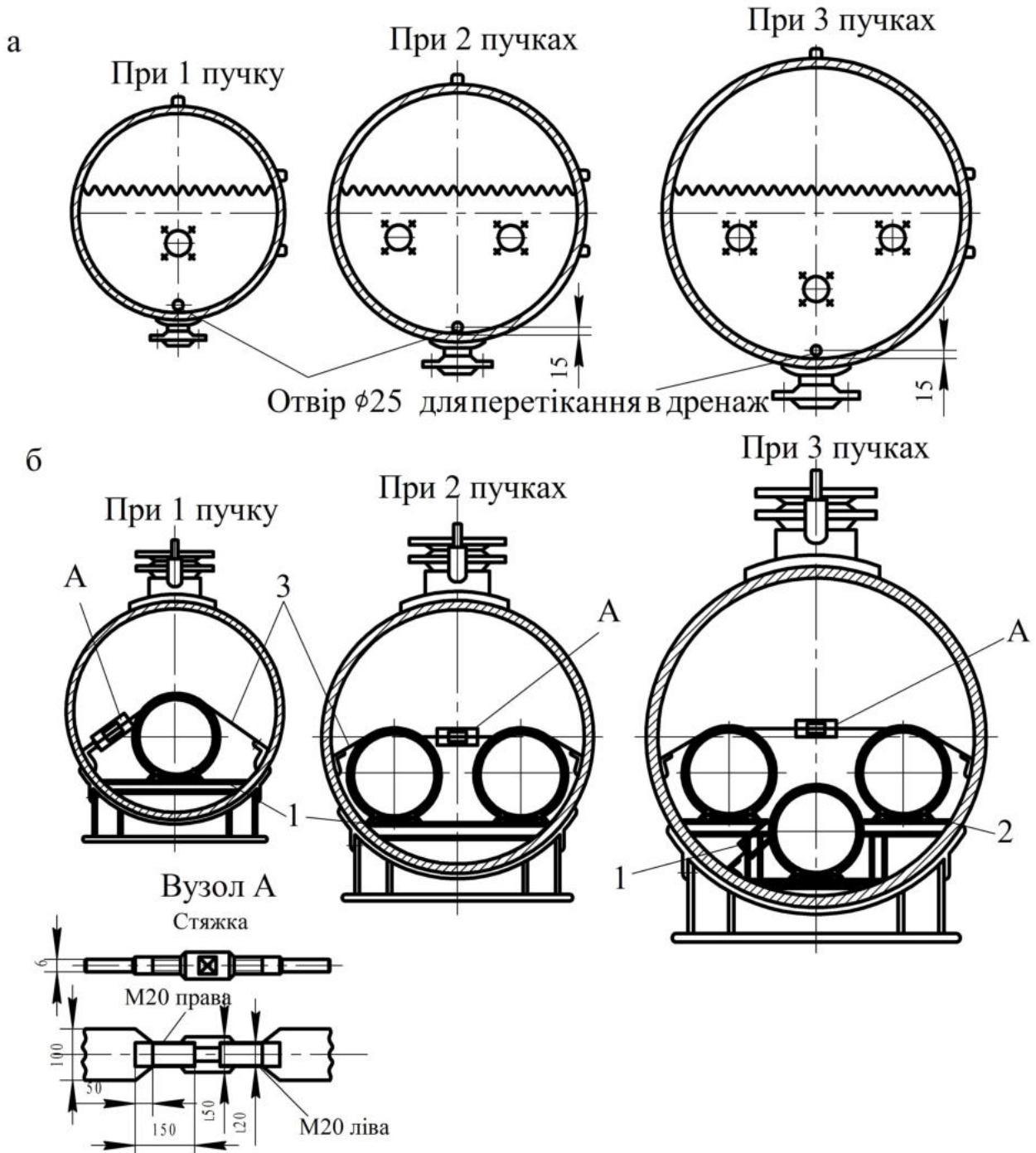


Рисунок 2.10 – Елементи конструкції кожухотрубчастих випарників із паровим простором:  
 а – розміщення отворів у переливних перегородках; б – розміщення трубних пучків;  
 1 – металеві балки; 2 – прогони з кутиків; 3 – хомут



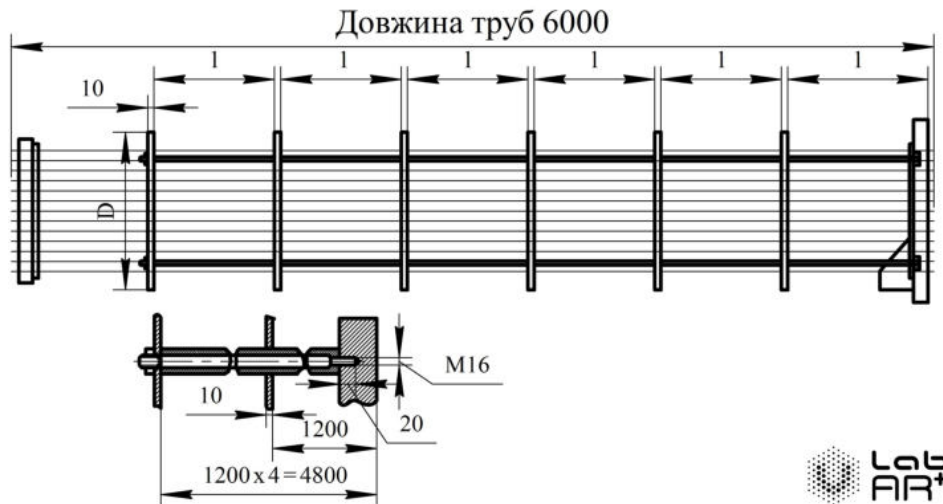


Рисунок 2.11 – Розміщення та закріплення перегородок жорсткості трубного пучка випарника з паровим простором

### 2.3. Приклад розрахунку кожухотрубчастого випарника з паровим простором

*Завдання.* Розробити горизонтальний кожухотрубчастий випарник із паровим простором для охолодження від 30 °С до –10 °С гексану, що надходить у труби кількістю 90 000 кг/год. Холодним теплоносієм є пропан, що кипить у міжтрубному просторі під тиском 0,17 МПа. Апарат використовують як холодильник абсорбенту установки низькотемпературної абсорбції.

#### 2.3.1. Тепловий розрахунок

*Температурний режим апарата.* За даними таблиці А.9 визначаємо температуру кипіння пропану за заданим тиском:  $t_{\text{кип}} = -30$  °С.

Температуру кипіння деяких речовин залежно від тиску насиченої пари можна також визначити, скориставшись таблицею А.8 або номограмами на рисунках А.10–А.13.

Температурна схема процесу за сталої температури киплячої речовини:

гарячий теплоносій (гексан)                    30 → –10;  
холодний теплоносій (пропан)                –30 — –30.

Зміна температур гарячого теплоносія

$$\Delta t_z = t_{zn} - t_{zk} = 30 - (-10) = 40 \text{ °С.}$$

Найбільшу і найменшу різниці температур між теплоносіями визначаємо за формулами

$$\Delta t_{\delta} = t_{zn} - t_{\text{кип}} = 30 - (-30) = 60 \text{ °С і } \Delta t_m = t_{zk} - t_{\text{кип}} = -10 - (-30) = 20 \text{ °С.}$$

Оскільки  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m > 2$ , середню різницю температур визначаємо як середньологарифмічну за залежністю (1.7):

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta}/\Delta t_m)} = \frac{60 - 20}{\ln(60/20)} \approx 36,4 \text{ °С.}$$

Оскільки  $\Delta t_z > \Delta t_x$ , середні температури теплоносіїв розраховуємо за формулами (1.16):

$$t_{\text{сер}_x} = t_{\text{кип}} = -30 \text{ °С; } t_{\text{сер}_z} = t_{\text{сер}_x} + \Delta t_{\text{сер}} = -30 + 36,4 = 6,4 \text{ °С.}$$

*Теплофізичні властивості теплоносіїв.* Значення теплофізичних властивостей гарячого і холодного теплоносіїв у рідкому агрегатному стані визначаємо за даними таблиць А.3–А.9 або за номограмами на рисунках А.1–А.5.

Густину насиченої пари пропану розраховуємо за формулою (1.73).

Тоді для гексану за середньої температури 6,4 °С визначаємо:

густину	$\rho_2 = 672 \text{ кг/м}^3$ ;
динамічну в'язкість	$\mu_2 = 0,372 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
коефіцієнт теплопровідності	$\lambda_2 = 0,137 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
питому теплоємність	$c_2 = 2\,246 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
критерій Прандтля	$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2246 \cdot 0,372 \cdot 10^{-3}}{0,137} \approx 6,09$ .

Для пропану за середньої температури -30 °С визначаємо:

густину пари	$\rho_n = \frac{\rho_0 \cdot T_0 \cdot P_{абс}}{(T_0 + t_{сер,x}) \cdot P_0} = \frac{2,02 \cdot 273 \cdot 1,7}{(273 - 30) \cdot 1} \approx 3,86 \text{ кг/м}^3$ ;
густину рідини	$\rho_x = 568 \text{ кг/м}^3$ ;
динамічну в'язкість рідини	$\mu_x = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
коефіцієнт теплопровідності рідини	$\lambda_x = 0,103 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
питому теплоємність рідини	$c_x = 2\,260 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
питому теплоту пароутворення	$r_{нар} = 412,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ ;
коефіцієнт поверхневого натягу	$\sigma_x = 13,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ ;
критерій Прандтля	$Pr_x = \frac{c_x \cdot \mu_x}{\lambda_x} = \frac{2260 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3}}{0,103} \approx 3,3$ .

*Теплове навантаження апарата і витрати теплоносіїв*

Теплове навантаження апарата розраховуємо за рівнянням (1.2):

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к}) = \frac{90000}{3600} \cdot 2246 \cdot (30 - (-10)) \approx 2246000 \text{ Вт.}$$

Необхідну кількість пропану, що випаровується, визначаємо, скориставшись рівнянням (2.2):

$$G_n = Q/r_{нар} = 2246000/412700 \approx 5,44 \text{ кг/с.}$$

Необхідна кількість рідкого пропану становитиме

$$G_x = G_n/0,8 = 5,44/0,8 \approx 6,8 \text{ кг/с,}$$

де 0,8 – взята на базі практичних даних частка рідкого пропану, що випаровується [21].

Об'ємні витрати теплоносіїв становитимуть:

гексану	$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{90000}{3600 \cdot 672} \approx 0,037 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
рідкого пропану	$V_x = G_x/\rho_x = 6,8/568 \approx 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
пароподібного пропану	$V_n = G_n/\rho_n = 5,44/3,86 \approx 1,41 \text{ м}^3/\text{с}$ .

*Попередній вибір теплообмінника.* Для вибору типорозміру апарата орієнтовно визначаємо поверхню теплообміну пропанового холодильника абсорбенту, для цього за даними [21] візьмемо величину її теплонапруження (питомого теплового потоку)  $q_{оп} = 7\,500 \text{ Вт/м}^2$ . Тоді

$$F_{оп} = Q/q_{оп} = 2246000/7500 \approx 300 \text{ м}^2.$$

Візьмемо швидкість гексану в трубному просторі  $w_2 = 1,2 \text{ м/с}$ . Тоді орієнтовний переріз одного ходу по трубах визначаємо за рівнянням

$$S_{оп} = V_2/w_2 = 0,037/1,2 \approx 0,031 \text{ м}^2.$$

На підставі розрахунків  $F_{op}$ ,  $S_{op}$  вибираємо (див. табл. Б.5) кожухотрубчастий випарник із паровим простором із такими параметрами:

конструкцією трубного пучка  
внутрішнім діаметром кожуха  
довжиною труб  
довжиною апарата  
кількістю трубних пучків  
кількістю труб в одному пучку  
поверхнею теплообміну  
сортаментом труб  
прохідним перерізом одного ходу по трубах

з U-подібними трубами;  
 $D_в = 2\ 600$  мм;  
 $l = 6\ 000$  мм;  
 $L = 8\ 670$  мм;  
 $N = 3$ ;  
 $n = 310$ ;  
 $F = 360$  м<sup>2</sup>;  
 $d_n \times \delta = 20$  мм  $\times$  2 мм;  
 $S_{mp} = 0,031$  м<sup>2</sup>.

Гідродинамічний режим течії гексану в трубах визначаємо за рівнянням (1.24):

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_в \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{1,2 \cdot 0,016 \cdot 672}{0,372 \cdot 10^{-3}} \approx 34684 \text{ (турбулентний режим).}$$

*Перевірний розрахунок.* Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від гексану до внутрішньої поверхні стінок труб під час турбулентного режиму руху в прямих трубах скористаємося критеріальним рівнянням (1.26). Водночас, враховуючи, що теплофізичні властивості гексану в діапазоні температур 0–20 °С майже не змінюються, візьмемо співвідношення  $Pr/Pr_{cm} = 1$ . Тоді

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 34684^{0,8} \cdot 6,09^{0,43} \approx 195,7,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_в} = \frac{195,7 \cdot 0,137}{0,016} \approx 1676 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінок горизонтальних труб до киплячого пропану визначимо за рівнянням (2.7):

$$\alpha_{куп} = \left( 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{\rho_n}{\rho_x - \rho_n} \right)^{2/3} \right) \cdot \left( \frac{\lambda_x^2 \cdot \rho_x}{\mu_x \cdot \sigma_x \cdot T_{куп}} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3} =$$

$$= \left( 0,075 + 0,75 \cdot \left( \frac{3,86}{568 - 3,86} \right)^{2/3} \right) \cdot \left( \frac{0,103^2 \cdot 568}{0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 13,8 \cdot 10^{-3} \cdot 243} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3} \approx 2,33 \cdot q^{2/3}.$$

За даними таблиці 1.7 візьмемо значення теплової провідності забруднень із боку гарячого теплоносія, як для органічних рідин,  $1/r_{з2} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup> · К), а з боку холодного теплоносія, як для низькокиплячих вуглеводнів,  $1/r_{зх} = 5000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки візьмемо як для нержавіючої сталі  $\lambda_{cm} = 17,5$  Вт/(м · К) [1]. Тоді коефіцієнт теплопередачі визначимо за рівнянням (1.38):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{куп}} + r_{зх} + r_{з2}} = \frac{1}{\frac{1}{1676} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{\alpha_{куп}} + \frac{1}{5000} + \frac{1}{5800}} \approx \frac{1}{0,0011 + \frac{1}{\alpha_{куп}}}.$$

Оскільки коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{куп}$  є функцією питомого теплового потоку  $q$ , величина якого невідома, то визначають  $K$  методом послідовних наближень. Задаємо різні числові значення  $q$  і для кожного з них розраховуємо  $\alpha_{куп}$ ,  $K$  і  $\Delta t_{сер}$ . Результати розрахунків наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі

Параметр, одиниця виміру	Результат розрахунків за чотирма наближеннями			
	1	2	3	4
$q$ , Вт/м <sup>2</sup> (беруть)	7 500	12 500	17 500	22 500
$\alpha_{кин} = 2,33 \cdot q^{2/3}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	893	1 255	1 570	1 857
$K = \frac{1}{0,0011 + 1/\alpha_{кин}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	454	533	582	618
$\Delta t_{сер} = q/K$ , °С	16,5	23,5	30	36,4

За відомим значенням середнього температурного напору  $\Delta t_{сер} = 36,4$  °С визначаємо відповідні густину теплового потоку  $q = 22\,500$  Вт/м<sup>2</sup>, коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{кин} = 1\,857$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) та коефіцієнт теплопередачі  $K = 618$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Для перевірки режиму кипіння визначаємо критичну густину теплового потоку під час кипіння пропану на горизонтальних трубах за рівнянням (2.12):

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot r_{нар} \cdot \rho_n^{0,5} \cdot (g \cdot \sigma_x \cdot (\rho_x - \rho_n))^{0,25} =$$

$$= 0,14 \cdot 412,7 \cdot 10^3 \cdot 3,86^{0,5} \cdot (9,81 \cdot 13,8 \cdot 10^{-3} \cdot (568 - 3,86))^{0,25} \approx 335575 \text{ Вт/м}^2.$$

Оскільки  $q < q_{кр1}$ , має місце бульбашковий режим кипіння, чим підтверджується правомірність використання рівняння (2.7) для розрахунку коефіцієнта  $\alpha_{кин}$ .

Розрахунок поверхню теплообміну визначаємо за рівнянням

$$F_p = \frac{Q}{q} = \frac{2246000}{22500} \approx 100 \text{ м}^2.$$

Раніше вибраний випарник матиме надмірний запас поверхні, тому за даними таблиці Б.5 остаточно вибираємо кожухотрубчастий випарник із паровим простором із такими параметрами:

конструкцією трубного пучка

з U-подібними трубами;

внутрішнім діаметром кожуха

$D_в = 1\,200$  мм;

довжиною труб

$l = 6\,000$  мм;

довжиною апарата

$L = 8\,100$  мм;

кількістю трубних пучків

$N = 1$ ;

кількістю труб в одному пучку

$n = 310$ ;

поверхнею теплообміну

$F = 120$  м<sup>2</sup>;

сортаментом труб

$d_n \times \delta = 20 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ ;

прохідним перерізом одного ходу по трубах

$S_{тр} = 0,031$  м<sup>2</sup>.

Перерахунок коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі не виконуємо, тому що прохідний переріз одного ходу по трубах не змінився.

Запас поверхні теплообміну визначаємо за формулою (1.41):

$$\Delta = \frac{F - F_p}{F} = \frac{120 - 100}{120} \approx 0,167.$$

Запас поверхні теплообміну достатній.

### 2.3.2. Конструктивний розрахунок

*Діаметри штуцерів.* Візьмемо швидкість руху в штуцерах для рідких теплоносіїв  $w_{z. ш} = w_{x. ш} = 1,5$  м/с, а для пароподібного пропану  $w_{n. ш} = 25$  м/с. Тоді розрахункові діаметри штуцерів визначимо за формулами:

вхід і вихід гексану	$d'_{z.u} = \sqrt{\frac{V_z}{0,785 \cdot w_{z.u}}} = \sqrt{\frac{0,037}{0,785 \cdot 1,5}} \approx 0,177 \text{ м};$
вхід рідкого пропану	$d'_{x.вх} = \sqrt{\frac{V_x}{0,785 \cdot w_{x.u}}} = \sqrt{\frac{0,012}{0,785 \cdot 1,5}} \approx 0,1 \text{ м};$
вихід рідкого пропану	$d'_{x.вих} = \sqrt{\frac{G_x - G_n}{\rho_x \cdot 0,785 \cdot w_{x.u}}} = \sqrt{\frac{6,8 - 5,44}{568 \cdot 0,785 \cdot 1,5}} \approx 0,045 \text{ м};$
вихід парів пропану	$d'_{n.u} = \sqrt{\frac{V_n}{0,785 \cdot w_{n.u}}} = \sqrt{\frac{1,41}{0,785 \cdot 25}} \approx 0,268 \text{ м}.$

Візьмемо стандартні штуцери:

вхід і вихід гексану	Ø 159 мм × 6 мм,	$d_{z.u} = 147 \text{ мм};$
вхід рідкого пропану	Ø 108 мм × 5 мм,	$d_{x.вх} = 98 \text{ мм};$
вихід рідкого пропану	Ø 57 мм × 3 мм,	$d_{x.вих} = 51 \text{ мм};$
вихід парів пропану	Ø 325 мм × 8 мм,	$d_{n.u} = 309 \text{ мм}.$

Тоді фактичні швидкості теплоносіїв у штуцерах становитимуть:

на вході та виході гексану	$w_{z.u} = \frac{V_z}{0,785 \cdot d_{z.u}^2} = \frac{0,037}{0,785 \cdot 0,147^2} \approx 2,2 \text{ м/с};$
на вході рідкого пропану	$w_{x.вх} = \frac{V_x}{0,785 \cdot d_{x.вх}^2} = \frac{0,012}{0,785 \cdot 0,098^2} \approx 1,6 \text{ м/с};$
на виході рідкого пропану	$w_{x.вих} = \frac{G_x - G_n}{\rho_x \cdot 0,785 \cdot d_{x.вих}^2} = \frac{6,8 - 5,44}{568 \cdot 0,785 \cdot 0,051^2} \approx 1,2 \text{ м/с};$
на виході парів пропану	$w_{n.u} = \frac{V_n}{0,785 \cdot d_{n.u}^2} = \frac{1,41}{0,785 \cdot 0,309^2} \approx 18,8 \text{ м/с}.$

*Внутрішній діаметр розподільної камери.* За даними таблиці 1.9 залежно від зовнішнього діаметра труб визначаємо відстань між трубами  $s = 26 \text{ мм}$ . Візьмемо коефіцієнт заповнення трубної решітки  $\eta = 0,7$ . Тоді розрахункове значення внутрішнього діаметра розподільної камери визначаємо за формулою (1.47):

$$D'_{p.k} = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{n/\eta} = 1,1 \cdot 26 \cdot \sqrt{310/0,7} \approx 602 \text{ мм}.$$

Візьмемо стандартний внутрішній діаметр розподільної камери  $D_{p.k} = 600 \text{ мм}$ .

*Схема розміщення труб і перегородок у трубній решітці.* Для полегшення очищення міжтрубного простору вибираємо розміщення труб на вершинах квадратів (рис. 1.7 в). Для забезпечення двох ходів по трубах у розподільній камері встановлюємо горизонтальну хордову перегородку. За даними таблиці 1.8 залежно від діаметра розподільної камери визначаємо товщину перегородки  $\delta = 10 \text{ мм}$ .

Схема розміщення труб для вибраного теплообмінника показана на рисунку 2.12.

*Метод кріплення труб у трубній решітці.* За тиску в апараті до 0,6 МПа для забезпечення герметичного і міцного з'єднання труб з трубними решітками вибираємо найбільш поширений спосіб кріплення труб – розвальцювання (рис. 1.2 а).

*Товщина обичайки корпусу і трубної решітки.* За рекомендаціями [17] візьмемо за розрахункову температуру максимальну робочу температуру в апараті  $t_R = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ , за розрахунковий тиск величину  $p_R = p_{над} + 0,1 = 0,07 + 0,1 = 0,17 \text{ МПа}$  ( $p_{над}$  – надлишковий тиск в апараті).



Ураховуючи необхідність роботи апарата за негативних температур у вуглеводневому середовищі, вибираємо для корпусу, труб і трубної решітки низьколеговану конструкційну сталь марки 16ГС (допустимі напруження за розрахункової температури  $[\sigma] = 180$  МПа).

Тоді розрахункову товщину обичайки корпусу і трубних решіток визначаємо відповідно за формулами (1.55) і (1.56):

$$\delta_R = \frac{D_g \cdot p_R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_R} + C_k = \frac{1200 \cdot 0,17}{2 \cdot 180 \cdot 0,8 - 0,17} + 1 \approx 1,71 \text{ мм};$$

$$\delta_p = \frac{4,35 \cdot d_n + 15}{s - d'} + C_k = \frac{4,35 \cdot 20 + 15}{26 - 20,4} + 1 \approx 19,21 \text{ мм}.$$

Остаточно беремо товщину корпусу апарата  $\delta = 4$  мм (за даними таблиці 1.11); товщину трубної решітки  $\delta_p = 20$  мм.

*Кріплення трубної решітки до корпусу* в разі застосування приварних у стик фланців здійснюємо, як наведено на рисунку 1.11 б.

*Кріплення поперечних перегорожок у кожусі апарата* здійснюємо за допомогою 6 стяжок діаметром 12 мм (див. рис. 1.15, табл. 1.12).

Інші пункти конструктивного розрахунку не є складними та їх виконують згідно з вищенаведеними рекомендаціями.

### 2.3.3. Гідравлічний розрахунок

*Гідравлічний опір трубного простору.* За даними таблиці 1.14 візьмемо значення абсолютної шорсткості труб  $e = 0,2$  мм. Тоді критичне значення  $Re_{кр}$ , за якого коефіцієнт опору стає постійною величиною, визначаємо за формулою (1.66):

$$Re_{кр} = 100 \cdot (r/e) = 100 \cdot (8/0,2) = 4000.$$

У разі, якщо  $Re_z > Re_{кр}$ , гідравлічний опір визначається лише шорсткістю і від  $Re$  не залежить. Тому для визначення  $\varphi$  застосовуємо рівняння (1.65):

$$\varphi = \frac{0,1}{(r/e)^{0,25}} = \frac{0,1}{(8/0,2)^{0,25}} \approx 0,04.$$

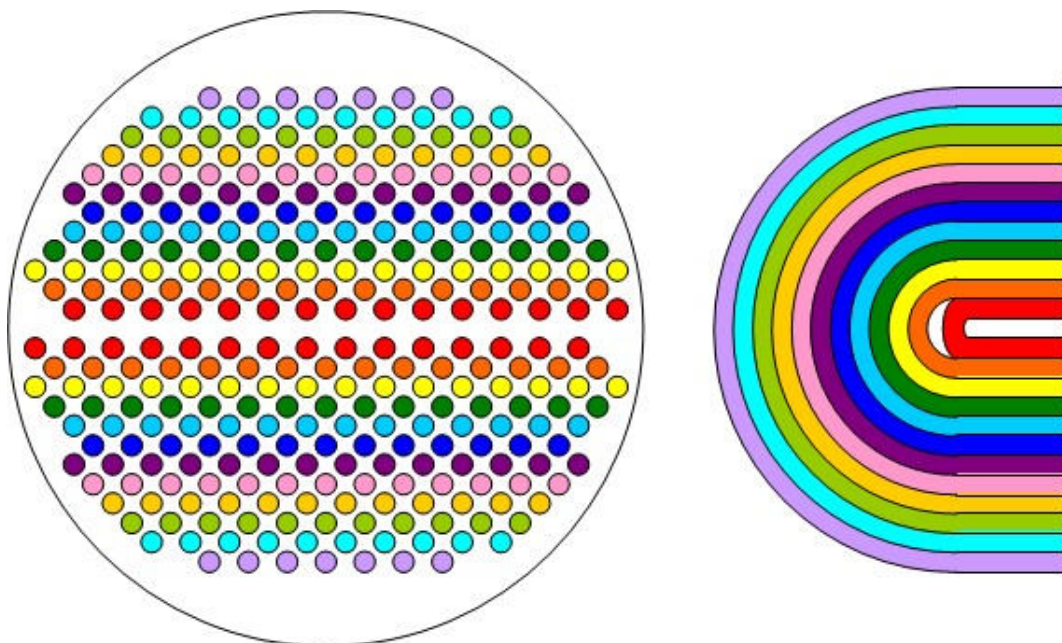


Рисунок 2.12 – Схема розміщення 310 U-подібних труб у трубній решітці  $\varnothing 600$  мм

Тоді гідравлічний опір трубного простору розраховуємо за формулою (1.70):

$$\Delta P_{mp} = \left[ \varphi \cdot \frac{L \cdot z}{d_e} + 4,5 \cdot z - 2,5 \right] \cdot \frac{w_z^2 \cdot \rho_z}{2} + 3 \cdot \frac{w_{z.ш}^2 \cdot \rho_z}{2} =$$

$$= \left[ 0,04 \cdot \frac{6 \cdot 2}{0,016} + 4,5 \cdot 2 - 2,5 \right] \cdot \frac{1,2^2 \cdot 672}{2} + 3 \cdot \frac{2,2^2 \cdot 672}{2} \approx 22539 \text{ Па.}$$

Для горизонтального кожухотрубчастого випарника з розподільною камерою  $\varnothing 600$  мм візьмемо геометричну висоту підняття гексану  $h_{геом} = 1$  м. Тоді напір насоса для перекачування гексану визначаємо за рівнянням

$$H_n = \frac{\Delta P_{mp}}{\rho_z \cdot g} + h_{геом} = \frac{22539}{672 \cdot 9,81} + 1 \approx 4,42 \text{ м.}$$

За об'ємною витратою гексану  $V_z$  і напором  $H_n$  вибираємо [2] відцентровий насос X20/18, який забезпечує  $V = 0,0055 \text{ м}^3/\text{с}$  і  $H = 10,5$  м.

Загальний вигляд розрахованого випарника показаний на рисунку 2.13.

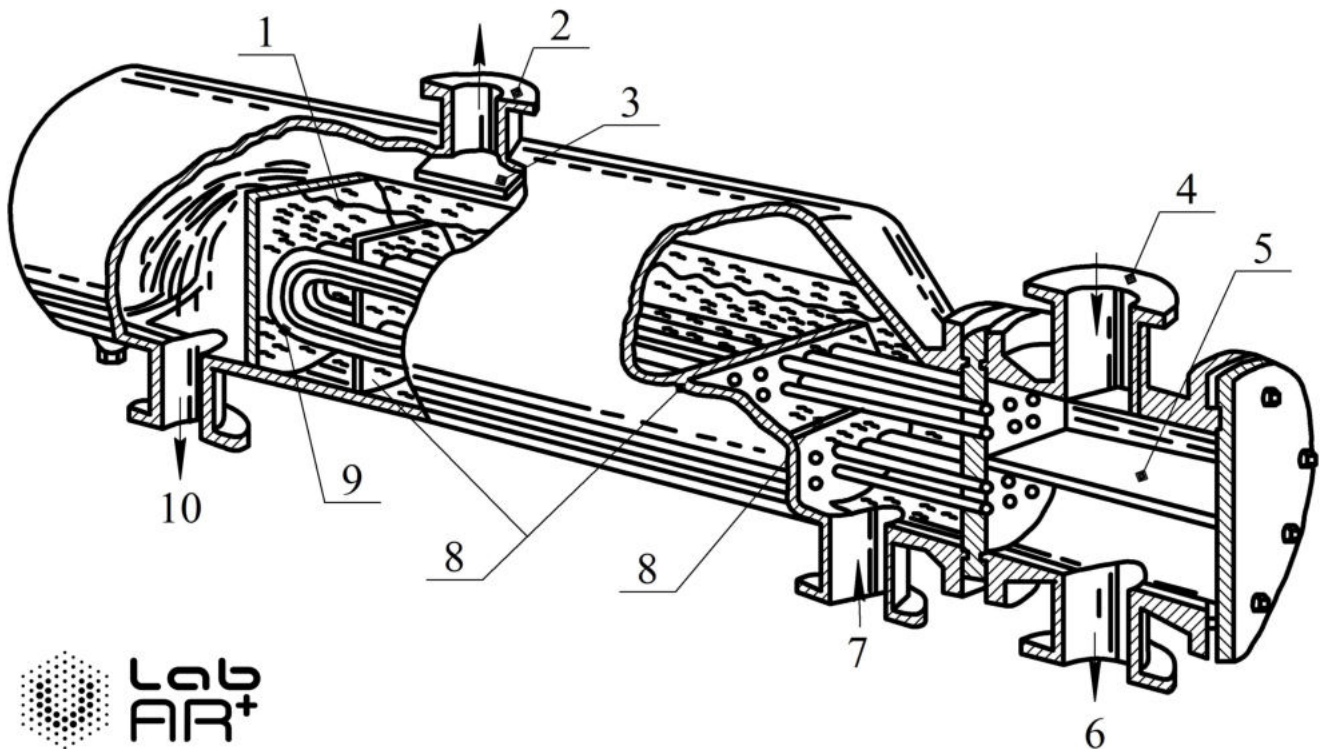


Рисунок 2.13 – Горизонтальний випарник із кипінням у міжтрубному просторі:

1 – перегородка; 2 – штуцер для виходу пари; 3 – перегородка-сепаратор; 4 – штуцер для подання гарячого теплоносія; 5 – перегородка в розподільній камері; 6 – штуцер для виходу гарячого теплоносія; 7 – штуцер для подання рідини, що випаровується; 8 – перегородки в міжтрубному просторі; 9 – U-подібні труби; 10 – штуцер для виходу рідкого залишку

### Розділ 3

## РОЗРАХУНОК АПАРАТА ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

У зв'язку з дефіцитом прісної води, високою вартістю оборотного водопостачання, втратами та забрудненням води на хімічних і нафтопереробних виробництвах усе ширше застосовують апарати повітряного охолодження (АПО) як досить ефективно і надійне теплообмінне обладнання. Як теплоносій, що відбирає тепло від охолоджувальних середовищ, в АПО використовують атмосферне повітря, що надходить до зони теплообміну мимовільно за рахунок природної тяги або подається примусово вентиляторами. Застосування АПО дозволяє розміщати їх максимально наближеними до об'єктів тепловикористання і незалежно від джерел водопостачання.

Використання АПО паралельно зі звичайними теплообмінниками дозволяє знизити витрати води та витрати на експлуатацію оборотного водопостачання, зменшити кількість стічних вод, скоротити витрати праці на обслуговування, очищення й ремонт теплообмінного обладнання. Використання систем охолодження на базі АПО трохи підвищує капітальні витрати під час будівництва установок, але ці одноразові витрати швидко окупаються економією експлуатаційних витрат. Основною статтею витрат під час експлуатації АПО є вартість споживаної електроенергії.

Розробленням і впровадженням АПО займаються ВАТ «ВНДІНафтомаш», фірми Хадсон (США), GEA (Німеччина), Крезолуар (Франція).

Принципова схема пристрою АПО передбачає наявність трубочатки, всередині якої під тиском проходить охолоджуваний теплоносій, а також розвиненої зовнішньої поверхні теплообміну, утвореної оребреними трубами, що обдуваються потоком холодного повітря, примусово подаваного вентилятором.

Залежно від розміщення теплообмінної поверхні – трубного пучка – розрізняють апарати повітряного охолодження горизонтальні (АПГ), вертикальні (АПВ), зигзагоподібні (АПЗ) і шатрові (АПШ). Зигзагоподібне та шатрове розміщення трубних секцій дозволяє мати більшу поверхню теплообміну.

За технологічним призначенням АПО використовують як холодильники та конденсатори для роботи в діапазоні температур від мінус 40 °С до плюс 300 °С під тиском до 6,4 МПа. Робоче середовище з колектора надходить у секції та охолоджується у багатоходових трубних пучках, число ходів у трубному просторі сягає від 1 до 8.

Оребрені ззовні теплообмінні труби внутрішнім діаметром 21 мм і довжиною від 1,5 м до 8 м розміщені в шаховому порядку та закріплені в трубних дошках розвальцьовуванням або приварюванням. Труби бувають монометалевими або біметалевими, водночас внутрішні несучі труби виготовляють із вуглецевої або легованої сталі, а зовнішні труби – з алюмінієвого сплаву.

Залежно від величини теплового навантаження виготовляють АПО з одним або декількома вентиляторами, що дозволяє вимикати частину вентиляторів у разі зниження температури повітря. Привод вентилятора здійснюється від електродвигуна через редуктор або безпосередньо від тихохідного електродвигуна [6].

На рисунку 3.1 показаний АПО зигзагоподібного типу з одним вентилятором.

На опорній рамі 2 змонтовані теплообмінні секції 3, що складаються з пучка поперечно оребрених труб, в яких прокачується охолоджувальне середовище. Кількість труб у секції становить від 82 до 188 та залежить від кількості рядів, ходів у трубах та коефіцієнта оребрення труб. Кількість секцій в апараті з одним вентилятором дорівнює 6, повна площа поверхні теплообміну апарата залежно від кількості

труб і коефіцієнта оребрення становить від 2 650 м<sup>2</sup> до 9 800 м<sup>2</sup>.

Знизу до рами прикріплені дифузор 4 і колектор 6, у центрі якого знаходиться осьовий вентилятор 7. Вентилятор разом із кутовим редуктором 8 і електродвигуном 9 змонтований на окремій рамі. Повітря, що нагнітається вентилятором, проходить крізь теплообмінні секції, омиваючи зовнішню поверхню оребрених труб і забезпечуючи водночас конденсацію та охолодження середовища в трубах.

Потужність вентилятора щодо об'ємної витрати повітря можна варіювати за допомогою зміни кута нахилу лопатей, тим самим регулюється інтенсивність теплообміну з боку повітря та витрати електроенергії.

В апаратах АПЗ застосовують чотирилопатеве колесо вентилятора діаметром 5 000 мм із частотою обертання 4,15 с<sup>-1</sup>, кут установлення лопатей змінюють від 10° до 25°. У жарку пору року зниження температури подаваного повітря досягається його зволоженням при впорскуванні води через форсунки зрошувального пристрою 5.

Роботу АПО також можна регулювати зміною частоти обертання колеса вентилятора; жалюзійними пристроями, що дроселюють потік повітря; вимкненням частини або усіх вентиляторів (у зимову пору року); рециркуляцією частини повітря і дренаванням в атмосферу. Використання жалюзійних пристроїв, рециркуляція та дренавання повітря не забезпечують економію електроенергії та менш вигідні, ніж інші способи.

В апаратах АПЗ-Д (із двома вентиляторами) теплообмінні секції змонтовані на загальній рамі, при використанні труб довжиною 8 000 мм повна поверхня теплообміну становить від 3 540 м<sup>2</sup> до 10 200 м<sup>2</sup>.

За більших теплових навантажень однотипні АПО можуть бути об'єднані блоками, що складаються з двох і більше апаратів. Триконтурні апарати типу АПГ-Т із кількістю секцій 12 мають повну поверхню теплообміну від 10 000 м<sup>2</sup> до 25 600 м<sup>2</sup>.

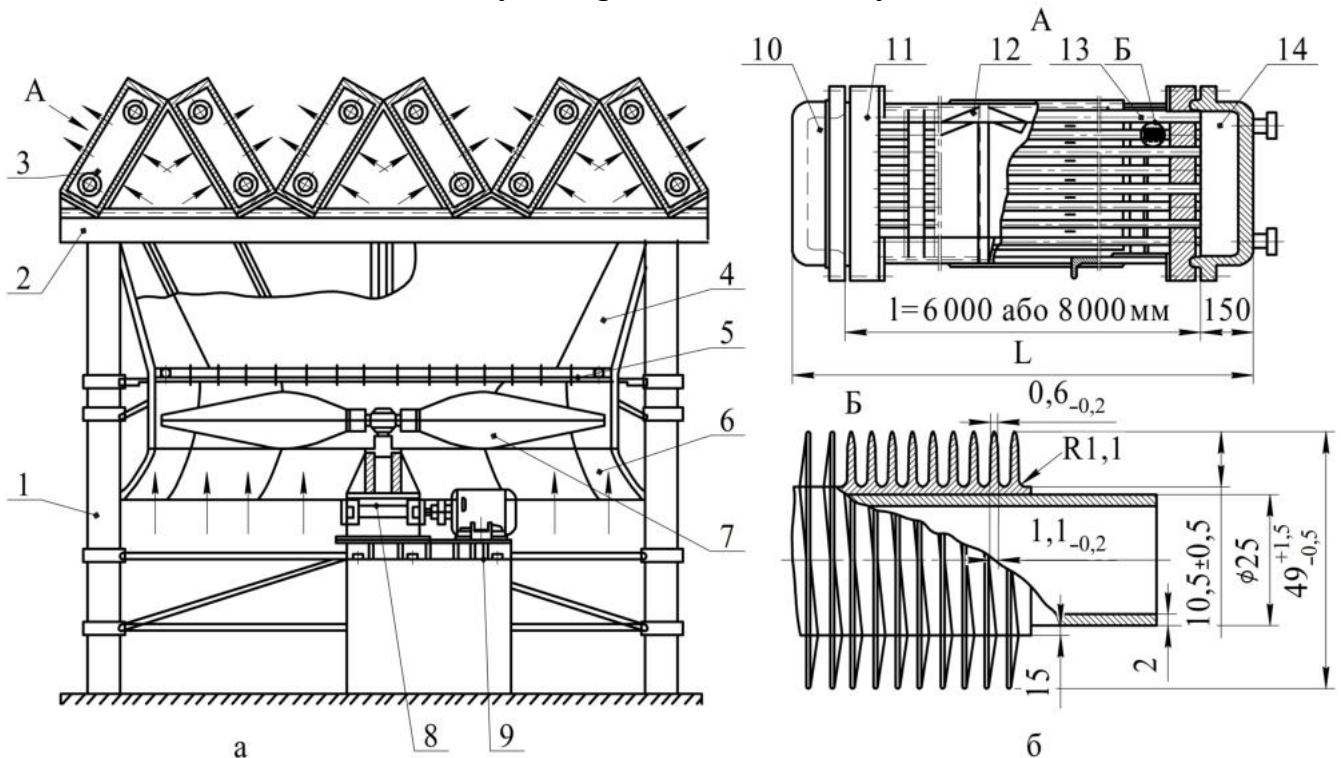


Рисунок 3.1 – Апарат повітряного охолодження типу АПЗ:

- а – АПЗ у монтажному складанні; б – секція теплообмінна в розрізі; 1 – опорна конструкція; 2 – рама; 3 – секція теплообмінна; 4 – дифузор; 5 – труба зрошувальна; 6 – колектор вентилятора; 7 – вентилятор; 8 – редуктор; 9 – електродвигун; 10 – кришка; 11 – трубна решітка; 12 – кріпильна рама; 13 – труба оребрена біметалева; 14 – камера розподільна



### 3.1. Тепловий розрахунок

Найбільш актуальним є використання АПО для відведення тепла в установках з підвищеним тепловим навантаженням, тобто у великотоннажних виробництвах або під час конденсації пароподібних речовин.

Теплообмін під час конденсації пари являє собою процес перенесення тепла та маси одночасно зі зміною фазового стану – переходом парової фази в рідку за певних рівноважних параметрів (температури й тиску). Кількість перенесеної маси визначається об'ємом сконденсованої пари, а кількість переданої теплоти (за умови насиченої пари) – теплою конденсації.

Конденсацію пари можна спричинити зниженням температури (за сталого тиску), підвищенням тиску (за сталої температури) або зміною обох параметрів. Конденсація відбувається на холодних поверхнях або на краплях рідини, температура яких нижча від температури фазової рівноваги. Під час конденсації відбувається зменшення об'єму пари в кілька сотень разів. Якщо пара конденсується в замкненому об'ємі, то в ньому створюється розрідження. Конденсація супроводжується виділенням теплоти та відведенням її до холодної стінки або до холодного теплоносія, у цьому разі речовина, що конденсується, є гарячим теплоносієм.

Якщо теплообмін відбувається зі зміною агрегатного стану гарячого теплоносія, то **теплове навантаження** визначають із рівняння теплового балансу, яке має вигляд (без урахування втрат теплоти в довкілля):

$$Q = G_2 \cdot (H_{2n} - h_{2k}) = G_2 \cdot (H_{2n} - h_{2n} + h_{2n} - h_{2k}) = G_2 \cdot (r_{\text{конд}} + c_2 \cdot (t_{2n} - t_{2k})), \quad (3.1)$$

де  $h_{2n}$ ,  $h_{2k}$ ,  $H_{2n}$  – ентальпії рідини та пари гарячого теплоносія за початкової та кінцевої температур, Дж/кг;  $r_{\text{конд}}$  – питома теплота конденсації пари, Дж/кг.

Якщо конденсат відводиться з теплообмінника за температури конденсації ( $t_{2k} = t_{2n}$ ), то рівняння (3.1) набирає спрощеного вигляду:

$$Q = G_2 \cdot r_{\text{конд}}. \quad (3.2)$$

Конденсація пари за заданого тиску відбувається за сталої температури, що дорівнює температурі насичення або рівноважній температурі для цього тиску. У таких апаратах **середню рушійну силу теплообміну** визначають за рівняннями (1.7), (1.8). Водночас найбільшу  $\Delta t_{\delta}$  та найменшу  $\Delta t_m$  різниці температур потоків на кінцях апарата розраховують за допомогою температурної схеми (рис. 3.2 а).

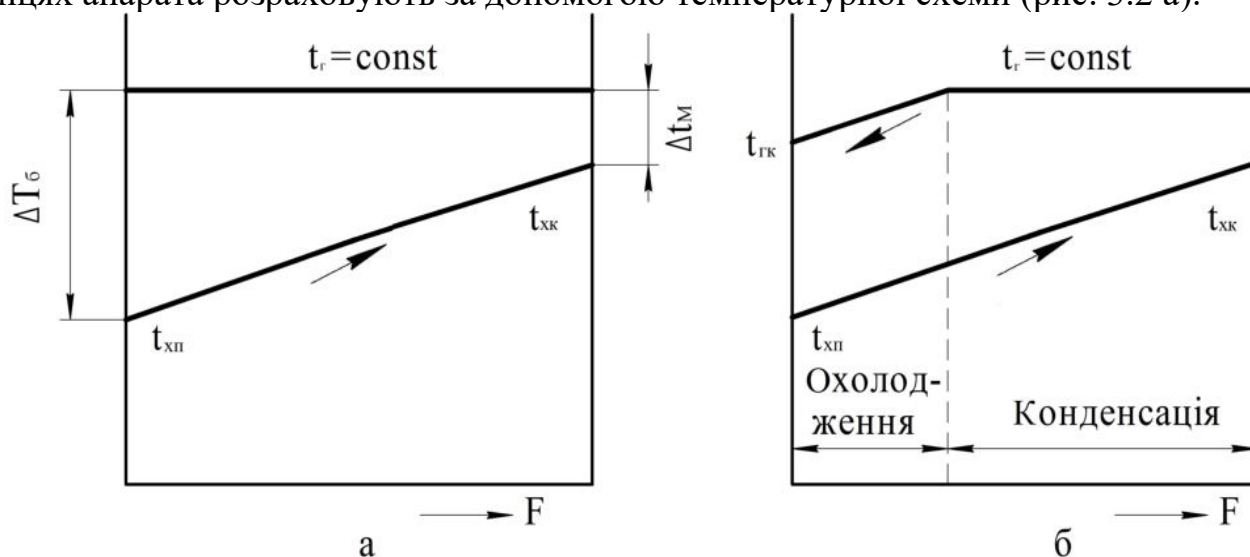


Рисунок 3.2 – Температурна схема процесу за зміни агрегатного стану гарячого теплоносія: а – для однозонного апарата; б – для багатозонного апарата

Якщо кінцева температура гарячого теплоносія менша від рівноважної, то температурна схема має вигляд, як показано на рисунку 3.2 б. Для такого апарата середні рушійні сили визначаються для окремих зон: конденсація, охолодження конденсату.

Теплофізичні властивості робочих середовищ визначаються при їх **середніх температурах**. Водночас визначальною температурою для гарячого теплоносія є температура його конденсації за даного тиску, а для холодного теплоносія розраховують за формулою (1.15).

Розрізняють 3 види конденсації пари на твердій поверхні: а) плівкова конденсація, коли конденсат стікає по поверхні у вигляді суцільної плівки – має місце на поверхнях, добре змочуваних даним конденсатом; б) краплинна конденсація, коли конденсат випадає на поверхні у вигляді окремих крапель – має місце на незмочуваних поверхнях; в) змішана конденсація, коли частина поверхні покрита краплями, а частина – плівкою конденсату.

Краплинна конденсація на практиці реалізується рідко, незважаючи на те, що коефіцієнти тепловіддачі в цьому разі в декілька разів вище від коефіцієнтів тепловіддачі під час плівкової конденсації. Це пояснюється тим, що створення незмочуваної (гідрофобної) поверхні призводить до подорожчання процесу. Тому в теплообмінниках конденсація пари зазвичай відбувається за плівковим механізмом.

Тепловіддача під час конденсації пари усередині труб має більш складний механізм, ніж під час конденсації на зовнішній поверхні, тому що всередині труб рухаються два потоки – потік пари і потік конденсату, взаємодія яких залежить від напрямків їх руху та швидкості пари. На тепловіддачу під час конденсації всередині труб істотно впливає співвідношення між силою тертя на поверхні розділення фаз і силою тяжіння в плівці. Залежно від швидкості пари і внутрішнього діаметра труб спостерігається розшарений, перехідний або кільцевий режим руху плівки. За невеликих густин теплового потоку та швидкостей пари плівка конденсату стікає з внутрішньої бокової поверхні труби на її дно, утворюючи донний конденсат (рис. 3.3).

Унаслідок значної товщини донного конденсату тепловіддача в цій частині малоінтенсивна. Основний теплообмін відбувається на ділянці труби, не зайнятої донним конденсатом, і визначається плівковим кутом  $\psi/2$ . За постійного температурного напору по довжині труби  $l$  та вільного стікання ( $w_{n \text{ вих}} \rightarrow 0$ ) плівковий кут змінюється в межах  $110\text{--}130^\circ$  [22].

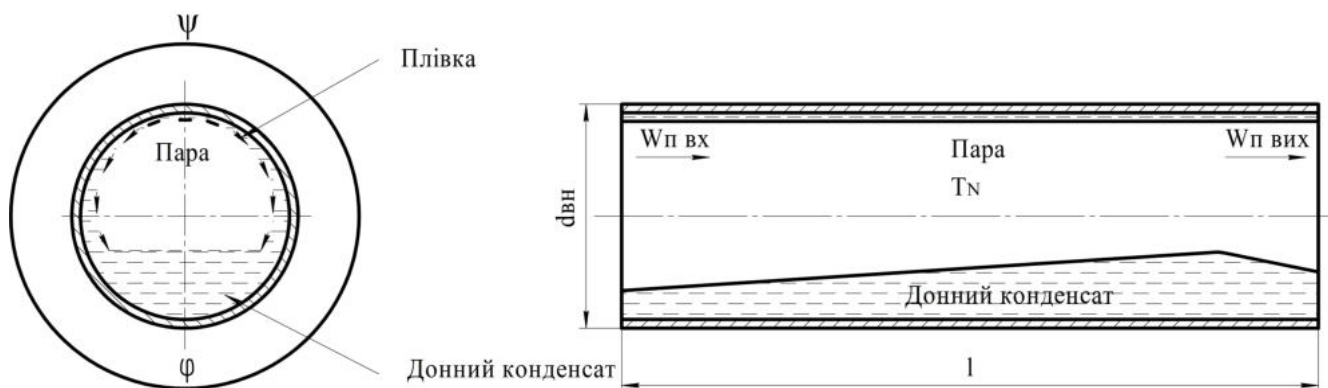


Рисунок 3.3 – Схема конденсації пари усередині горизонтальної труби

Швидкість пари під час її руху вздовж труби зменшується; за повної конденсації пари її швидкість на виході дорівнює нулю. Режим течії пари може бути ламінарним або турбулентним, причому турбулентна течія внаслідок зменшення швидкості на деякій відстані від входу може перетворитися на ламінарну. Плівка також

може мати ламінарний і турбулентний режими течії.

Складність явища та різноманітність можливих ситуацій не дозволили поки що одержати повне вирішення цієї проблеми. Але окремі питання вирішено. Так, для турбулентного режиму течії плівки конденсату в умовах, коли рух плівки визначається її взаємодією з паром, що рухається, запропоновано [3] залежність для місцевих коефіцієнтів тепловіддачі:

$$Nu_{\text{конд}} = 0,023 \cdot Re_{\text{пл}}^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right) \cdot x}, \quad (3.3)$$

де  $Nu_{\text{конд}}$  – узагальнений критерій Нуссельта,  $Nu_{\text{конд}} = \frac{\alpha_{\text{конд}} \cdot d_{\text{в}}}{\lambda_p}$ ;  $Re_{\text{пл}}$  – модифікований критерій Рейнольдса для плівки,  $Re_{\text{пл}} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot \mu_p}$ ;  $Pr_2$  – критерій Прандтля

для конденсату,  $Pr_2 = \frac{c_p \cdot \mu_p}{\lambda_p}$ ;  $d_{\text{в}}$  – внутрішній діаметр труб, м;  $x$  – масовий паров-

міст у перерізі, що розглядається,  $x = G_n / G_2$ ;  $G_n$  – витрата пари, кг/с;  $G_2$  – витрата пароконденсатної суміші, кг/с;  $\rho_n$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_p$  – густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_p$  – динамічна в'язкість конденсату, Па · с;  $c_p$  – питома теплоємність конденсату, Дж/(кг · К);  $\lambda_p$  – теплопровідність конденсату, Вт/(м · К).

У працях [9, 18] для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час плівкової конденсації чистої пари всередині горизонтальних труб рекомендується таке критеріальне рівняння:

$$Nu_{\text{конд}} = a \cdot Re_{\text{пл}}^{0,5} \cdot \left( \frac{\sigma_p}{\rho_n \cdot g \cdot d_{\text{в}}^2} \right)^{0,3} \cdot \left( \frac{l}{d_{\text{в}}} \right)^{0,35}, \quad (3.4)$$

де  $a$  – коефіцієнт ( $a = 0,5$  під час конденсації парів води й аміаку;  $a = 0,36$  під час конденсації парів органічних речовин);  $\sigma_p$  – поверхневий натяг конденсату, Н/м.

У межах плівкового режиму конденсації пари для безпосереднього визначення коефіцієнта тепловіддачі через питома теплове навантаження  $q$  можна скористатися рівнянням [1, 19]:

$$\alpha_{\text{конд}} = C \cdot A \cdot q^{0,5} \cdot l^{0,35} \cdot d_{\text{в}}^{-0,25}. \quad (3.5)$$

Коефіцієнт  $C$  залежить від стану поверхні конденсації, наявності газів, що не конденсуються, та інших факторів. Для сталевих труб під час конденсації водяної пари в межах  $q = 2\,300\text{--}140\,000$  Вт/м<sup>2</sup> залежність (3.5) задовільно узгоджується з дослідними даними за  $C = 1,26$ ; під час конденсації бензолу й толуолу  $C = 0,89$ .

Коефіцієнт  $A$  об'єднує фізико-хімічні константи рідини і пари:

$$A = \frac{\lambda_p \cdot \rho_p^{0,1}}{\left( r_{\text{конд}} \cdot \nu_p \right)^{0,5} \cdot \sigma_p^{0,3} \cdot \rho_n^{0,3}},$$

де  $\nu_p$  – кінематична в'язкість конденсату, м<sup>2</sup>/с.

Значення коефіцієнта  $A$  для водяної пари наведені в таблиці 3.1.



Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта  $A$  залежно від температури конденсації водяної пари

$t_{\text{конд}}, ^\circ\text{C}$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
$A$	8,42	8,10	7,75	7,42	7,10	6,78	6,47	6,14	5,81	5,49

Під час обтікання труб потоком повітря часто значення коефіцієнта тепловіддачі є достатньо малим. Оребрення труб дозволяє значно збільшити площу теплообміну з боку теплоносія (повітря) з малим коефіцієнтом тепловіддачі, тим самим досягається зменшення термічного опору та зменшення розмірів теплообмінного апарата.

Інтенсивність теплообміну під час обтікання пучка оребрених труб залежить від типу оребрення (поздовжні ребра, поперечні ребра, спіральне намотування, дровове намотування та ін.), розміщення труб у пучку (коридорний або шаховий пучок), кількості рядів труб, режиму обтікання та інших факторів. З огляду на це в літературі наводиться велика кількість розрахункових залежностей для знаходження коефіцієнтів тепловіддачі під час обтікання пучка оребрених труб.

Критеріальне рівняння конвективного теплообміну під час поперечного обтікання пучка оребрених труб у діапазоні чисел  $3\,000 < Re < 25\,000$  у загальному вигляді подане [1, 6, 19] залежністю

$$Nu = C \cdot (d/t)^{-0,54} \cdot (h/t)^{-0,14} \cdot Re^n \cdot Pr^{0,4}, \quad (3.6)$$

де  $C$ ,  $n$  – коефіцієнт і показник ступеня, що враховують розміщення труб у пучку: для коридорних пучків  $C = 0,116$ ,  $n = 0,72$ , для шахових пучків  $C = 0,25$ ,  $n = 0,65$ ;  $d$  – зовнішній діаметр гладкої труби;  $h$  – висота ребра,  $h = (D - d)/2$ ;  $D$  – зовнішній діаметр ребер;  $t$  – крок розміщення ребер (рис. 3.4).

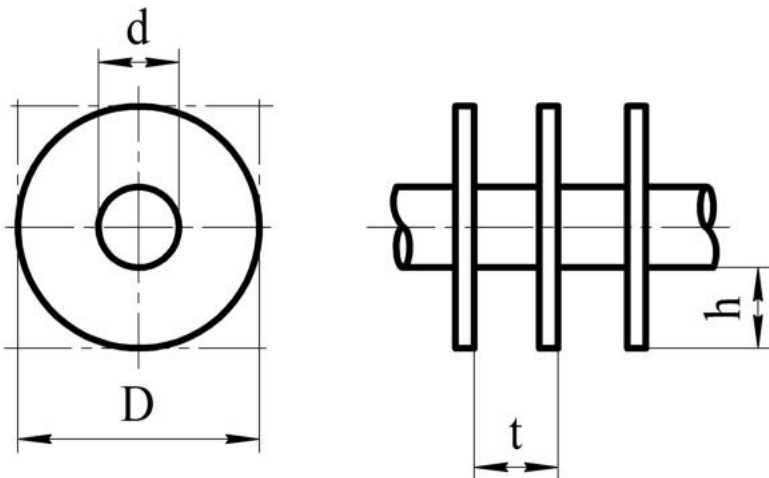


Рисунок 3.4 – Труба з поперечними ребрами

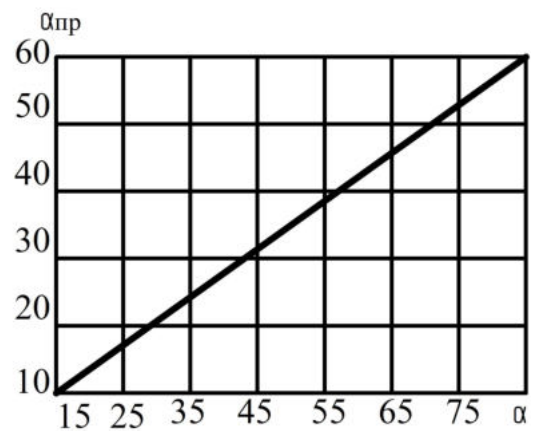


Рисунок 3.5 – Залежність  $\alpha_{pr}$  від  $\alpha$

Різниця площин поверхонь теплообміну, що сприймають та віддають теплоту, різниця температур ребер і міжреберного простору, а також різниця умов теплообміну окремих ділянок теплообмінної поверхні приводить до ускладнення розрахунку процесу теплопередачі. Практично виявилось зручніше розглядати і враховувати вплив усіх цих факторів у цілому. Для цього в розрахунках теплопередачі через оребрені поверхні замість дійсного коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  використовують усереднену величину, яку називають зведеним коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_{pr}$ , вона враховує тепловіддачу поверхні ребер, поверхні гладкої частини стінок і ефективність ребер. Цю величину визначають за графіком (рис. 3.5) і підставляють у формулу для коефіцієнта теплопередачі (віднесеного до повної площини зовнішньої поверхні  $F_n$ ):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_n}{F_6} + \sum r_{cm}}, \quad (3.7)$$

де  $F_n$  – площа повної зовнішньої поверхні оребреної труби на одиницю довжини, включаючи поверхню ребер;  $F_6$  – площа внутрішньої поверхні гладкої труби на одиницю довжини;  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі усередині труби;  $\sum r_{cm}$  – сума термічних опорів стінки і забруднень.

### 3.2. Конструктивний розрахунок

За конструкцією поверхні теплообміну АПО є трубчатими апаратами, які не мають у традиційному понятті корпусу. Трубний пучок прямокутного фронтального перерізу не має герметизації міжтрубного простору, встановлюються лише бокові стінки, довжина яких дорівнює довжині труб. Висота стінок залежить від глибини пучка за напрямом руху повітря. На рисунку 3.6 показані основні елементи теплообмінної секції: трубний пучок 1 з дистанціювальними елементами 7. Кінці труб пучка закріплені в трубних решітках камер 2, які призначені для розподілу продукту по трубах. Нерухома трубна решітка 3 жорстко з'єднується з боковими стінками 5, інша трубна решітка 4 має рухоме з'єднання, що забезпечує компенсацію подовження труб під час нагрівання. Бокові стінки, з'єднані балками 6, утворюють несучу раму теплообмінної секції. Балки рекомендують встановлювати через 1,5 м по довжині труб. У горизонтально розміщених секціях передбачають конструктивний похил труб порядку 1:100 для видалення продукту під час зупинення та води під час гідровипробувань апарата [23]. Стропові пристрої для транспортування і монтажу секцій зазвичай розміщують на трубних решітках або на бокових стінках.

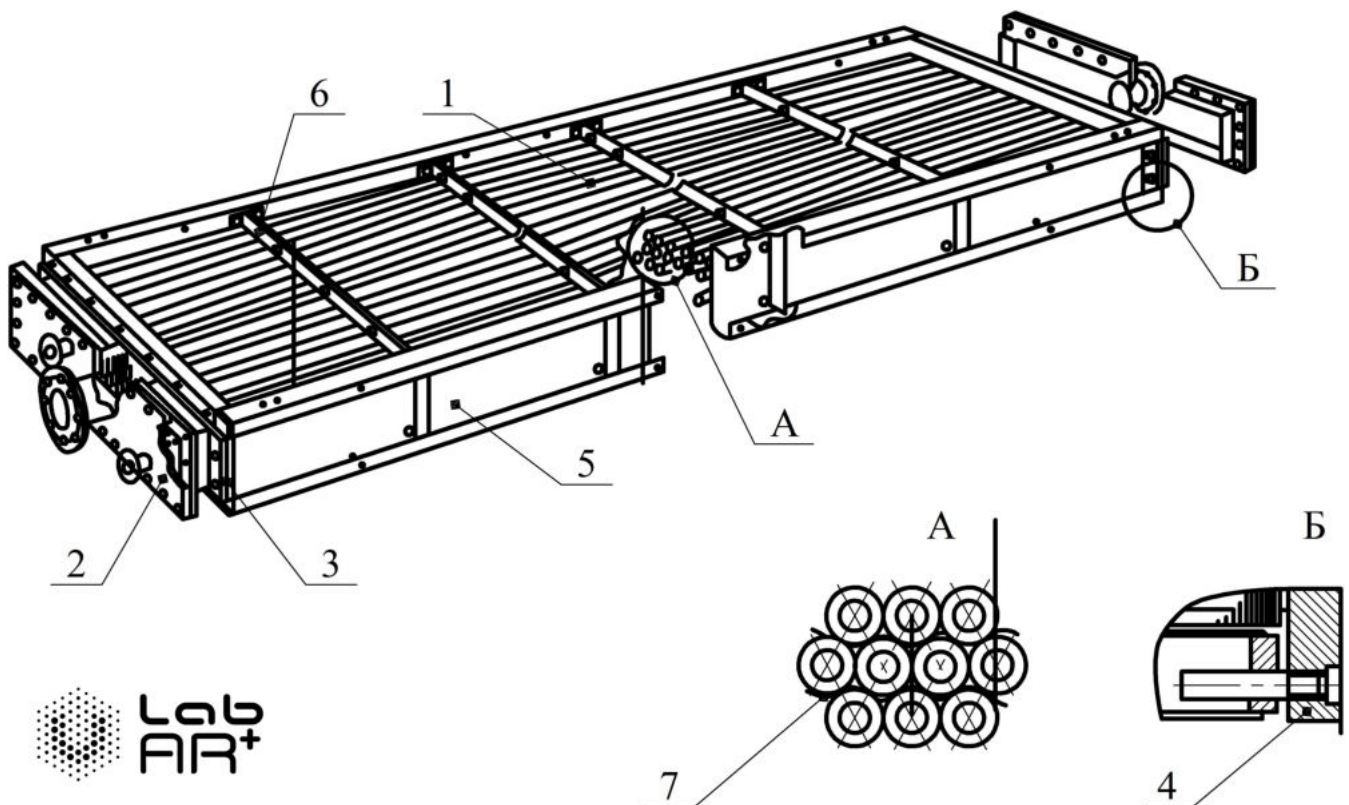


Рисунок 3.6 – Загальний вигляд теплообмінної секції АПО:

1 – оребрені труби; 2 – розподільний колектор; 3 – нерухома трубна решітка; 4 – рухома трубна решітка; 5 – бокова стінка; 6 – опора труб; 7 – дистанціювальні елементи

У теплообмінниках з оребреними трубами теплоносій із високим коефіцієнтом тепловіддачі зазвичай проходить усередині труб, а теплоносій із низьким коефіцієнтом тепловіддачі обмиває зовнішню поверхню оребрених труб. Оребрення зовнішньої поверхні труб не лише в декілька разів збільшує поверхню теплообміну з боку теплоносія з малим коефіцієнтом тепловіддачі, а й турбулізує потік теплоносія. Деякі з типів оребрення зовнішньої поверхні прямих труб показані на рисунку 3.7.

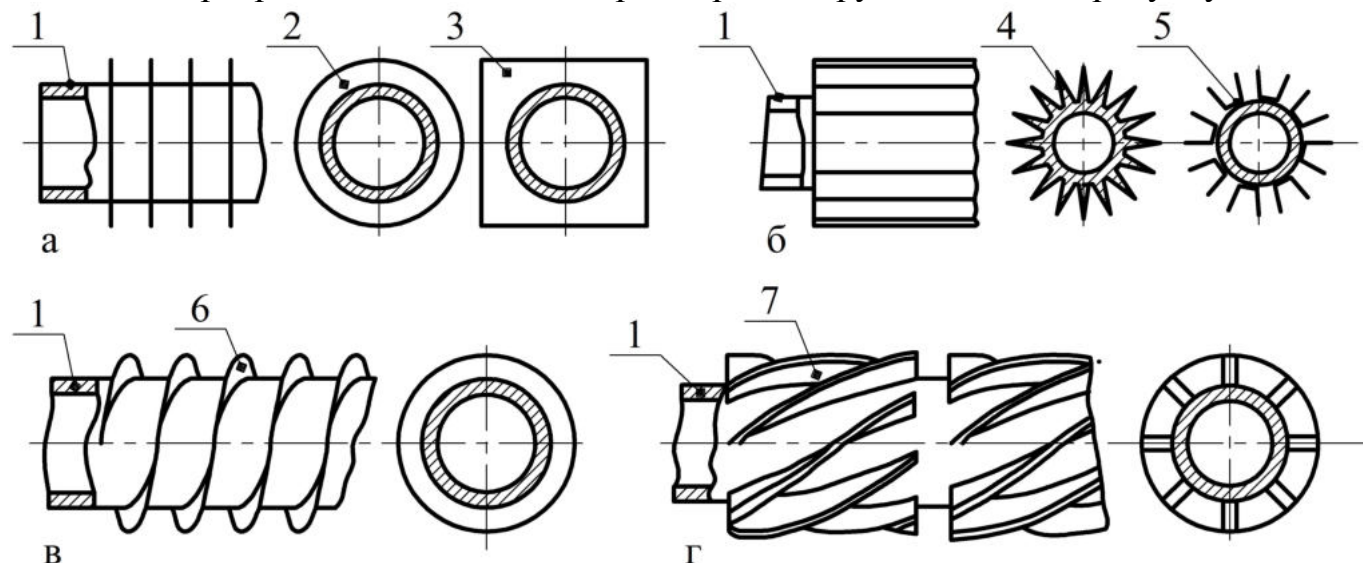


Рисунок 3.7 – Типи оребрення зовнішньої поверхні труб:

а – поперечними ребрами; б – поздовжніми литими або приварними ребрами; в – спіральною плоскою стрічкою; г – спіральними розрізними ребрами; 1 – труба; 2 – ребро кругле; 3 – ребро квадратне; 4 – литі поздовжні ребра; 5 – приварні коритоподібні ребра; 6 – спіралеподібне стрічкове ребро; 7 – спіралеподібні розрізні ребра

Показником ефективності оребрення труб є коефіцієнт оребрення, що показує, в скільки разів поверхня одного метра оребреної труби більша від зовнішньої поверхні гладкої труби. У теплообмінниках з оребреними трубами коефіцієнт оребрення може змінюватися від 4 до 22 залежно від типу оребрення.

Ефективність оребрення підвищується, якщо ребра щільно стикаються зі стінками труби, тому поперечне оребрення труб (рис. 3.8) виконують глибоким спіральним накатуванням шару деформованого алюмінієвого сплаву, завальцюванням алюмінієвої стрічки в спіральну канавку на трубі, обгортанням труби алюмінієвою стрічкою, що має форму L або подвійним ступінчастим L-обгортанням. У вітчизняній промисловості найчастіше використовують біметалеві труби, в яких на гладку трубу з основного (несучого та корозієстійкого) металу напресовують алюмінієву трубу з накатаними на ній поперечними кільцевими або спіральними ребрами.

Підвищення теплової ефективності АПО можна забезпечити за рахунок використання оребрених труб, оснащених турбулізаторами повітряного потоку (рис. 3.8). Наявність турбулізаторів припиняє розвиток примежових шарів на боковій поверхні оребрення, забезпечує виникнення дрібних вихорів, що проникають у міжреберну порожнину і підвищують інтенсивність теплообміну.

Трубний пучок теплообмінної секції АПО (рис. 3.9) складається з 4, 6 або 8 рядів оребрених труб 3, розміщених на вершинах рівнобічних трикутників у двох трубних решітках 1. Для забезпечення жорсткості трубного пучка секція укріплена металевим каркасом 4. Для виключення вібрацій труб і контакту ребер верхнього ряду труб із ребрами труб нижнього ряду в декількох місцях по довжині труби роз-



міщують проміжні опори. Для цього між суміжними рядами труб розміщують дистанційні прокладки 5 шириною 15 мм з алюмінієвої стрічки товщиною 2 мм.

Залежно від робочого тиску охолоджувального середовища розподільні камери АПО поділяють на чотири основних типи [23].

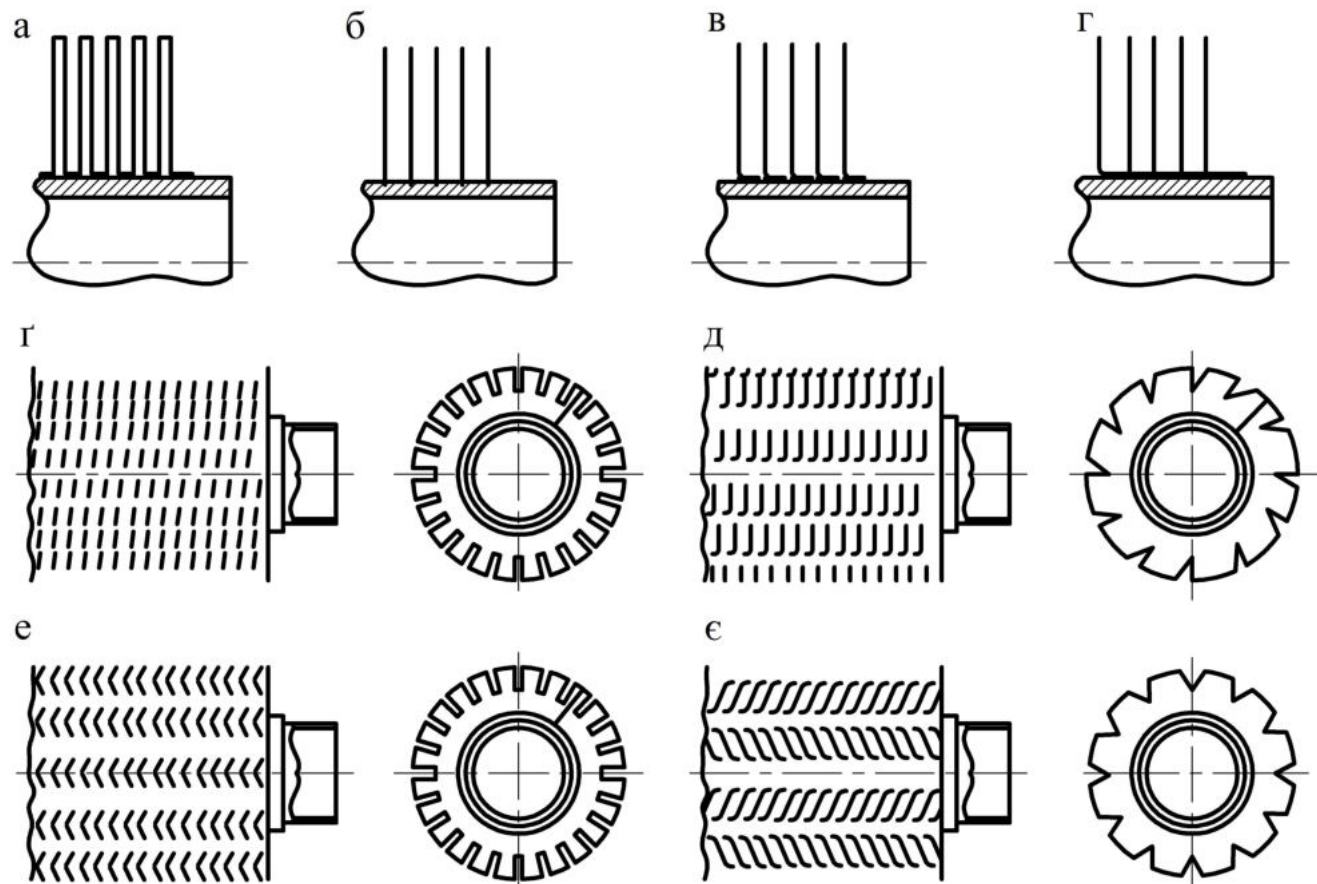


Рисунок 3.8 – Поперечне оребрення і турбулізатори повітряного потоку: а – накатування; б – завальцювання; в – L-обгортання; г – подвійне ступінчасте L-обгортання; г – накатування з розрізними ребрами; д – накатування з розрізними ребрами форми «півінтеграл»; е – накатування з розрізними ребрами зигзагоподібної форми; е – накатування з розрізними ребрами форми «інтеграл»

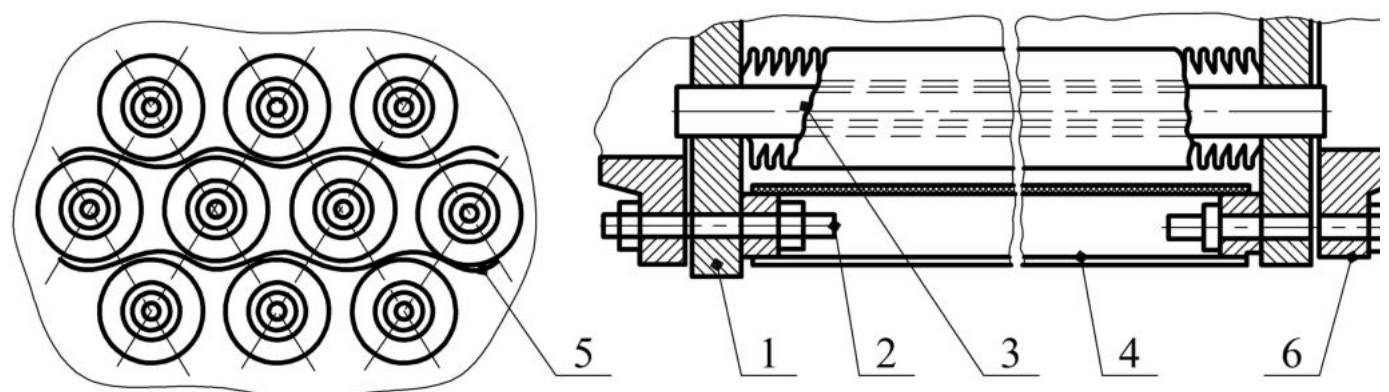


Рисунок 3.9 – Трубний пучок теплобмінної секції АПО:

1 – трубна решітка; 2 – шпилька; 3 – оребрена труба; 4 – металевий каркас; 5 – дистанційна прокладка; 6 – кришка розподільної камери

Камери оболонкового типу (рис. 3.10), утворені трубною решіткою і частиною циліндричної обичайки, доцільно використовувати до тиску 1,0 МПа та під час роботи під вакуумом, наприклад, у конденсаторах енергетичних установок.

Камери рознімного типу (рис. 3.11) застосовують до тиску 6,3 МПа. Вони складаються зі зварної, литої або штампованої кришки, з'єднаної з трубною решіткою.

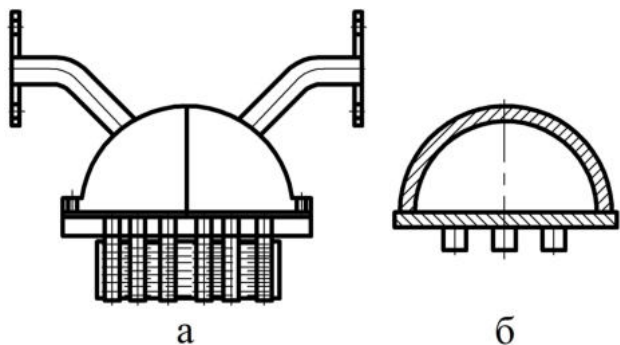


Рисунок 3.10 – Розподільні камери АПО оболонкового типу: а – рознімна; б – зварна

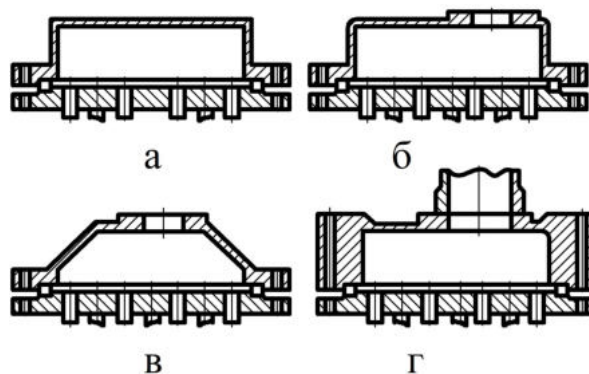


Рисунок 3.11 – Розподільні камери АПО рознімного типу: а – зі зварною кришкою-фланцем; б-г – з литими і штампованими кришками-фланцями

Камери нерознімного типу (рис. 3.12) застосовують до тиску 10,0 МПа. Їх виконують у вигляді коробчастої конструкції зварюванням штампованих профілів або плоских листів. Навпроти кожної труби на протилежному боці камери передбачений нарізний отвір, закритий пробкою з прокладкою. Ці отвори призначені для розвальцювання труб, а також для огляду та очищення трубного простору.

Якщо секція АПО багатоходова, то кришки облаштовують перегородками, які розподіляють трубний пучок на ходи. Якщо у багатоходових пучках температура охолоджувального продукту, розділеного перегородкою, відрізняється більше ніж на 100 °С, камери виконують розрізними.

Камери колекторного типу (рис. 3.13) застосовують до тиску 32,0 МПа. Труби в цьому разі з'єднують зазвичай за допомогою трубчастих колін, а максимальна кількість ходів дорівнює кількості труб.

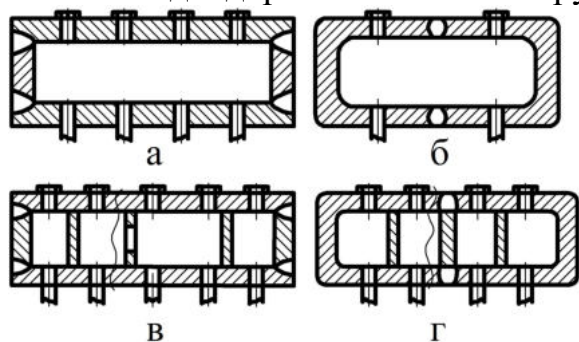


Рисунок 3.12 – Розподільні камери АПО нерознімного типу: а – зварна без перегородок; б – штампозварна без перегородок; в – зварна з перегородками; г – штампозварна з перегородками

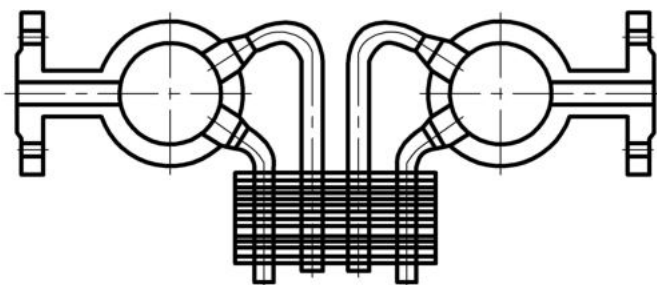


Рисунок 3.13 – Розподільні камери АПО колекторного типу

У верхній та нижній точках кожної розподільної камери передбачають повітряні та дренажні отвори діаметром не менше ніж 20 мм для зливу конденсату. У перегородках розподільних камер багатоходових секцій також передбачають дренажні отвори невеликого діаметра (6–8 мм) для стікання рідини в нижню точку камер.

Система подавання повітря (рис. 3.14) складається з дифузора 1, колектора 2, у циліндричній частині якого розміщується колесо вентилятора. Вітчизняні АПО укомплектовують осьовими вентиляторами з діаметрами колеса 0,8; 2,8; 5 та 7 м. У колекторах вентиляторів великого діаметра передбачають знімні елементи 3, що забезпечують демонтаж лопатей.

Дифузор сприяє вирівнюванню швидкостей повітря та збільшенню статичної складової напору, що підвищує ефективність теплообміну. Під час проектування

доцільно висоту дифузора брати  $(0,4-0,7) \cdot D$ , де  $D$  – діаметр колеса вентилятора.

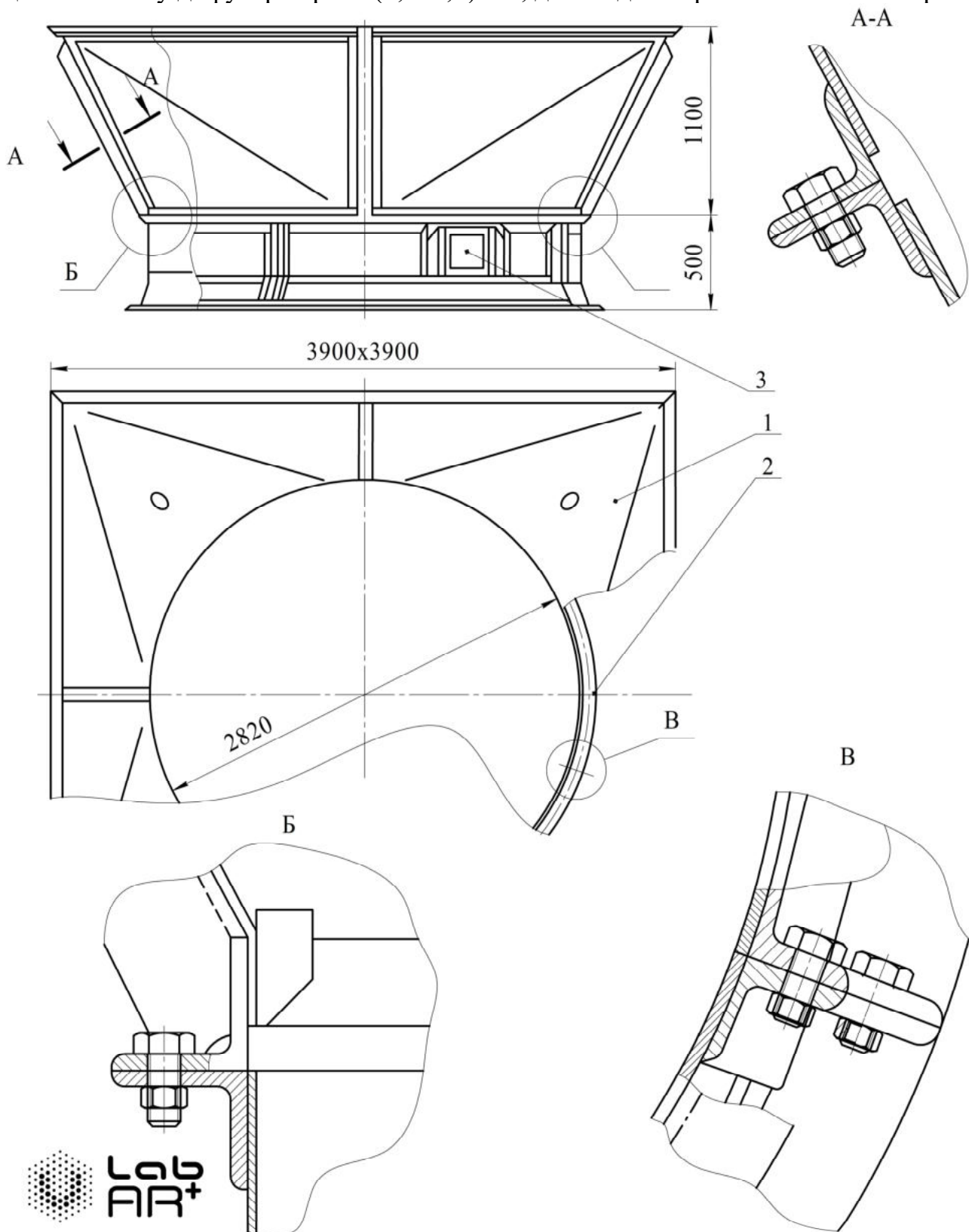


Рисунок 3.14 – Система подавання повітря: 1 – дифузор; 2 – колектор; 3 – знімні елементи

У сучасних АПО використовують більш технологічні коробчасті конструкції підведення (відведення) охолоджувального повітря. Для рівномірного розподілу повітря по фронтальному перерізу секцій необхідно дотримуватися співвідношення  $1,8 < S_{фр}/S_e < 2,6$ , де  $S_{фр}$  – площа фронтального перерізу перед секціями;  $S_e$  – площа прохідного перерізу вентилятора.

За наявності декількох вентиляторів дифузори необхідно розділяти між собою

для запобігання рециркуляції повітря.

Залежно від взаємного розміщення теплообмінних секцій і вентилятора розрізняють АПО нагнітального та витяжного типів. Колектори АПО нагнітального типу зазвичай мають конічну ділянку, що забезпечує більш плавний вхід повітря.

Кількість вентиляторів, що розміщується в АПО, залежить від довжини труб: в апаратах із довжиною труб до 4 м установлюють один вентилятор по довжині секції, в апаратах із довжиною труб до 8 м – не менше двох. Рекомендовані комбінації розмірів елементів АПО наведені в таблиці 3.2 [23].

Таблиця 3.2 – Розміри елементів АПО

Ширина апарата $B$ , мм	Кількість секцій $Z$	Ширина секції $C$ , мм	Довжина труб $l$ , мм	Кількість вентиляторів $K$	Діаметр вентилятора $D$ , мм	Тип вентилятора	
						нагнітальн.	витяжний
						висота апарата $H$ , мм	
1 000	1	1 000	1 500	1	Від 800 до 1 000	Не більше ніж 1 850	Не більше ніж 3 500
			3 000	2			
1 500	1	1 500	3 000	2; 3	Від 800 до 1 000	Не більше ніж 1 850	Не більше ніж 3 500
			4 000	3;4			
2 000	1	2 000	2 000	1	Від 1 000 до 1 600	Не більше ніж 3 000	Не більше ніж 4 000
			4 000	2; 3			
3 000	2	1 500	3 000	4; 6	Від 800 до 1 000	Не більше ніж 1 850	Не більше ніж 5 000
			4 000	6; 8			
			3 000	1	Від 2 000 до 2 800	Не більше ніж 3 650	Не більше ніж 6 000
			6 000	2			
4 000	3	1 800	4 000	1	Від 2 000 до 3 600	Не більше ніж 5 000	Не більше ніж 8 000
			8 000	2			
			12 000	3			
	2	2 000	4 000	1			
			8 000	2			
			12 000	3			
6 000	4	1 500	6 000	4	Від 2 000 до 2 800	Не більше ніж 3 650	Не більше ніж 8 000
	3	2 000	9 000	6			
	4	1 500	6 000	1	Від 4 000 до 5 000	Не більше ніж 5 700	Не більше ніж 9 000
	3	2 000	12 000	2			
	2	3 000					

Наявність на АПО декількох вентиляторів у комбінації з автоматичними пристроями дозволяє спростити схему регулювання повітряного потоку.

Один із способів регулювання – ручне керування (рис. 3.15 а), що здійснюється через тягу 2 за допомогою дистанційного механізму повороту лопатей. Дистанційний механізм складається з черв'ячно-гвинтового підйомника 5, закріпленого на маточині 7, який передає поступальний рух гвинту 4, з'єднаному з водилом 6. У кільцевий паз водила заходять пальці 8 важелів 9, закріплених на валах 10 лопатей 1. За допомогою важелів поступальний рух водила перетворюється на обертальний, і відбувається одночасний поворот усіх лопатей. Поворот лопатей вентилятора вручну дозволяє декілька разів упродовж доби змінювати робочий режим АПО, що забезпечує економію витрати електроенергії до 60 % [10].

Регулювання за допомогою пневматичного механізму (рис. 3.15 б) здійснюється так. Тиск стисненого повітря, що діє на мембрану 13, перетворюється на силу, необхідну для переміщення водила 6. Поступальний рух водила за допомогою важелів 9 та пальців 8 перетворюється на обертальний і повертає лопаті 1. За відсут-



ності в системі повітря пружина 12 повертає лопаті в початкове положення, яке може відповідати максимальному або мінімальному куту нахилу лопатей. У першому випадку за відсутності в системі стисненого повітря АПО буде працювати з найбільшою теплопродуктивністю, у другому – теплопродуктивність буде мінімальною, що дозволить запобігти переохолодженню середовища.

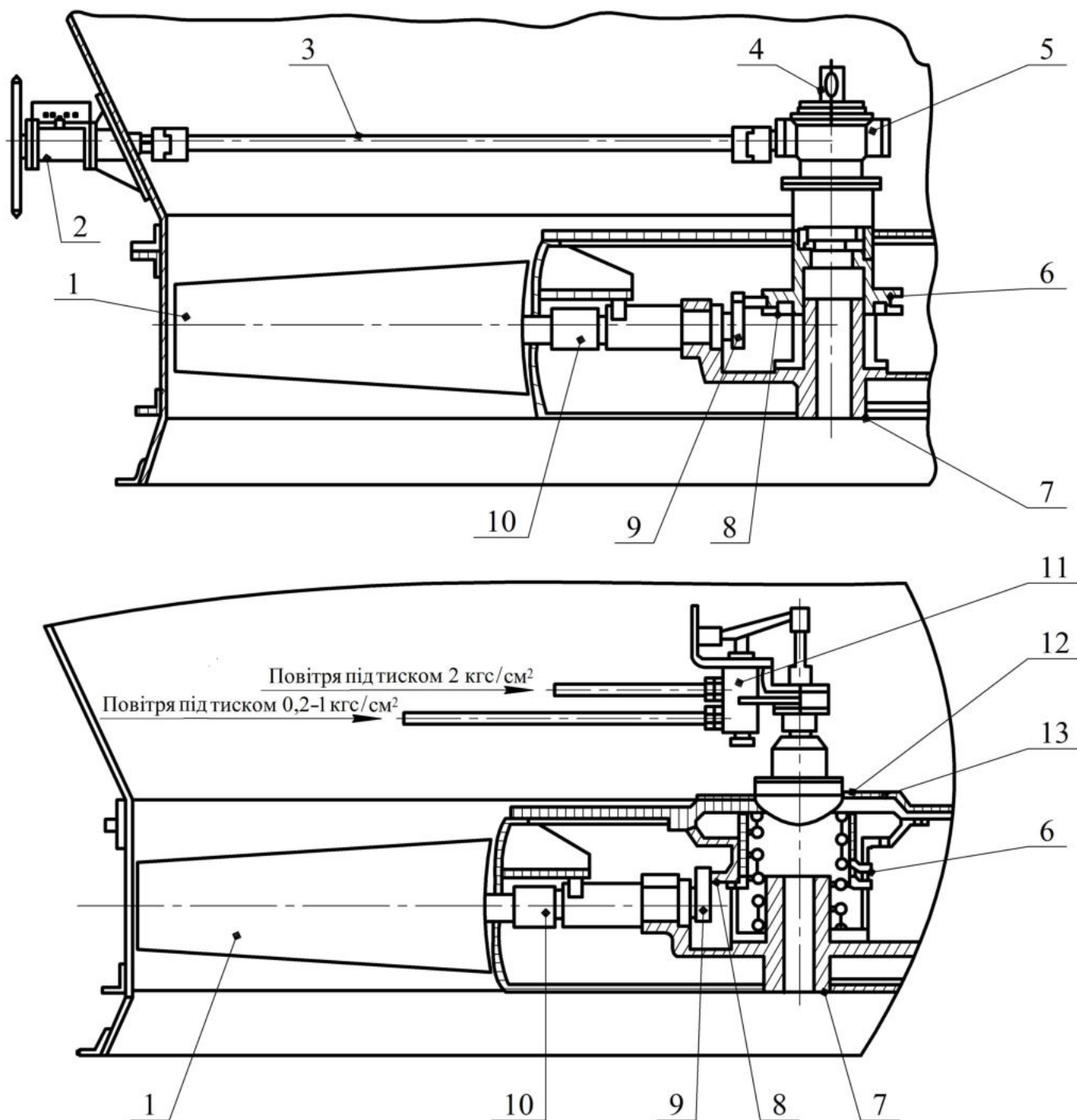


Рисунок 3.15 – Дистанційні механізми повороту лопатей вентиляторів АПО:

а – ручний; б – пневматичний; 1 – лопать; 2 – тяга; 3 – шток; 4 – гвинт; 5 – черв'ячно-гвинтовий підйомник; 6 – водило; 7 – маточина; 8 – палець; 9 – важель; 10 – вал; 11 – розподільник повітря; 12 – пружина; 13 – мембрана

Передавання обертання від електродвигуна до колеса вентилятора може бути здійснене за допомогою таких приводів: прямого, клинопасового, редуктора з паралельними валами та редуктора з перпендикулярними валами (рис. 3.16).

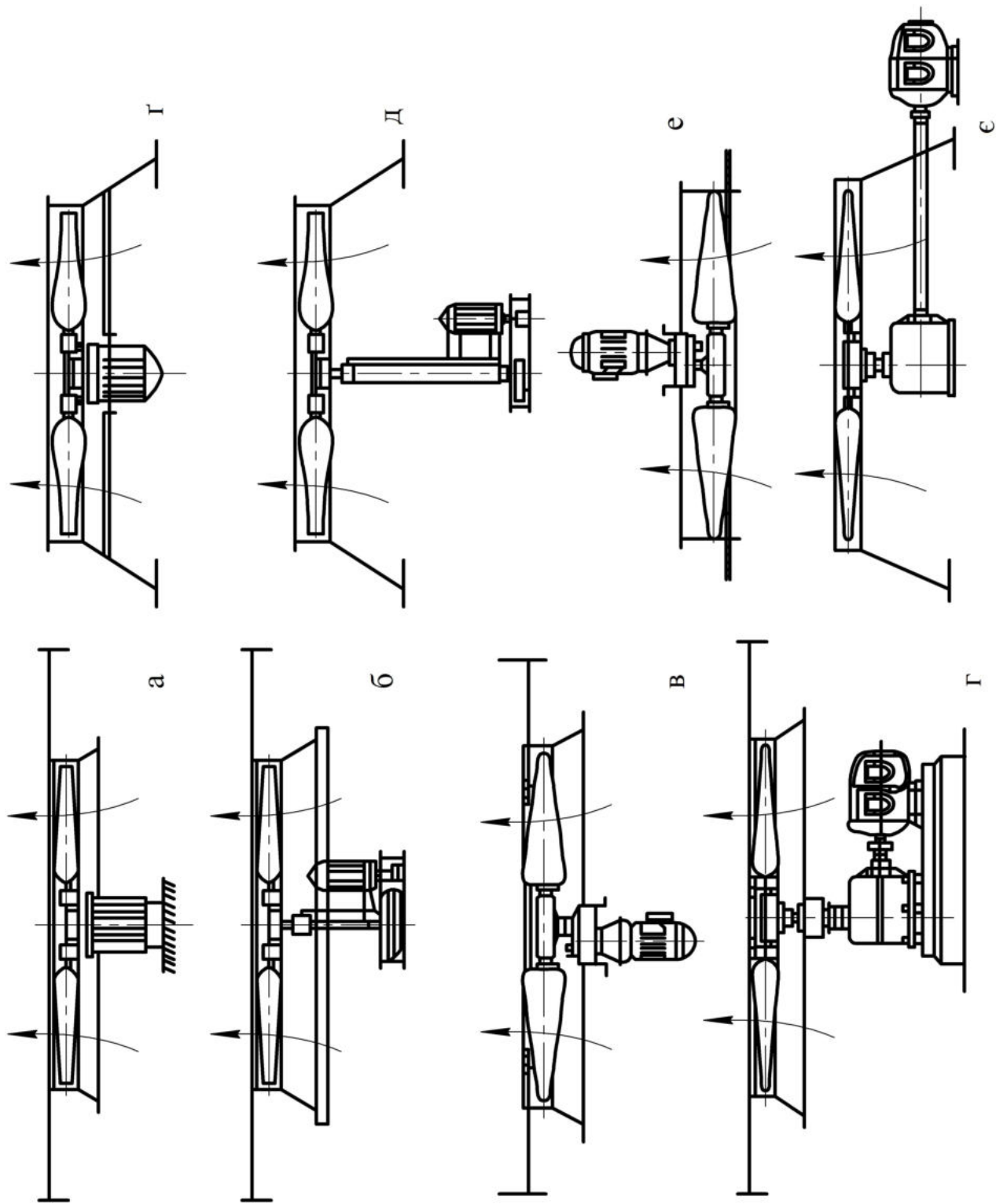


Рисунок 3.16 – Приводи АПО нагнiтального (а-г) та витяжного (г-є) типiв: а, г – прямиї; б, д – клинопасовий; в, е – редуктор iз паралельними валами; г, є – редуктор iз перпендикулярними валами

Прямий привод під час установлення колеса вентилятора безпосередньо на вал електродвигуна найпростіший у виготовленні та експлуатації й використовується з електродвигунами будь-якої потужності. Обмеження на використання накладається розрахунковою частотою обертання вентилятора, а для АПО витяжного типу – температурою повітря. Для стандартних асинхронних електродвигунів діаметр колеса не перевищує 1 600 мм, а потужність – 15 кВт. Для привода вітчизняних вентиляторів діаметром 2,8 і 5 м випускають спеціальні тихохідні електродвигуни типу ВАСО2, що встановлюються на власному фундаменті.

Клинопасове передавання дозволяє використовувати більш легкі високообертові двигуни потужністю до 25 кВт і широко використовується в апаратах іноземного виробництва. Обмеження із застосування накладається складністю монтажу, невеликим терміном служби приводних пасів, агресивністю впливу і температурою довкілля.

Редукторні приводи не мають обмежень за потужністю і дозволяють винести електродвигун за межі потоку теплого повітря. До недоліків редукторних приводів відносять складність виготовлення та великі втрати потужності.

Зволожувачі використовують лише для знімання пікових навантажень у жарку пору року, тому що постійне застосування зволожувача призводить до інтенсивної корозії апарата. Під час упорскування води в потік повітря вона випаровується, знижуючи температуру повітря до температури мокрого термометра.

На рисунку 3.17 показана конструкція зволожувача повітря для АПО з вентилятором діаметром 2,8 м. Зволожувач виконаний у вигляді кільцевого колектора з окремих секцій 1 і 2 зі штуцером 4 для підведення розпилювальної води до форсунок 3 з внутрішнім завихрювачем 5 і соплом 6. Секції з'єднуються між собою за допомогою дюритових втулок 8, хомутів 7, які стягуються болтом із гайкою. Тиск води, що подається до форсунок, 1–2 МПа.

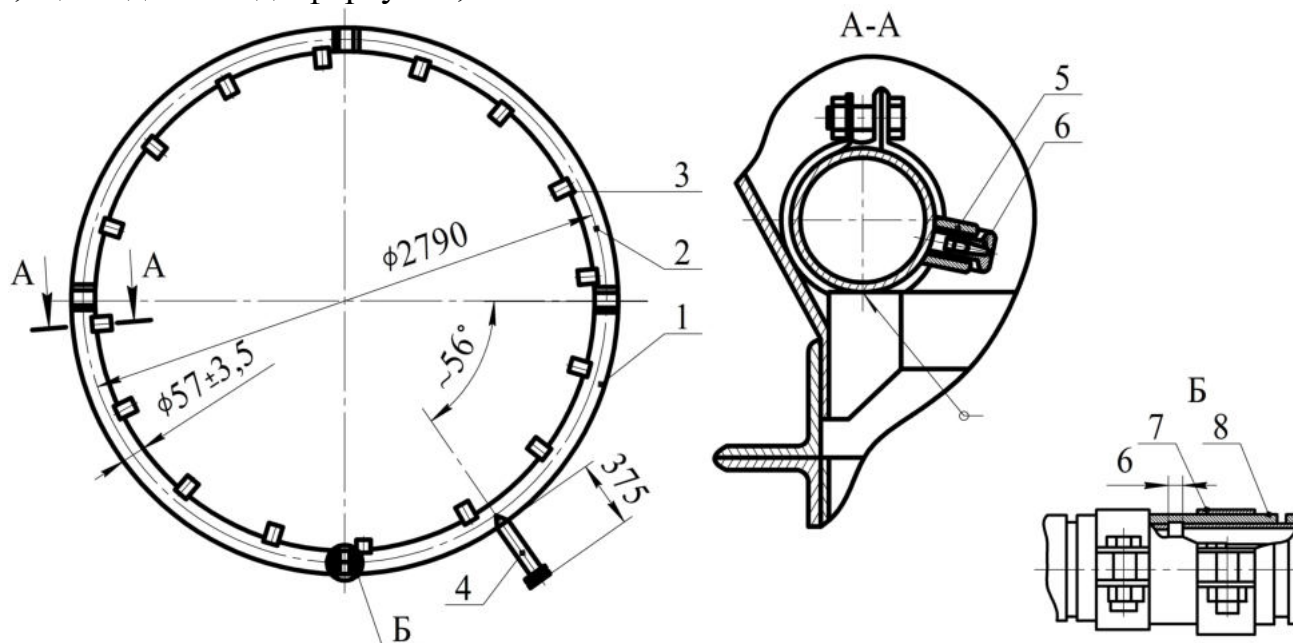


Рисунок 3.17 – Зволожувач повітря: 1, 2 – секції; 3 – форсунка; 4 – штуцер для підведення води; 5 – внутрішній завихрювач; 6 – сопло; 7 – хомут; 8 – дюритова втулка

Зниження температури повітря зв'язане з часом випаровування води, що залежить від розміщення зволожувача. Зволожувач зазвичай встановлюють у дифузори безпосередньо за вентилятором. У разі встановлення зволожувача перед вентилятором час випаровування збільшується майже вдвічі [23].

Основна вимога до форсунок полягає в мінімальній витраті вартісної хімічно очищеної води для охолодження повітря. Неправильно підібраний режим роботи форсунок призводить до забивання міжреберного простору труб пучка краплями води, що не випарилися, і, як наслідок, – до зниження інтенсивності процесу.

Жалюзійні решітки (рис. 3.18) використовують для регулювання роботи АПО в режимі природної конвекції та для перерозподілу потоків повітря в апаратах із рециркуляцією. Застосування жалюзійних решіток для регулювання витрати повітря в основному режимі недоцільно через невиправдану перевитрату енергії на привод.

Зміну кута нахилу лопатей жалюзі здійснюють вручну або дистанційно за допомогою приводів. На рисунку 3.19 показаний пневматичний мембранний виконавчий механізм із важільною системою. Механізм працює за принципом компенсації зусиль, що розвиваються мембраною і пружиною. Стиснене повітря надходить у робочу порожнину механізму і впливає на мембрану, жорсткий центр якої разом зі штоком переміщується на величину, пропорційну вхідному сигналу. Для більш точного регулювання виконавчі механізми комплектуються позиціонерами пневматичної або електричної дії.

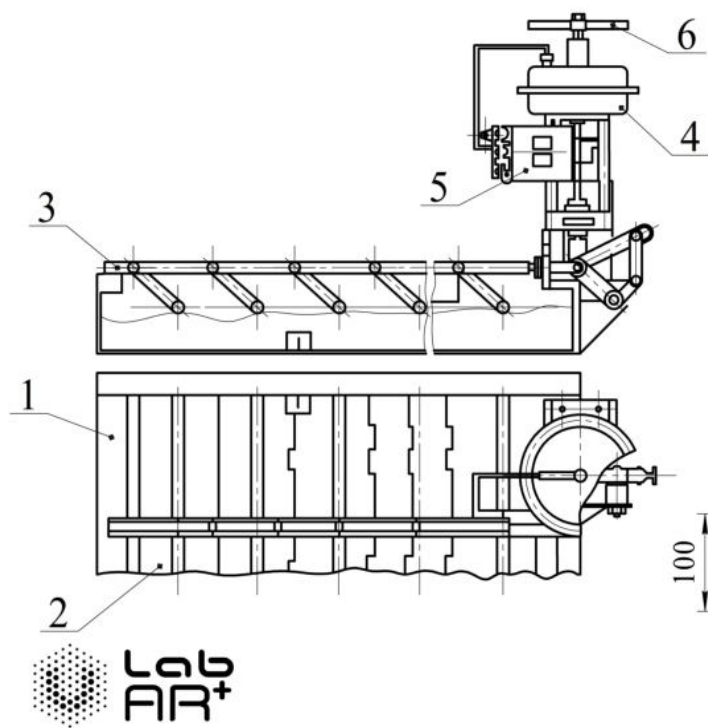


Рисунок 3.18 – Жалюзійна решітка: 1 – рама; 2 – лопать; 3 – тяга; 4 – пневмопривод; 5 – позиціонер; 6 – ручний дублер

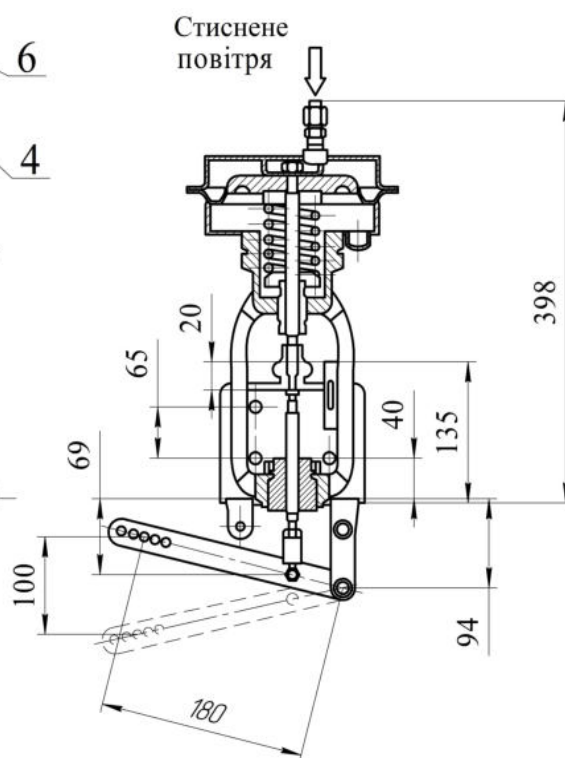


Рисунок 3.19 – Пневматичний мембранний виконавчий механізм

Стандартизовані апарати повітряного охолодження використовують для роботи на відкритому повітрі в технологічних процесах хімічної, нафтопереробної, нафтохімічної та газової промисловості для конденсації та охолодження пароподібних, газоподібних та рідких середовищ із температурою від  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$  та під тиском до 6,4 МПа. За вимогами замовника апарати поставляють із додатковими складальними одиницями: комплектом жалюзі з ручним або пневматичним приводом, зволожувачами повітря, комплектом підігрівника повітря.

Основні технічні характеристики, а також загальні види стандартизованих апаратів повітряного охолодження з габаритними та приєднувальними розмірами подано в додатку Б (табл. Б.6–Б.10, рис. Б.10–Б.13).

Апарати повітряного охолодження спеціального призначення розробляють відповідно до конкретних технологічних схем, їх застосування в інших умовах зазвичай недоцільне. Основні технічні характеристики та загальні види найбільш характерних АПО спеціального призначення, що випускають серійно, також подано в додатку Б (табл. Б.11, рис. Б.14–Б.18) [23].

Апарати повітряного охолодження природного газу з колекторами входу та виходу продукту 2АВГ-75 і 2АВГ-100 (рис. Б.14) призначені для охолодження газу на компресорних станціях магістральних газопроводів. Апарат повітряного охолодження АВГ-160 (рис. Б.15) призначений для охолодження природного газу і конденсації рідких вуглеводнів. Блок апаратів повітряного охолодження АВГ-320СМ (рис. Б.16) призначений для охолодження циркуляційного газу і конденсації метанолу після колони в агрегаті синтезу метанолу.

Ці апарати складаються з горизонтально розміщених секцій колекторного типу, зібраних з оребрених біметалевих труб, які обдуваються потоком повітря, що нагнітається знизу осьовими вентиляторами з приводами від тихохідних двигунів.

Апарат повітряного охолодження АВГ-ВВП (рис. Б.17) призначений для охолодження високов'язких продуктів (кінематична в'язкість на виході  $2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

Секції апарата, зібрані з оребрених витих труб, обдуваються потоком повітря, що нагнітається знизу осьовими вентиляторами з приводами від тихохідних двигунів. Для запобігання можливого надзвичайного застигання, а також для інтенсифікації тепловіддачі високов'язких продуктів в оребрені труби вставлений змійовик, у який подається гаряча вода або пара.

Апарат повітряного охолодження АВОГ-1 (рис. Б.18) призначений для охолодження коксового газу. Апарат шатрового типу складається із секцій, зібраних з оребрених біметалевих труб, які обдуваються потоком повітря, що нагнітається знизу осьовими вентиляторами з приводами від тихохідних електродвигунів.

### 3.3. Аеродинамічний розрахунок

Основною метою аеродинамічного розрахунку АПО є визначення втрат тиску повітря при проходженні його через теплообмінні секції, що необхідно для встановлення потужності вентиляторів, яка витрачається на транспортування повітря. За результатами розрахунків вибирають у каталогах вентилятори, які забезпечують необхідну продуктивність і напір.

Аеродинамічний опір пучка труб зі спіральними накатними ребрами рекомендовано [25] визначати за формулою

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_{xn}}{g} \cdot w_0^2 \cdot n_p \cdot \left( \frac{S_p}{d_3} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}, \quad (3.8)$$

де  $\rho_{xn}$  – густина повітря за його початкової температури,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $w_0$  – швидкість повітря у стиснутому перерізі оребреного трубного пучка,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $n_p$  – кількість горизонтальних рядів труб у пучку (по вертикалі);  $S_p$  – крок розміщення ребер,  $\text{м}$ ;  $d_3$  – діаметр основи ребер,  $\text{м}$ ;  $Re$  – критерій Рейнольдса, віднесений до швидкості  $w_0$  і діаметра  $d_3$ ,

$$Re = \frac{w_0 \cdot d_3 \cdot \rho_{xn}}{\mu_{xn}}.$$

Геометричні параметри оребрених труб, отриманих на основі гладкої труби діаметром  $25 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ , залежно від коефіцієнта оребрення наведені в таблиці 3.3 [23].

Таблиця 3.3 – Геометричні параметри оребрених труб

Назва параметра	Коефіцієнт оребрення $\phi$			
	9	14,6	20	22
Внутрішній діаметр гладкої труби $d_1$ , мм	21	21	21	21
Зовнішній діаметр гладкої труби $d_2$ , мм	25	25	25	25
Діаметр основи ребер $d_3$ , мм	28	28	27	27
Зовнішній діаметр оребрення $d_4$ , мм	49	56	57	57
Висота ребер $h_p$ , мм	10,5	14	15	15
Кількість ребер на 1 м труби	286	333	400	435
Крок розміщення ребер $S_p$ , мм	3,5	3,0	2,5	2,3
Довжина труби $l$ , м	До 12	До 12	До 12	До 12

Вибираючи вентилятор, необхідно мати на увазі, що він повинен не лише забезпечити подавання необхідної кількості повітря у разі коливання його температури, а й подужати аеродинамічний опір пучка оребрених труб, тобто створити необхідний напір під час коливання навантаження за повітрям.

Невисокі густина і теплоємність повітря обумовлюють значні його витрати для відведення теплоти від охолоджувального продукту за невеликих напорів. Цим вимогам відповідають осьові вентилятори, що й зумовило їх використання в апаратах повітряного охолодження.

Зазвичай осьові вентилятори мають від чотирьох до восьми лопатей, і зі збільшенням їх кількості зростає продуктивність вентилятора та його вартість. Якщо об'ємна витрата повітря залишається незмінною, то в разі збільшення кількості лопатей може бути зменшена частота обертання. Це сприятливо впливає на зменшення шуму і збільшення ефективності.

Параметри вентилятора беруть за робочими характеристиками, якими називають залежності повного напору, корисної потужності вентилятора і коефіцієнта корисної дії від його продуктивності при постійній частоті обертання й куті установки лопатей. Характеристики вентиляторів будують за температури повітря 20 °С і тиску 1,013 МПа.

Приклади аеродинамічних характеристик деяких осьових вентиляторів наведені в додатку Б (рис. Б.19–Б.21) [23].

Остаточний вибір вентилятора і визначення параметрів його роботи проводять зазвичай у такій послідовності:

1. За даними попереднього опрацювання вибирають тип вентилятора, який пропонують установити в АПО для спільної роботи з теплообмінними секціями, параметри яких також опрацьовані та є відомими. Для вибраного вентилятора знаходять аеродинамічні характеристики  $H = f(V, \beta)$ ,  $\eta_e = f(V, \beta)$  і  $N = f(V, \beta)$ .

2. Для нормальних умов, використовуючи відповідне рівняння для параметрів оребрених труб і прийнятих значень швидкості повітря, обчислюють перепад тиску повітря на пучку труб  $\Delta P$ . За цих самих значень швидкості визначають витрату повітря  $V$  через АПО, в результаті одержують залежність  $\Delta P = f(V)$  для встановлених в АПО секцій.

3. Характеристику  $\Delta P = f(V)$  поєднують з аеродинамічною характеристикою вентилятора  $H = f(V, \beta)$ . У точках перетину кривих отримують робочі точки, які однозначно визначають параметри роботи вентилятора за нормальних умов.



Витрату потужності вентилятора (у кВт) визначають за формулою

$$N_{\epsilon} = \frac{V \cdot (\Delta P + \Delta P_{\delta})}{1000 \cdot \eta_{\epsilon}}, \quad (3.9)$$

де  $\Delta P_{\delta}$  – динамічний напір повітря в прохідному перерізі вентилятора,  $\Delta P_{\delta} = 40\text{--}60$  Па;  $\eta_{\epsilon}$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора (для орієнтовних розрахунків  $\eta_{\epsilon} = 0,6\text{--}0,7$ ).

Потужність електродвигуна вентилятора визначають за формулою

$$N_{e\delta} = \frac{N_{\epsilon}}{\eta_{e\delta} \cdot \eta_n}, \quad (3.10)$$

де  $\eta_{e\delta}$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна,  $\eta_{e\delta} = 0,88\text{--}0,95$ ;  $\eta_n$  – коефіцієнт корисної дії привода.

Під час безпосередньої посадки колеса вентилятора на вал електродвигуна  $\eta_n = 1,0$ ; під час посадки колеса вентилятора на власний вал, що сполучається з валом двигуна муфтою  $\eta_n = 0,95$ ; під час клинопасового передавання  $\eta_n = 0,94\text{--}0,96$ ; за редукторного привода  $\eta_n = 0,87\text{--}0,98$ .

Потужність привода визначається за формулою

$$N_n = k_3 \cdot N_{e\delta}, \quad (3.11)$$

де  $k_3$  – коефіцієнт запасу потужності для забезпечення пуску електродвигуна.

Для нерегульованої потужності електродвигуна, наприклад, в апаратах АВМ,  $k_3 = 1,25$ ; для вентиляторів з регульованими лопатями  $k_3 = 1,1\text{--}1,15$ .

За значенням  $N_n$  підбирають електродвигун настановної потужності  $N_n$ .

Коефіцієнт використання настановної потужності

$$\psi = \frac{N_n}{N_n}. \quad (3.12)$$

Зазвичай  $\psi = 0,3\text{--}0,5$ .

### 3.4. Приклад розрахунку апарата повітряного охолодження

*Завдання.* Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів бензолу, що надходить під атмосферним тиском кількістю 11 880 кг/год. Конденсат відводиться за температури конденсації. Апарат використовується як дефлегматор у ректифікаційній установці.

#### 3.4.1. Тепловий розрахунок

*Температурний режим апарата.* За даними таблиці А.8 визначаємо температуру конденсації бензолу за атмосферним тиском:  $t_{\text{конд}} = 80,1$  °С.

Розрахункова поверхня й ефективність експлуатації АПО істотно залежать від точного оцінювання розрахункової початкової температури атмосферного повітря в тому чи іншому кліматичному районі. Методика ВНДІНафтомаша рекомендує [23, 26] за розрахункову початкову взяти температуру, яка не перевищує упродовж 95 % загальнорічного часу 8 760 год. У зв'язку з цим розрахункова початкова температура атмосферного повітря для деяких районів наведена в таблиці 3.4.

Також за розрахункову початкову температуру повітря можна взяти температуру на 2–3 °С вищу від середньої липневої температури.

Кінцеву температуру повітря беруть на 10–15 °С нижчу від кінцевої температури охолоджуваного теплоносія, але не більше ніж 60 °С.

Візьмемо початкову температуру повітря  $t_{xn} = 27$  °С, а кінцеву  $t_{xx} = 60$  °С.



Таблиця 3.4 – Розрахункова початкова температура атмосферного повітря

Регіон	Розрахункова температура, °С
Москва, Рига, Тула, Брянськ, Челябінськ, Нижній Новгород	22–23
Перм, Іркутськ, Комсомольськ-на-Амурі, Ульяновськ, Пенза	24–25
Київ, Сочі, Уфа, Омськ, Целіноград, Одеса, Донецьк	27–28
Невинномиськ, Самарканд, Фергана	32–33

Температурна схема процесу за сталої температури речовини, що конденсується:

$$\begin{aligned} \text{гарячий теплоносіє (бензол)} & 80,1 \leftarrow 80,1; \\ \text{холодний теплоносіє (повітря)} & 27,0 \rightarrow 60,0. \end{aligned}$$

Зміна температур холодного теплоносія:

$$\Delta t_x = t_{xk} - t_{xn} = 60 - 27 = 33 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Найбільша і найменша різниці температур між теплоносіями:

$$\Delta t_{\delta} = t_{\text{конд}} - t_{xn} = 80,1 - 27 = 53,1 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = t_{\text{конд}} - t_{xk} = 80,1 - 60 = 20,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Оскільки  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m > 2$ , середню різницю температур визначаємо як середньологарифмічну за залежністю (1.7):

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta}/\Delta t_m)} = \frac{53,1 - 20,1}{\ln(53,1/20,1)} \approx 34 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Оскільки  $\Delta t_2 < \Delta t_x$ , середні температури теплоносіїв розраховуємо за формулами (1.15):

$$t_{\text{сеп}_2} = t_{\text{конд}} = 80,1 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{\text{сеп}_x} = t_{\text{сеп}_2} - \Delta t_{\text{сеп}} = 80,1 - 34 = 46,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

*Теплофізичні властивості теплоносіїв.* Значення теплофізичних властивостей гарячого і холодного теплоносіїв визначаємо за даними таблиць А.1–А.10 або за номограмами рисунків А.1–А.14.

Тоді для бензолу за середньої температури 80,1 °С визначають:

густину пари	$\rho_n = 2,73 \text{ кг/м}^3$ ;
густину рідини	$\rho_2 = 815 \text{ кг/м}^3$ ;
динамічну в'язкість рідини	$\mu_2 = 0,316 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
коефіцієнт теплопровідності рідини	$\lambda_2 = 0,13 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
питому теплоємність рідини	$c_2 = 2024 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
питому теплоту конденсації	$r_{\text{конд}} = 395,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ ;
коефіцієнт поверхневого натягу	$\sigma_2 = 21,3 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ ;
критерій Прандтля	$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2024 \cdot 0,316 \cdot 10^{-3}}{0,13} \approx 4,92.$

Для повітря за середньої температури 46,1 °С визначають:

густину	$\rho_x = \frac{M_x}{22,4} \cdot \frac{T_0 \cdot P_{\text{абс}}}{(T_0 + t_{\text{сеп}_x}) \cdot P_0} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273 \cdot 1}{(273 + 46,1) \cdot 1} \approx 1,11 \text{ кг/м}^3$ ;
динамічну в'язкість	$\mu_x = \mu_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{\text{сеп}_x} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{\text{сеп}_x}}{T_0} \right)^{1,5} =$ $= 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{273 + 124}{273 + 46,1 + 124} \right) \cdot \left( \frac{273 + 46,1}{273} \right)^{1,5} \approx 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

$$\text{коефіцієнт теплопровідності } \lambda_x = \lambda_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{\text{cep}_x} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{\text{cep}_x}}{T_0} \right)^{1,5} =$$

$$= 0,024 \cdot \left( \frac{273 + 124}{273 + 46,1 + 124} \right) \cdot \left( \frac{273 + 46,1}{273} \right)^{1,5} \approx 0,027 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

питому теплоємність  $c_x = 1007 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$

критерій Прандтля  $Pr_x = \frac{c_x \cdot \mu_x}{\lambda_x} = \frac{1007 \cdot 19,6 \cdot 10^{-6}}{0,027} \approx 0,73.$

*Теплове навантаження апарата і витрати теплоносії*

Теплове навантаження апарата розраховуємо за рівнянням (3.2):

$$Q = G_2 \cdot r_{\text{конд}} = \frac{11880}{3600} \cdot 395,1 \cdot 10^3 = 1303830 \text{ Вт.}$$

Масову витрату повітря визначаємо за рівнянням (1.5):

$$G_x = \frac{Q}{c_x \cdot (t_{\text{зк}} - t_{\text{хп}})} = \frac{1303830}{1007 \cdot (60 - 27)} \approx 39,2 \text{ кг/с.}$$

Тоді об'ємну витрату повітря розраховуємо за формулою

$$V_x = \frac{G_x}{\rho_x} = \frac{39,2}{1,11} \approx 35,3 \text{ м}^3/\text{с.}$$

*Попередній вибір теплообмінника.* Для визначення необхідної поверхні теплообміну задаються густиною теплового потоку  $q_{op}$ . Водночас необхідно мати на увазі, що густина теплового потоку залежить від різниці температур продукту на виході з АПО і вхідного повітря  $t_{зк} - t_{хп}$ . Рекомендовані [26] значення  $q_{op}$  наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Рекомендовані значення  $q_{op}$ , Вт/м<sup>2</sup>, для АПО

Різниця температур $t_{зк} - t_{хп}$ , °С	Охолодження рідких і газоподібних продуктів без зміни агрегатного стану	
	Рідина	Газ
8–15	До 520	290–350
15–20	470–700	350–460
20–40	700–1 000	520–700
40–75	1 000–1 750	–
Різниця температур $t_{зк} - t_{хп}$ , °С	Конденсація холодильних агентів з урахуванням охолодження газової фази та конденсація насичених парів	
	Холодильні агенти	Насичені пари
10–15	140–230	–
15–20	230–350	До 700
20–40	350–640	700–870
40–60	–	870–1 280
60–75	–	1 280–2 100
Різниця температур $t_{зк} - t_{хп}$ , °С	Охолодження багатокомпонентних сумішей із конденсацією однієї або декількох складових	
	400–580	
	580–750	
	750–930	

За даними таблиці 3.5 беремо  $q_{op} = 1\,200 \text{ Вт/м}^2$ . Тоді

$$F_{op} = Q/q_{op} = 1303830/1200 \approx 1087 \text{ м}^2.$$

На підставі розрахунку  $F_{op}$  вибираємо (див. табл. Б.6 і Б.8) стандартизований апарат повітряного охолодження типу АВГ із такими параметрами:

коефіцієнтом оребрення труб	$\varphi = 9$ ;
кількістю теплообмінних секцій	$Z = 2$ ;
кількістю рядів труб у секції	$n_p = 6$ ;
кількістю ходів по трубах	$z = 1$ ;
довжиною труб	$l = 4 \text{ м}$ ;
кількістю труб у секції	$N_c = 201 \text{ шт.}$ ;
кількістю труб в апараті	$N = 402 \text{ шт.}$ ;
внутрішньою площею поверхні теплообміну секції	$f_c = 53 \text{ м}^2$ ;
внутрішньою площею поверхні теплообміну АПО	$f = 106 \text{ м}^2$ ;
повною площею поверхні теплообміну секції	$F_c = 636 \text{ м}^2$ ;
повною площею поверхні теплообміну АПО	$F = 1\,272 \text{ м}^2$ .

Для АПО вибираємо (див. табл. 3.3 і рис. 3.20) оребрені біметалеві труби з такими параметрами:

коефіцієнтом оребрення труб	$\varphi = 9$ ;
внутрішнім діаметром гладкої труби	$d_1 = 21 \text{ мм}$ ;
зовнішнім діаметром гладкої труби	$d_2 = 25 \text{ мм}$ ;
діаметром основи ребер	$d_3 = 28 \text{ мм}$ ;
зовнішнім діаметром оребрення	$d_4 = 49 \text{ мм}$ ;
висотою ребер	$h_p = 10,5 \text{ мм}$ ;
кількістю ребер на 1 м труби	$X = 286 \text{ шт.}$ ;
кроком розміщення ребер	$S_p = 3,5 \text{ мм}$ ;
довжиною труб	$l = 4 \text{ м}$ .

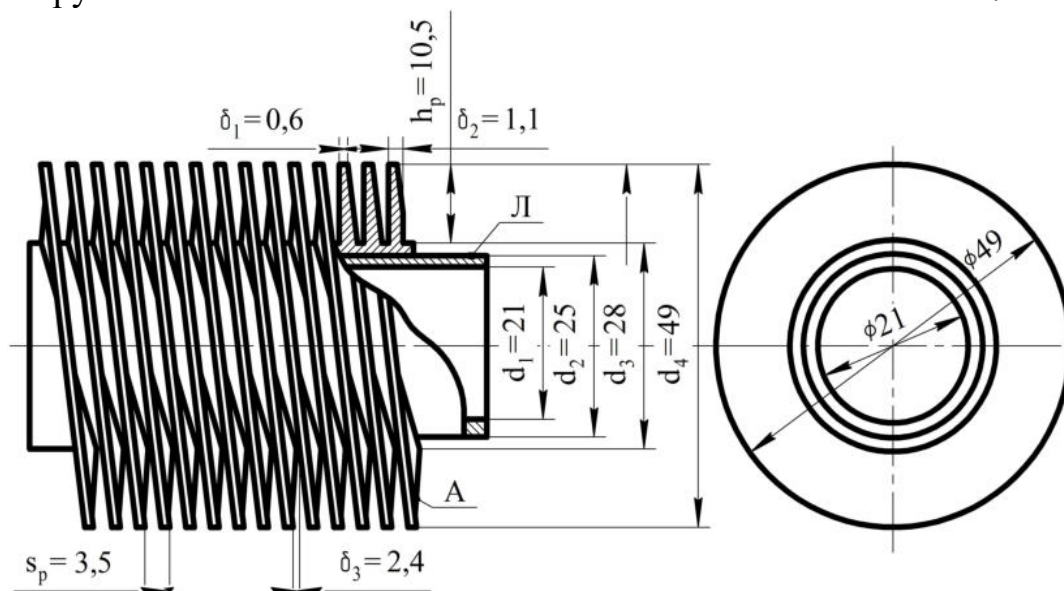


Рисунок 3.20 – Оребрена біметалева труба: А – алюмінієвий сплав АД1М; Л – латунь ЛО-70-1

Вибір електродвигуна, привода і вентилятора здійснимо після виконання конструктивного та аеродинамічного розрахунків.

*Перевірний розрахунок.* Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації парів бензолу всередині горизонтальних труб скористаємося критеріальним рівнянням (3.4). Водночас модифікований критерій Рейнольдса для плівки

конденсату дорівнює

$$Re_{nl} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_g \cdot \mu_2} = \frac{4 \cdot 11880}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,316 \cdot 10^{-3}} \approx 633166.$$

Тоді

$$\begin{aligned} Nu_{конд} &= a \cdot Re_{nl}^{0,5} \cdot \left( \frac{\sigma_p}{\rho_n \cdot g \cdot d_g^2} \right)^{0,3} \cdot \left( \frac{l}{d_g} \right)^{0,35} = \\ &= 0,36 \cdot 633166^{0,5} \cdot \left( \frac{21,3 \cdot 10^{-3}}{2,73 \cdot 9,81 \cdot 0,021^2} \right)^{0,3} \cdot \left( \frac{4}{0,021} \right)^{0,35} \approx 2147, \\ \alpha_2 = \alpha_{конд} &= \frac{Nu_{конд} \cdot \lambda_2}{d_g} = \frac{2147 \cdot 0,13}{0,021} \approx 13291 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка оребрених труб потоком повітря необхідно скомпонувати труби в секціях і розрахувати швидкість повітряного потоку в стислому (вузькому) перерізі одного ряду труб оребреного пучка.

Візьмемо шахове розміщення труб з кроком по ширині пучка  $S_1 = 0,052$  м. Крок труб по глибині пучка  $S_2$  обчислимо так (див. рис. 3.21):

$$S_2 = \sqrt{S_1^2 - \left( \frac{S_1}{2} \right)^2} = \sqrt{0,052^2 - \left( \frac{0,052}{2} \right)^2} \approx 0,045 \text{ м.}$$

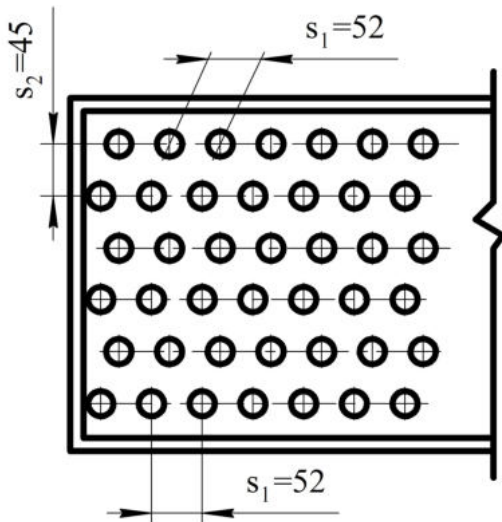


Рисунок 3.21 – Схема розміщення труб в АПО

Число труб в одному горизонтальному ряду пучка дорівнює

$$n = N/n_p = 402/6 = 67 \text{ шт.}$$

Ширину фронтального до потоку повітря перерізу визначимо за формулою

$$b = (n - 1) \cdot S_1 + d_4 = (67 - 1) \cdot 0,052 + 0,049 = 3,48 \text{ м.}$$

Швидкість набіжного повітряного потоку у вільному перерізі перед секціями оребрених труб

$$w_n = \frac{V_x}{l \cdot b} = \frac{35,3}{4 \cdot 3,48} \approx 2,54 \text{ м/с.}$$

Середня товщина ребра

$$\delta_p = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \frac{0,0006 + 0,0011}{2} = 0,00085 \text{ м,}$$

де  $\delta_1$  – товщина ребра в його вершині (див. рис. 3.20);  $\delta_2$  – товщина ребра в його основі.

Швидкість повітря в стисненому перерізі оребреного трубного пучка визначимо за формулою [25]:

$$w_0 = w_n \cdot \frac{S_1/d_3}{\frac{S_1}{d_3} - 1 - 2 \cdot \frac{\delta_p}{d_3} \cdot \frac{h_p}{d_3} \cdot \frac{d_3}{S_p}} = 2,54 \cdot \frac{52/28}{\frac{52}{28} - 1 - 2 \cdot \frac{0,85}{28} \cdot \frac{10,5}{28} \cdot \frac{28}{3,5}} \approx 7 \text{ м/с.}$$

За спірального оребрення труб, розміщених у шаховому порядку, для визначення коефіцієнта тепловіддачі скористаємося формулою [25]:

$$\alpha_x = 0,364 \cdot \lambda_x \cdot \left( \frac{w_0 \cdot \rho_x}{\mu_x} \right)^{0,68} \cdot Pr_x^{0,33} \cdot d_3^{-0,77} \cdot d_4^{0,15} \cdot \delta_p^{0,3} =$$

$$= 0,364 \cdot 0,027 \cdot \left( \frac{7 \cdot 1,11}{19,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,68} \cdot 0,73^{0,33} \cdot 0,028^{-0,77} \cdot 0,049^{0,15} \cdot 0,00085^{0,3} \approx 68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

За графіком (рис. 3.5) визначаємо зведений коефіцієнт тепловіддачі під час поперечного обтікання пучка оребрених труб повітряним потоком:  $\alpha_{np} \approx 48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Поверхня ребер, що припадає на 1 м довжини труби (див. рис. 3.20):

$$F_{реб} = \pi \cdot X \cdot \left( 2 \cdot \frac{d_4^2 - d_3^2}{4} + d_4 \cdot \delta_p \right) =$$

$$= 3,14 \cdot 286 \cdot \left( 2 \cdot \frac{0,049^2 - 0,028^2}{4} + 0,049 \cdot 0,00085 \right) \approx 0,761 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Зовнішня поверхня ділянок гладкої труби між ребрами, що припадає на 1 м довжини труби (див. рис. 3.20),

$$F_{зл} = \pi \cdot d_3 \cdot (1 - X \cdot \delta_2) = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (1 - 286 \cdot 0,0011) \approx 0,06 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Повна зовнішня поверхня 1 м оребреної труби

$$F_n = F_{реб} + F_{зл} = 0,761 + 0,06 = 0,821 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Внутрішня поверхня гладкої труби, що припадає на 1 м її довжини,

$$F_в = \pi \cdot d_1 \cdot 1 = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 1 \approx 0,066 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Визначимо термічний опір стінки і забруднень з обох її боків:

термічний опір внутрішнього шару забруднень, як для парів бензолу (див. табл. 1.7):

$$(\delta/\lambda)_{з,в} = 1/11600 \approx 0,000086 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

термічний опір латунної стінки труби при  $\delta_l = 0,002 \text{ м}$  і  $\lambda_l = 93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [1]:

$$(\delta/\lambda)_l = 0,002/93 \approx 0,000022 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

термічний опір алюмінієвого шару труби при  $\delta_a = 0,0015 \text{ м}$  і  $\lambda_a = 203,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [1]:

$$(\delta/\lambda)_a = 0,0015/203,5 \approx 0,000007 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

термічний опір зовнішнього шару забруднень, як для повітря (див. табл. 1.7):

$$(\delta/\lambda)_{з,н} = 1/2800 \approx 0,000357 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Тоді повний термічний опір стінки і забруднень з обох її боків

$$\sum r_{cm} = (\delta/\lambda)_{з,в} + (\delta/\lambda)_l + (\delta/\lambda)_a + (\delta/\lambda)_{з,н} =$$

$$= 0,000086 + 0,000022 + 0,000007 + 0,000357 = 0,000472 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Визначимо коефіцієнт теплопередачі, віднесений до повної площини зовнішньої поверхні, за рівнянням (3.7):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np}} + \frac{1}{\alpha_{конд}} \cdot \frac{F_n}{F_в} + \sum r_{cm}} = \frac{1}{\frac{1}{48} + \frac{1}{13291} \cdot \frac{0,821}{0,066} + 0,000472} \approx 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тоді повна розрахункова зовнішня поверхня дорівнює

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{сер}} = \frac{1303830}{45 \cdot 34} \approx 852 \text{ м}^2.$$

Також визначимо коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, за рівнянням [3, 25]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{конд}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \cdot \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{н}}} + \sum r_{\text{см}}} = \frac{1}{\frac{1}{13291} + \frac{1}{48} \cdot \frac{0,066}{0,821} + 0,000472} \approx 450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тоді розрахункова внутрішня поверхня дорівнює

$$f_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{1303830}{450 \cdot 34} \approx 85,2 \text{ м}^2.$$

Повна і внутрішня поверхні теплообміну попередньо вибраного АПО забезпечують необхідний запас порівняно з розрахунковими значеннями.

### 3.4.2. Конструктивний розрахунок

*Діаметри штуцерів.* Візьмемо швидкість руху в штуцерах для пароподібного бензолу  $w_{n.u} = 25 \text{ м/с}$ , а для рідкого бензолу  $w_{p.u} = 1,5 \text{ м/с}$ . Тоді розрахункові діаметри штуцерів визначимо за формулами:

$$\text{вхід парів бензолу} \quad d'_{z.вх} = \sqrt{\frac{G_z}{\rho_n \cdot 0,785 \cdot w_{n.u}}} = \sqrt{\frac{11880}{3600 \cdot 2,73 \cdot 0,785 \cdot 25}} \approx 0,248 \text{ м};$$

$$\text{вихід рідкого бензолу} \quad d'_{z.вих} = \sqrt{\frac{G_z}{\rho_z \cdot 0,785 \cdot w_{p.u}}} = \sqrt{\frac{11880}{3600 \cdot 815 \cdot 0,785 \cdot 1,5}} \approx 0,059 \text{ м}.$$

Візьмемо стандартні штуцери:

вхід парів бензолу  $\text{Ø } 273 \text{ мм} \times 8 \text{ мм}, d_{z.вх} = 257 \text{ мм};$

вихід рідкого бензолу  $\text{Ø } 57 \text{ мм} \times 3 \text{ мм}, d_{z.вих} = 51 \text{ мм}.$

Тоді фактичні швидкості бензолу у штуцерах становитимуть:

$$\text{на вході парів} \quad w_{n.u} = \frac{G_z}{\rho_n \cdot 0,785 \cdot d_{z.вх}^2} = \frac{11880}{3600 \cdot 2,73 \cdot 0,785 \cdot 0,257^2} \approx 23,3 \text{ м/с};$$

$$\text{на виході рідини} \quad w_{p.u} = \frac{G_z}{\rho_z \cdot 0,785 \cdot d_{z.вих}^2} = \frac{11880}{3600 \cdot 815 \cdot 0,785 \cdot 0,051^2} \approx 1,98 \text{ м/с}.$$

*Оребрення труб* виконуємо глибоким спіральним накатуванням алюмінієвої стрічки (див. рис. 3.7, 3.8).

Для входу парів бензолу і виведення конденсату візьмемо *розподільні камери* рознімного типу зі зварними кришками-фланцями (див. рис. 3.12 а).

За даними таблиці 3.2 візьмемо такі розміри елементів АПО:

ширину апарата	$B = 4 \text{ м};$
кількість теплообмінних секцій	$Z = 2;$
ширину секції	$C = 2 \text{ м};$
довжину труб	$l = 4 \text{ м};$
кількість вентиляторів нагнітального типу	$K = 1;$
діаметр вентилятора	$D = 2,8 \text{ м}.$

Висоту дифузора розрахуємо за співвідношенням

$$h_d = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 2,800 = 1,12 \text{ м}.$$

Діаметр прохідного перерізу вентилятора візьмемо, як показано на рисунку 3.14,  $D_g = 2,82 \text{ м}$ . Визначимо співвідношення між площиною фронтального перерізу перед секціями і площиною прохідного перерізу вентилятора

$$\frac{S_{\text{фр}}}{S_g} = \frac{B \cdot l}{0,785 \cdot D_g^2} = \frac{4 \cdot 4}{0,785 \cdot 2,82^2} \approx 2,56 < 2,6.$$

Водночас виконується умова рівномірного розподілу повітряного потоку по фронтальному перерізу секцій.

Подальший конструктивний розрахунок не є складним і виконується згідно з вищенаведеними рекомендаціями.

### 3.4.3. Аеродинамічний розрахунок

Для повітря за початкової температури 27 °С визначаємо:

густину 
$$\rho_{xn} = \frac{M_x}{22,4} \cdot \frac{T_0 \cdot P_{abc}}{(T_0 + t_{xn}) \cdot P_0} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273 \cdot 1}{(273 + 27) \cdot 1} \approx 1,18 \text{ кг/м}^3;$$

динамічну в'язкість 
$$\mu_{xn} = \mu_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T_0 + t_{xn} + C} \right) \cdot \left( \frac{T_0 + t_{xn}}{T_0} \right)^{1,5} =$$

$$= 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{273 + 124}{273 + 27 + 124} \right) \cdot \left( \frac{273 + 27}{273} \right)^{1,5} \approx 18,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Критерій Рейнольдса для повітря за початкових параметрів

$$Re_{xn} = \frac{w_0 \cdot d_3 \cdot \rho_{xn}}{\mu_{xn}} = \frac{7 \cdot 0,028 \cdot 1,18}{18,7 \cdot 10^{-6}} \approx 12368.$$

Аеродинамічний опір пучка труб зі спіральними накатними ребрами розраховуємо за формулою (3.8):

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_{xn}}{g} \cdot w_0^2 \cdot n_p \cdot \left( \frac{S_p}{d_3} \right)^{-0,72} \cdot Re_{xn}^{-0,24} =$$

$$= 9,7 \cdot \frac{1,18}{9,81} \cdot 7^2 \cdot 6 \cdot \left( \frac{0,0035}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 12368^{-0,24} \approx 160 \text{ Па}.$$

Для проєктованого АПО вибираємо осьовий вентилятор ЦАГІ УК-2М із регульованим кутом установки лопатей. Залежно від кута нахилу лопатей вентилятора його аеродинамічна характеристика змінюється в межах (рис. Б.19 а): продуктивність за повітрям  $65 \cdot 10^3$ – $290 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/год або 18–80 м<sup>3</sup>/с; повний напір 42–403 Па; споживана потужність 3,9–53 кВт; коефіцієнт корисної дії 0,2–0,7.

Для орієнтовного розрахунку візьмемо коефіцієнт корисної дії вентилятора  $\eta_e = 0,65$ ; динамічний напір повітря в прохідному перерізі вентилятора  $\Delta P_d = 50$  Па.

Витрату потужності вентилятора (кВт) визначимо за формулою (3.9):

$$N_e = \frac{V_x \cdot (\Delta P + \Delta P_d)}{1000 \cdot \eta_e} = \frac{35,3 \cdot (160 + 50)}{1000 \cdot 0,65} \approx 11,4 \text{ кВт}.$$

Для передавання обертання від електродвигуна до колеса вентилятора вибираємо прямий привод з безпосередньою посадкою колеса вентилятора на вал двигуна (див. рис. 3.16 а). Коефіцієнт корисної дії електродвигуна візьмемо  $\eta_{ed} = 0,9$ .

Потужність електродвигуна вентилятора визначимо за формулою (3.10):

$$N_{ed} = \frac{N_e}{\eta_{ed} \cdot \eta_n} = \frac{11,4}{0,9 \cdot 1,0} \approx 12,7 \text{ кВт}.$$

Для вентилятора з регульованими лопатями візьмемо коефіцієнт запасу потужності для забезпечення пуску електродвигуна  $k_3 = 1,1$ .

Потужність привода визначаємо за формулою (3.11):

$$N_n = k_3 \cdot N_{ed} = 1,1 \cdot 12,7 \approx 14 \text{ кВт}.$$



Вибираємо тихохідний електродвигун типу ВАСО2-22-14. Основні параметри спеціальних тихохідних електродвигунів типу ВАСО2 наведені в таблиці 3.6 [23].

Таблиця 3.6 – Параметри тихохідних електродвигунів типу ВАСО2

Тип електро- двигуна	Номіна- льна по- тужність, кВт	За номінального навантаження			$\frac{I_{пуск}}{I_{ном}}$	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{макс}}{M_{ном}}$
		частота обертання, об/хв	ККД, %	cos φ			
ВАСО2-22-14	22	428,6	89,7	0,73	5,0	1,0	2,2
ВАСО2-30-14	30		90,3	0,75	5,0	1,0	2,2
ВАСО2-37-14	37	250,0	89,0	0,65	4,5	0,8	2,4
ВАСО2-55-14	55		91,0	0,66	5,0	0,8	2,4
ВАСО2-75-14	75		92,0	0,68	5,0	0,8	2,1

За даними таблиці 3.6 наставна потужність електродвигуна становить 22 кВт. Коефіцієнт використання наставної потужності розрахуємо за формулою (3.12):

$$\psi = \frac{N_n}{N_n} = \frac{14}{22} \approx 0,64.$$

Загальний вигляд розрахованого АПО показаний на рисунку 3.22.

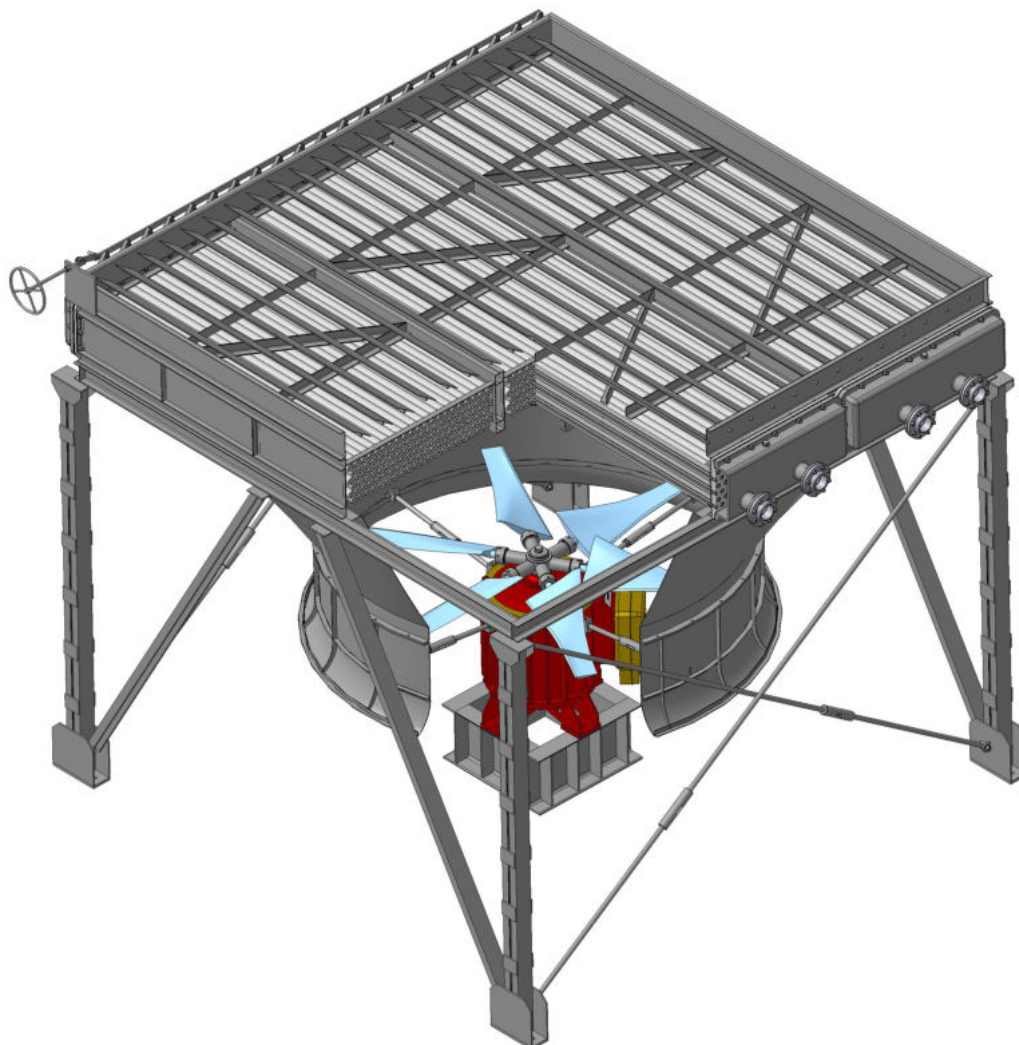


Рисунок 3.22 – Апарат повітряного охолодження типу АВГ

## Розділ 4 РОЗРАХУНОК ВИПАРНОГО АПАРАТА

У хімічній, харчовій та суміжних галузях промисловості для багатьох процесів необхідне концентрування розчинів твердих нелетких речовин. Процес підвищення концентрації розчиненої речовини в розчині внаслідок випаровування та відведення із системи частини розчинника називається **випарюванням**, апарати, в яких проводиться процес випарювання, називають **випарними**.

Випарювання застосовують у промисловості в таких випадках [6]:

– для концентрування водно-солевих розчинів із подальшим виділенням із них методами кристалізації мінеральних солей і добрив, а також харчових продуктів (наприклад, сахарози, кухонної солі, аміачної селітри, сульфату амонію та ін.);

– для підвищення концентрації розчиненого середовища та одержання висококонцентрованих продуктів (наприклад, у харчовій промисловості під час одержання згущеного молока, сиропів, томатної пасти та ін., у хімічній промисловості при концентруванні гліцерину, фенолоформальдегідних смол і багатьох інших речовин);

– для опріснення солоних і забруднених мінералізованих вод, для перероблення морської води з метою одержання прісної води, а також для вилучення з розчинів і морської води корисних речовин.

Теплота для процесу випарювання може підводитися за допомогою різних промислових теплоносіїв. Найбільшого застосування набула насичена водяна пара, що характеризується високими значеннями питомої теплоти конденсації та коефіцієнта тепловіддачі. Цю пару називають первинною (**гріючою**) парою. Пара, отримана з розчину в результаті випаровування частини розчинника, називається вторинною (**соковою**) парою. Передавання теплоти від теплоносія до киплячого розчину можливе лише за наявності різниці температур між ними. Під час аналізу та розрахунку процесу випарювання цю різницю температур між теплоносієм та киплячим розчином прийнято називати **корисною різницею температур** [35].

Існує три методи випарювання розчинів: 1) пароутворення на поверхні теплообміну; 2) адіабатне випаровування, коли концентрування розчину здійснюється випарюванням перегрітої рідини за тиску нижчого, ніж тиск насичення, який відповідає температурі розчину, що надходить; 3) випаровування за безпосереднього контакту з теплоносієм, тобто без контакту розчину з поверхнею нагрівання [9].

У хімічній промисловості найбільшого поширення набули випарні установки поверхневого типу, які за технологічними ознаками поділяють на кілька груп:

1. За кількістю ступенів: одноступінчасті та багатоступінчасті. У першому випадку розчин випарюють в одному апараті й випарну установку називають **однокорпусною**, а процес випарювання в ній – однокорпусним випарюванням, у цьому разі вторинну пару не використовують. У другому випадку випарювання реалізують у декількох послідовно з'єднаних випарних апаратах і випарну установку називають **багатокорпусною**, а процес випарювання в ній – багатокорпусним випарюванням, у цьому разі гріюча пара обігріває лише перший корпус, а для обігрівання наступних корпусів використовують сокову пару попередніх корпусів.

2. За тиском процес випарювання може проводитися під розрідженням, під атмосферним або надлишковим тиском. Вибір тиску визначається властивостями розчину та можливістю використання теплоти вторинної пари. Випарювання під вакуумом дозволяє знизити температуру кипіння розчину, використати теплоносієм із низьким теп-

ловим потенціалом, а також виключає розкладання термічно нестійких розчинів. Випарювання під атмосферним тиском є найменш економічним методом, тому що в цьому разі не використовують теплоту сокової пари. Випарювання під надлишковим тиском дозволяє використати теплоту сокової пари для обігрівання інших корпусів або для застосування як теплоносія в інших установках (**екстрапара**).

3. За підведенням первинної теплоти: а) випарні установки з одним джерелом теплоти; б) випарні установки з двома джерелами теплоти; в) випарні установки з **тепловим насосом** (або з термокомпресією), в цьому разі вторинна пара стискається за допомогою компресора або пароструминного інжектора до тиску гріючої пари і застосовується для обігрівання того самого апарата, в якому ця пара утворилася.

4. За технологією оброблення розчину: а) одностадійні випарні установки, в яких розчин під час випарювання не відводиться для інших проміжних операцій оброблення; б) багатостадійні випарні установки, в яких розчин після одного з проміжних ступенів може бути спрямований для додаткового оброблення (осадження, центрифугування і т. ін.), а потім знову надходить на доупарювання в наступний ступінь.

5. За відносним рухом гріючої пари і випарюваного розчину: а) прямотечійні випарні установки; б) протитечійні випарні установки; в) випарні установки з паралельним живленням корпусів; г) випарні установки зі змішаним живленням корпусів.

Випарна установка прямотечійного типу зі зниженням тиску в корпусах від першого до останнього показана на рисунку 4.1 [6].

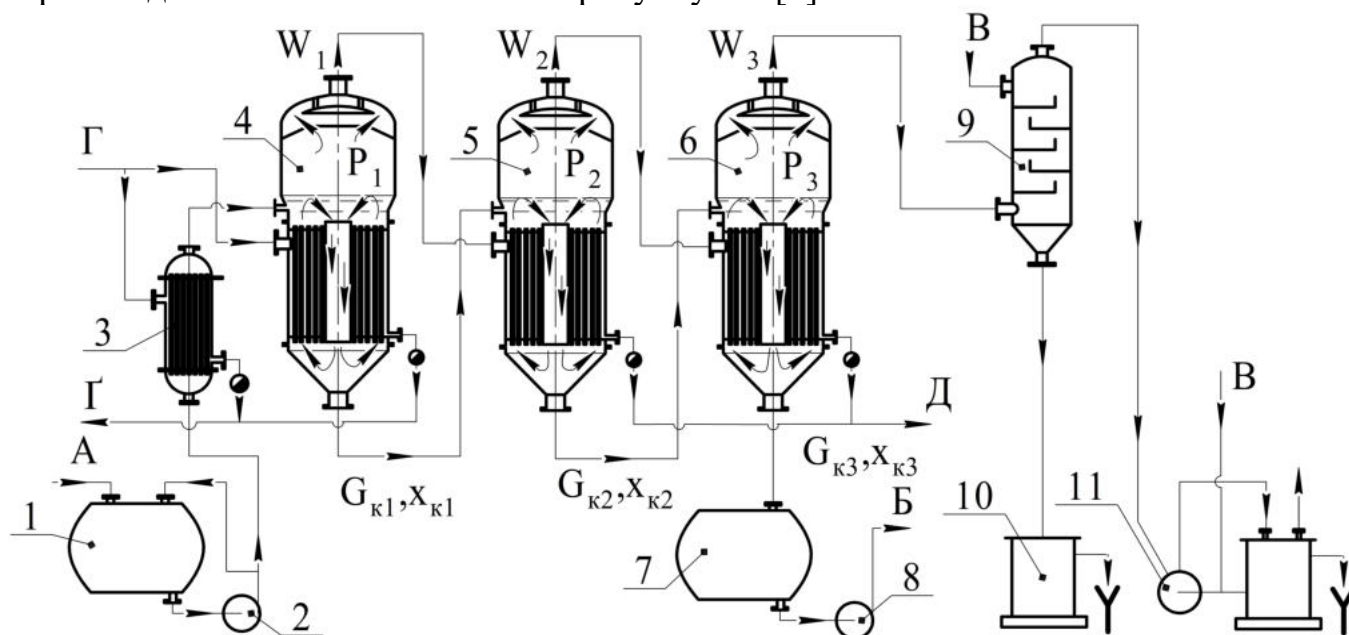


Рисунок 4.1 – Схема трикорпусної випарної установки з прямотечійним живленням корпусів: А – вихідний (початковий) розчин; Б – випарений розчин; В – вода; Г – гріюча пара; Г – конденсат гріючої пари; Д – конденсат сокової пари; 1, 7 – збірник розчину; 2, 8 – відцентровий насос; 3 – підігрівник розчину; 4, 5, 6 – випарний апарат; 9 – барометричний конденсатор; 10 – барометричний ящик; 11 – вакуум-насос

Вихідний розчин, що підлягає випарюванню, зі збірника 1 відцентровим насосом 2 подається в теплообмінник-підігрівник 3, де нагрівається гріючою парою, що надходить у міжтрубний простір теплообмінника. Нагрітий до температури кипіння розчин надходить у розчинний простір першого корпусу 4 випарної установки.

У кип'ятильних трубах гріючої камери розчин нагрівається за рахунок тепла конденсації гріючої пари, що подається в міжтрубний простір гріючої камери, конденсат гріючої пари відводиться і повертається на ТЕЦ. Нагрітий розчин випарову-

ється в корпусі 4 під тиском  $P_1$ , вторинна (сокова) пара, що утворилася в першому корпусі, після відділення від крапель розчину надходить у гріючу камеру другого корпусу 5 випарної установки та використовується в ній як гріюча. Конденсат сокової пари відводиться з гріючої камери в збірник конденсату і використовується на технологічні потреби виробництва.

Випарений до певної концентрації розчин із нижньої частини корпусу 4 під дією різниці тисків у корпусах самоплином надходить у розчинний простір корпусу 5, де тиск у сепараційній зоні дорівнює  $P_2$ , у цьому разі  $P_2 < P_1$ . У результаті зниження тиску в корпусі 5 температура кипіння розчину в ньому також знижується, і це дозволяє в другому корпусі використати сокову пару першого корпусу як гріючу.

Подібним чином процес проходить у третьому корпусі 6, де сокова пара корпусу 5 є гріючою парою. Процес випарювання в третьому корпусі відбувається під вакуумом (за тиску  $P_3$ ). Сокова пара з цього корпусу виходить із низькими енергетичними параметрами і тому не використовується, а спрямовується в барометричний конденсатор 9, де вона конденсується за рахунок контакту з холодною водою, що подається на полиці конденсатора. Після конденсації суміш конденсату і води відводиться з барометричного ящика 10 у систему водоохолоджувального циклу.

Випарений до заданої концентрації розчин відводиться в збірник випареного розчину 7 і насосом 8 перекачується на подальше перероблення. Несконденсовані гази відкачуються вакуум-насосом 11 та викидаються в атмосферу.

Перевагами прямотечійної схеми є самочинне перетікання розчину з першого корпусу в наступні за рахунок перепадів тисків у корпусах та мінімальні втрати тепла з розчином, який виходить з останнього корпусу. Крім того, температури кипіння розчину і тиски вторинних парів у кожному наступному корпусі нижчі, ніж у попередньому, тому розчин у корпуси (крім 1-го) надходить перегрітим. Теплота, що виділяється під час охолодження розчину до температури кипіння в подальшому корпусі, витрачається на додаткове випаровування розчинника з цього самого розчину. Це явище називається **самовипарюванням**.

Недоліками прямотечійної схеми є несприятливі умови теплопередачі в корпусах у зв'язку з тим, що з підвищенням концентрації розчину в наступних корпусах збільшується в'язкість розчину та зменшується коефіцієнт теплопередачі. Крім того, з підвищенням концентрації розчину в корпусах зменшується корисна різниця температур, і в останньому корпусі, де концентрація розчину максимальна, температура гріючої пари мінімальна.

Схема випарної установки протитечійного типу показана на рисунку 4.2 [6].

Початковий розчин з ємності 1 насосом 2 подається в теплообмінник 3, де підігрівається до температури кипіння, а потім надходить у випарний апарат 6. В останньому корпусі 6 розчин кипить під вакуумом (за абсолютного тиску  $P_3$ ), водночас з розчину випаровується вода кількістю  $W_3$ , а концентрація розчину підвищується від  $x_n$  до  $x_{к1}$ . Сокова пара відводиться в барометричний конденсатор 11, де конденсується за рахунок контактування з холодною водою, суміш конденсату і води стікає в барометричний ящик 12 і відводиться в систему оборотного водопостачання.

Гріюча камера випарного апарата 6 обігрівається соковою парою, що утворилася в результаті випарювання розчину в корпусі 5, який працює під тиском  $P_2$ , у цьому разі  $P_2 > P_3$ . В апараті 6 розчин кипить під вакуумом, тому для перекачування випареного розчину з корпусу 6 у корпус 5 установлений відцентровий насос 7.

Гріюча камера випарного апарата 5 обігрівається соковою парою, що утвори-

лася в результаті випарювання розчину в корпусі 4.

Перший корпус випарної установки – апарат 4, що працює під тиском  $P_1$ , обігрівається первинною гріючою парою. У розчинний простір апарата 4 надходить розчин із концентрацією  $x_{к2}$ , який відбирається з корпусу 5 і подається в корпус 4 насосом 8. Сокова пара корпусу 4 використовується як гріюча пара в корпусі 5. Випарений до кінцевої концентрації  $x_{к3}$  розчин відводиться в ємність 9, звідси насосом 10 відкачується на подальше перероблення.

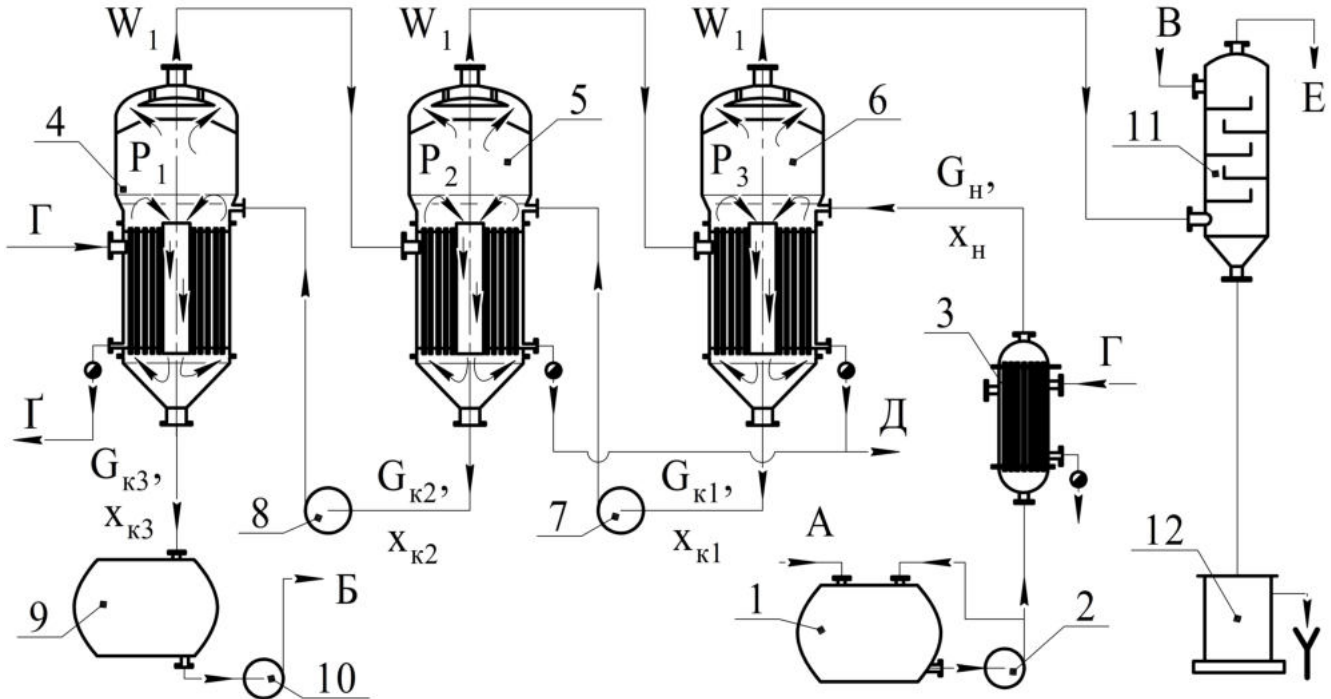


Рисунок 4.2 – Схема трикорпусної випарної установки з протитечійним живленням корпусів: А – вихідний розчин; Б – випарений розчин; В – вода; Г – гріюча пара; Г – конденсат гріючої пари; Д – конденсат сокової пари; Е – інертні гази; 1, 9 – збірник розчину; 2, 7, 8, 10 – насос; 3 – теплообмінник; 4, 5, 6 – випарний апарат; 11 – барометричний конденсатор; 12 – барометричний ящик

Таким чином, у даній випарній установці з підвищенням концентрації розчину підвищується температура гріючої пари, що дає можливість підтримувати майже постійну корисну різницю температур і забезпечувати в корпусах випарної установки високі коефіцієнти теплопередачі. Але у зв'язку з тим, що в протитечійній випарній установці розчин передається з корпусу з меншим тиском у корпус із більшим тиском, для цього потрібно між корпусами встановлювати перекачувальні насоси, для роботи яких витрачається додаткова електроенергія. Це основний недолік випарних установок із протитечійним живленням корпусів.

Під час випарювання в'язких розчинів і розчинів, що кристалізуються, які важко перекачувати по корпусах випарної установки, застосовується схема паралельного живлення, у цьому разі вихідний розчин подається одночасно в усі корпуси та упарений розчин відбирається одночасно з усіх корпусів випарної установки.

Багатокорпусним випарним установкам властивий ряд недоліків: висока вартість обладнання, велика займана площа, висока температура кипіння розчину в перших корпусах. Ці недоліки усуваються в однокорпусних випарних установках із **тепловим насосом**, у яких використаний принцип трансформації (перетворення) сокової пари низького тиску на водяну пару підвищеного тиску [6].

Фізична сутність процесу трансформації сокових парів полягає в тому, щоб за допомогою компресорної техніки вторинну пару додатково дотиснути і повторно



використати її в однокорпусній випарці як гріючу пару. Для стискування сокової пари використовують турбокомпресор або пароструминний компресор – інжектор.

У разі використання турбокомпресора стисканню до робочого тиску гріючої пари піддається вся вторинна пара, що утворюється у випарному апараті (рис. 4.3 а). Використання турбокомпресора пов'язане з експлуатацією складної компресорної машини, а також водночас витрачається електроенергія для привода компресора. Крім того, сокова пара містить мікрокраплі випарюваного розчину, що спричиняє корозійне та ерозійне зношення лопаток компресора.

Більш простою та економічною є випарна установка з термоінжектором, схема якої показана на рисунку 4.3 б.

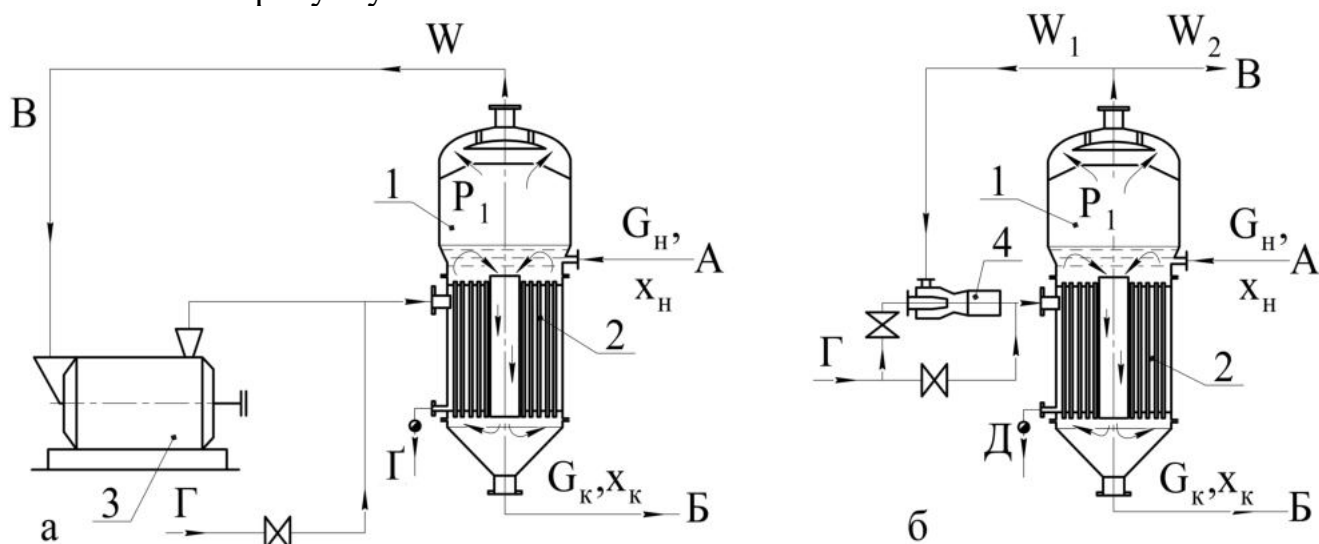


Рисунок 4.3 – Схема випарної установки з тепловим насосом:

А – вихідний розчин; Б – випарений розчин; В – сокова пара; Г – гріюча пара;  $\Gamma$  – конденсат;  
1 – сепараційна камера; 2 – гріюча камера; 3 – турбокомпресор; 4 – термоінжектор

Випарна установка містить випарний апарат, що складається із сепараційної 1 та гріючої 2 камер, з'єднаних в одному агрегаті. На трубопроводі вторинної пари встановлений паровий термоінжектор 4, що всмоктувальною частиною приєднаний до сепараційної камери, а напірною частиною – до гріючої камери випарного апарата.

Після введення установки в робочий режим як звичайної однокорпусної випарки в термоінжектор 4 подається гріюча пара під тиском 0,5–1,0 МПа. Проходячи через вузьке сопло термоінжектора зі швидкістю 150–250 м/с, гріюча пара на виході із сопла розширюється, водночас створюється розрідження, за рахунок якого підсмоктується частина сокової пари й утворюється суміш гріючої та сокової пари.

Суміш утвореної пари стискається в дифузорі термоінжектора, в якому кінетична енергія руху пари з великою швидкістю в сопловій частині перетворюється на потенціальну енергію тиску в дифузорній частині. Суміш стиснутої пари надходить у міжтрубний простір гріючої камери і, конденсуючись, виділяє тепло, що забезпечує роботу випарного апарата. Частина сокової пари кількістю  $W_2$  може бути відведена з установки і використана для інших виробничих цілей.

За енергетичною ефективністю випарна установка з термоінжектором еквівалентна трикорпусній випарці й потребує значно менших витрат на обладнання.

З метою одержання великої кількості прісної води, а також для одержання кристалічного хлориду калію широко використовують багатоступінчасті випарні установки адіабатного випарювання. У таких установках процеси випарювання води і концентрування розчину здійснюються в результаті самовипарювання перегрітої рі-





такту між киплячим розчином і поверхнею теплообміну та низькі витрати тепла на отримання прісної води. Основним недоліком установок адіабатного випарювання є порівняно високі капітальні витрати, в цьому разі зведені капітальні витрати зменшуються зі збільшенням потужності установок.

У зв'язку з різноманітністю фізико-хімічних властивостей випарюваних розчинів, різною організаційно-технологічною структурою і продуктивністю виробництва, використанням різноманітних теплоносіїв нині відомо понад 100 різновидів випарних апаратів, які класифікують за такими технологічними і конструктивними ознаками [9]:

- 1) принципом дії: апарати періодичної та безперервної дії;
- 2) видом використовуваного теплоносія: апарати з паровим, газовим, рідинним або електричним обігріванням;
- 3) способом організації руху і режиму циркуляції розчину: апарати з вільною природною циркуляцією, апарати з організованою природною циркуляцією, апарати з примусовою (вимушеною) циркуляцією, апарати плівкового типу;
- 4) конструктивною схемою з'єднання сепаратора і гріючої камери: апарати зі співвісним (блоковим) розміщенням, апарати з винесеною гріючою камерою, апарати з винесеною циркуляційною трубою;
- 5) орієнтацією поверхні нагрівання: апарати з вертикальним, горизонтальним і похилим розміщенням гріючої камери;
- 6) способом підведення тепла до розчину: апарати поверхневого типу, в яких тепло від гарячого теплоносія до розчину передається через фіксовану поверхню, та апарати контактного типу, в яких тепло до розчину підводиться в результаті безпосереднього контакту гарячого теплоносія (газу) з розчином.

Одними із найдавніших і використовуваних до цього часу є випарні апарати з природною циркуляцією розчину і співвісно вбудованою гріючою камерою (рис. 4.5). Найпростішим є випарний апарат з убудованою гріючою камерою і розміщеною в ній центральною циркуляційною трубою (рис. 4.5 а) [6, 7, 8, 18, 35].

Гріюча камера 1 складається з корпусу й пучка вертикальних кип'ятильних труб діаметром 25 мм × 2 мм, 38 мм × 2 мм або 57 мм × 3 мм і довжиною 2 000–3 000 мм, закріплених у трубних дошках. По центру гріючої камери розміщена циркуляційна труба 4 діаметром 150–1 200 мм. Над гріючою камерою змонтована сепараційна камера 2, призначена для відділення крапель і бризок розчину із сокової пари, що відводиться. Бризко-віддільник 3 виконується у вигляді камери інерційного або циклонного типу.

Гріюча пара подається в міжтрубний простір гріючої камери та конденсується в ній, під впливом виділеної теплоти конденсації розчин, що перебуває в трубах, нагрівається та закипає, парорідинна емульсія, яка утворилася в трубах, піднімається вгору і надходить до нижньої частини сепараційної камери.

Після відділення сокової пари концентрація розчину і, отже, його густина підвищуються, що сприяє опусканню розчину по центральній циркуляційній трубі в простір під нижню трубну решітку. Під час нагрівання розчину в трубах за рахунок піднімальної сили відбувається втягування його в кип'ятильні труби.

Таким чином, в апараті виникає природна циркуляція розчину в напрямку від кип'ятильних труб до центральної труби вгорі гріючої камери і по центральній трубі зверху вниз, а потім знизу від центральної циркуляційної труби до кип'ятильних труб та по кип'ятильних трубах знизу вгору.

В апаратах великої продуктивності встановлюють кілька циркуляційних труб (від 2 до 6) і розміщують їх по периферії гріючої камери. Кратність циркуляції розчину (відношення об'ємної витрати розчину через переріз кип'ятильних труб до об'ємної витрати вихідного розчину) у випарних апаратах із природною циркуляцією становить 20–30, для підвищення кратності циркуляції в центральній трубі може бути вмонтована пропелерна мішалка.

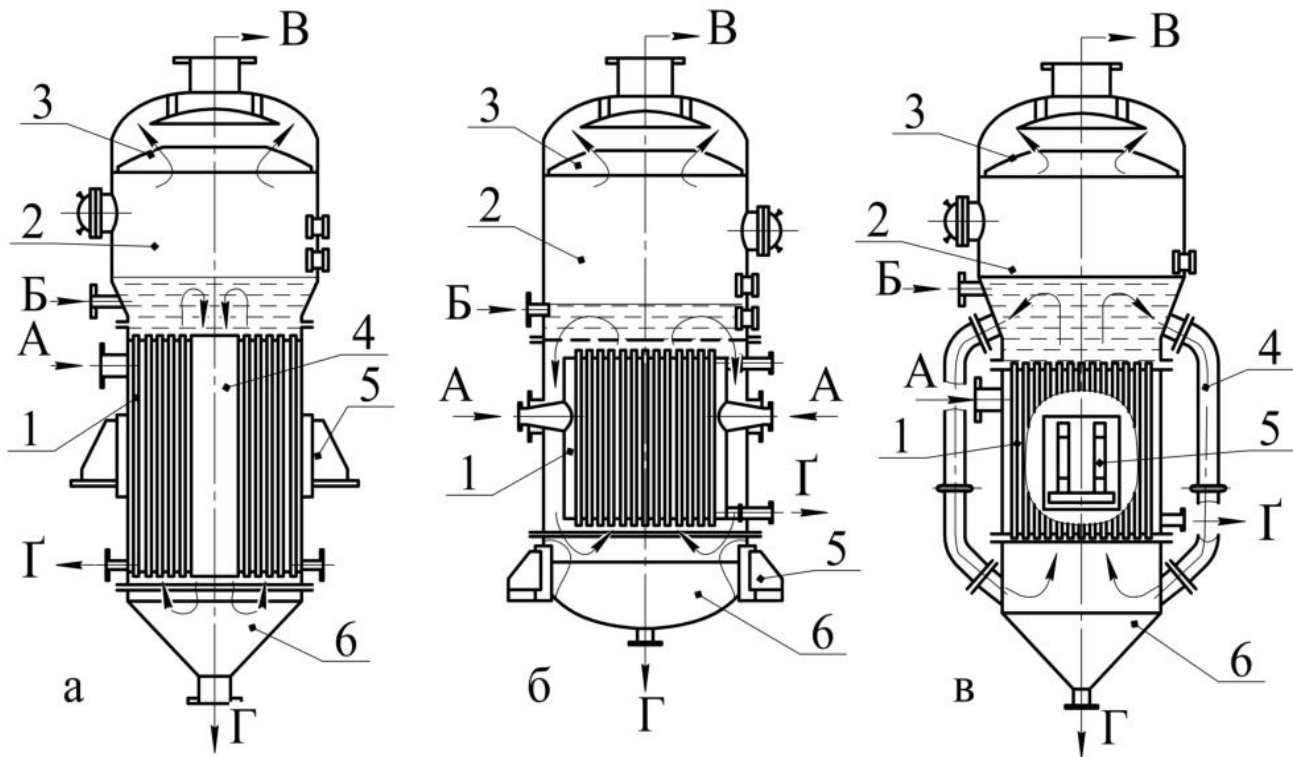


Рисунок 4.5 – Конструктивні схеми випарних апаратів із природною циркуляцією розчину і співвісно вбудованою гріючою камерою:

а – з центральною циркуляційною трубою; б – підвісною гріючою камерою; в – з винесеними циркуляційними трубами; А – подавання гріючої пари; Б – подавання вихідного розчину; В – відведення вторинної пари; Г – відведення випареного розчину; Г – вихід конденсату; 1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – бризковіддільник; 4 – циркуляційна труба; 5 – опора-лапа; 6 – днище

Для збільшення кратності циркуляції розчину були створені випарні апарати з підвісною гріючою камерою (рис. 4.5 б), розміщеною в центрі апарата з кільцевим зазором між корпусом і зовнішньою стінкою гріючої камери. Поперечний переріз кільцевого простору зазвичай близький до загального перерізу кип'ятильних труб. Циркуляція розчину в таких апаратах збільшується за рахунок додаткового охолодження розчину в кільцевому просторі, в цьому разі збільшується різниця густин розчину в кільцевому просторі та кип'ятильних трубах. Напрямок циркуляції розчину в таких апаратах відбувається від центра до периферії вгорі гріючої камери і по кільцевому простору зверху вниз, а потім знизу від периферії до центра та по кип'ятильних трубах знизу вгору. Гріюча камера в таких апаратах може вийматися для очищення й ремонту.

Ще більша кратність циркуляції розчину досягається в апаратах із природною циркуляцією і винесеними циркуляційними трубами, що взагалі не обігріваються (рис. 4.5 в). У таких апаратах кратність циркуляції розчину становить 50–80, швидкість руху розчину в кип'ятильних трубах підвищується до 1,5 м/с, що помітно збільшує інтенсивність випаровування води. Зазвичай кількість циркуляційних труб становить 2–4, сумарний переріз циркуляційних труб близький до загальної площі

поперечного перерізу кип'ятильних труб.

Інтенсивність циркуляції розчину в кип'ятильних трубах сприяє зменшенню швидкості інкрустації поверхні нагріву в разі, якщо концентрування розчину супроводжується частковою кристалізацією. Рушійною силою природної циркуляції є різниця гідростатичних тисків рідини (густина  $\rho_p$ ) в циркуляційній трубі або кільцевому просторі та парорідинної суміші (густина  $\rho_{cm}$ ) в кип'ятильних трубах, тобто  $\Delta P = (\rho_p - \rho_{cm}) \cdot g \cdot H$ , де  $H$  – висота циркуляційного контура. Отже, збільшення швидкості циркуляції розчину можливе подовженням кип'ятильних труб.

Це призвело до створення випарних апаратів із виносними гріючими камерами. Конструкції деяких типів сучасних випарних апаратів із природною циркуляцією розчину наведені на рисунку 4.6. Особливостями таких апаратів є застосування гріючих камер із довгими кип'ятильними трубами (3 000–7 000 мм), збільшення швидкості парорідинної суміші в кип'ятильних трубах до 1,5 м/с, застосування винесеної зони кипіння розчину, використання камери солевідділення під час випарювання розчинів, що кристалізуються [2, 6, 9, 10, 19].

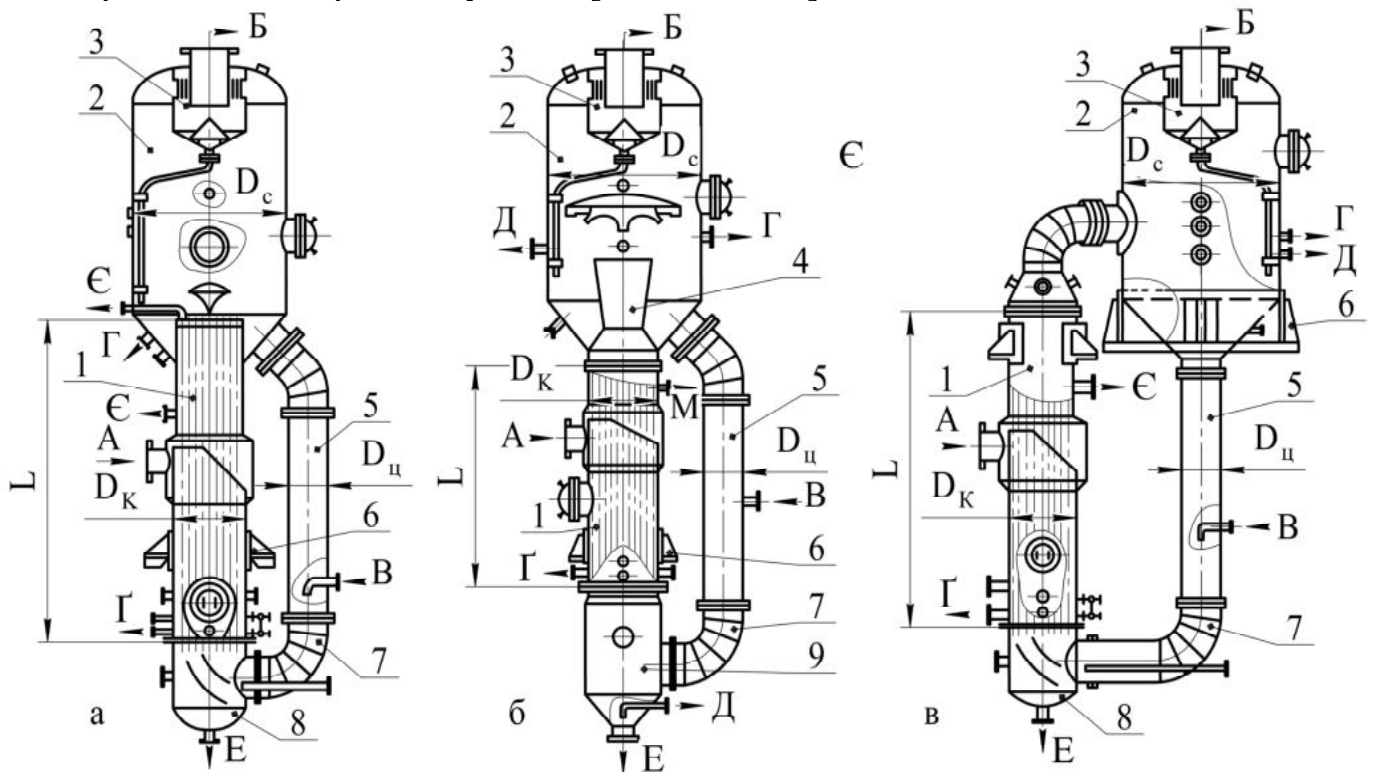


Рисунок 4.6 – Конструктивні схеми сучасних випарних апаратів із природною циркуляцією розчину:

- а – із співвісною гріючою камерою і кипінням розчину в трубах; б – із винесеною зоною кипіння і солевідділенням; в – із винесеною гріючою камерою; А – вхід гріючої пари; Б – вихід вторинної пари; В – вхід розчину; Г – вихід випареного розчину; Г – вихід конденсату; Д – відбирання проб; Е – зливання розчину; Є – здування газів, що не конденсуються; 1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – бризковіддільник; 4 – труба закипання; 5 – циркуляційна труба; 6 – опора; 7 – коліно; 8 – камера нижня поворотна; 9 – камера солевідділення

Випарний апарат із гріючою камерою 1, співвісно з'єднаною із сепаратором 2, і винесеною циркуляційною трубою 5 (рис. 4.6 а) в основному використовують для випарювання сольових розчинів, що не кристалізуються. Вихідний розчин подається в циркуляційну трубу 5, змішується з циркулюючим розчином, опускається вниз та надходить у кип'ятильні труби. У верхній частині труб розчин зикипає, сокова пара відводиться через бризковіддільник 3, випарений розчин виводиться із сепаратора

через патрубок Г.

Для посилення циркуляції розчину, зменшення можливості інкрустації труб над верхньою трубною решіткою встановлюють трубу закипання 4 (див. рис. 4.6 б), висота якої вибирається так, щоб за рахунок надлишкового гідростатичного тиску розчин лише перегрівався в гріючій камері відносно його температури насичення в сепараторі. Кипіння перегрітого розчину відбувається у верхній частині труби закипання. Важливе значення в цьому апараті має камера солевідділення 9, оскільки для нормальної роботи дуже важливо відокремити кристали з потоку циркулюючого розчину перед його входом у гріючу камеру.

Випарні апарати з винесеною гріючою камерою та співвісно розміщеною циркуляційною трубою (див. рис. 4.6 в) відрізняються дещо більшими габаритами, але гріючі камери тут більш доступні для очищення і ремонту. Істотною перевагою цих апаратів є також тангенціальне введення парорідинної суміші в сепаратор, що полегшує відділення сокової пари від крапель розчину.

Нерідко застосовують випарні апарати з двома виносними гріючими камерами, приєднаними до загального сепаратора. Перевагою таких апаратів, крім збільшеної поверхні нагрівання, є можливість відключення на робочому ходу однієї камери для її ремонту або заміни.

Технічні характеристики деяких типів випарних апаратів із природною циркуляцією розчину наведені в додатку Б (табл. Б.24–Б.26, рис. Б.32, Б.33).

У сучасних установках, призначених для виробництва мінеральних солей і добрив, переважного використання набули випарні апарати з примусовою циркуляцією розчину. В основному такі апарати застосовують при випарюванні в'язких розчинів та розчинів, що кристалізуються. Розчин, що випарюється, рухається в трубах гріючої камери з великою швидкістю (2–3 м/с), що забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі між стінкою і розчином (на рівні 2 500–5 000 Вт/(м<sup>2</sup> · К), що в 3–4 рази більше, ніж при природній циркуляції), практично виключає солевідкладення на внутрішній поверхні труб, дозволяє проводити процес випарювання за меншої різниці температур між парою, що конденсується, і розчином (в інтервалі 5–7 °С).

Для організації примусової циркуляції розчину використовують убудовані в апараті мішалки або винесені за межі апарата циркуляційні осьові насоси.

В апаратах із примусовою циркуляцією розчину кратність циркуляції становить 150–250, унаслідок цього розчин у кип'ятильних трубах перегрівается лише на 3–5 °С, закипання розчину в трубах не відбувається, тож у результаті паровміст розчину невеликий. Кипіння розчину відбувається у винесеній зоні, утвореній за рахунок установаження труби закипання над гріючою камерою.

Основними недоліками таких випарних апаратів є додаткова витрата енергії на роботу циркуляційного насоса, а також додаткові витрати праці на обслуговування ущільнювальних сальників насосів, що працюють за тяжких умов.

Деякі типи випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину наведені на рисунку 4.7. Конструктивно такі апарати поділяють на дві групи: 1) зі співвісною гріючою камерою; 2) з винесеною гріючою камерою [2, 6, 9, 10, 19].

Випарні апарати з примусовою циркуляцією розчину складаються з гріючої камери 1, сепараційної камери 2 з убудованим бризкоуловлювачем 3, труби закипання 4, опорної конструкції 5, коліна 6, циркуляційної труби 7, насоса 8 та нижньої камери 9. Відмінною особливістю апарата, наведеного на рисунку 4.7 а, є те, що він має верхній вузол солевідділення, що приводить до зменшення масової частки циркулюючих у розчині кристалів, зниження солевідкладення в кип'ятильних трубах і

дозволяє упарювати розчини, що виділяють великі об'єми твердої фази.

Конструкції співвісних гріючих камер апаратів на рисунку 4.7 а і б аналогічні конструкціям цього вузла в апаратах із природною циркуляцією розчину. До верхньої трубної решітки гріючої камери приєднана труба закипання, що запобігає кипінню розчину в кип'ятильних трубах. Циркуляція розчину в апаратах здійснюється по замкненому контуру: розчинний простір сепараційної камери – циркуляційна труба – циркуляційний насос – нижня камера – гріюча камера – труба закипання – розчинний простір сепараційної камери.

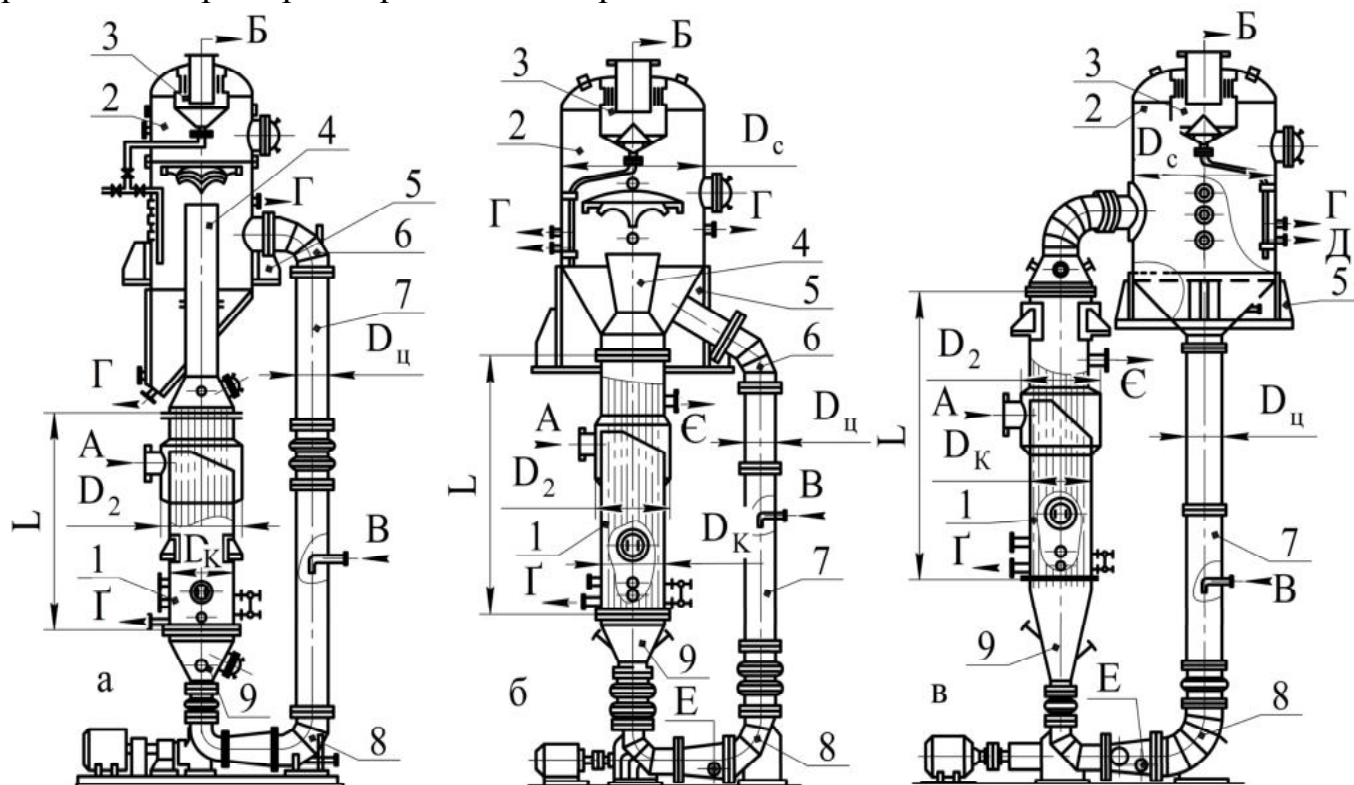


Рисунок 4.7 – Конструктивні схеми випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину: а – із співвісною гріючою камерою і солевідділенням; б – із співвісною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння; в – із винесеною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння; А – подавання гріючої пари; Б – вихід вторинної пари; В – подавання розчину; Г – відведення розчину; Г – вихід конденсату; Д – відбирання проб; Е – зливання розчину при спорожненні апарата; С – здування газів, що не конденсуються; 1 – гріюча камера; 2 – сепараційна камера; 3 – бризкоуловлювач; 4 – труба закипання; 5 – опора; 6 – коліно; 7 – циркуляційна труба; 8 – циркуляційний насос; 9 – нижня камера

Перегрійтий у гріючій камері розчин піднімається по трубі закипання і після досягнення тиску, що відповідає температурі насичення, закипає. Парорідинна суміш, що утворюється при цьому, розділяється в паровому просторі на вторинну пару і концентрований розчин. Вторинна пара після відділення в бризкоуловлювачі від дрібних крапель розчину залишає апарат через штуцер Б, а концентрований розчин виводиться з апарата через штуцер Г. Рівень розчину в апараті підтримується по верхній кромці труби закипання.

Гріюча пара подається в міжтрубний простір гріючої камери через штуцер А, віддає тепло розчину та у вигляді конденсату виводиться через штуцер Г.

Випарні апарати з винесеною гріючою камерою і винесеною зоною кипіння (рис. 4.7 в) зручні в експлуатації внаслідок більшої доступності гріючої камери для ремонту та очищення труб. Крім того, при тангенціальному введенні розчину в сепараційну камеру відбуваються більш повне відділення сокової пари і зменшення бризковинесення в паровий простір.



Технічні характеристики деяких типів випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину наведені в додатку Б (табл. Б.22, Б.23, рис. Б.30, Б.31).

Випарні апарати з природною або примусовою циркуляцією розчину за структурою руху в них рідини наближаються до моделей ідеального перемішування, тому час перебування окремих частин рідини в апараті різний (деяких – нескінченно великий). Це не дозволяє випарювати в них термолабільні розчини.

Для випарювання таких розчинів набули застосування плівкові апарати, в яких розчин рухається вздовж теплообмінної поверхні у вигляді тонкої плівки, внаслідок цього досягаються високі коефіцієнти тепловіддачі, а також відбувається випарювання розчину до високої концентрації за один прохід рідини по кип'ятильних трубах.

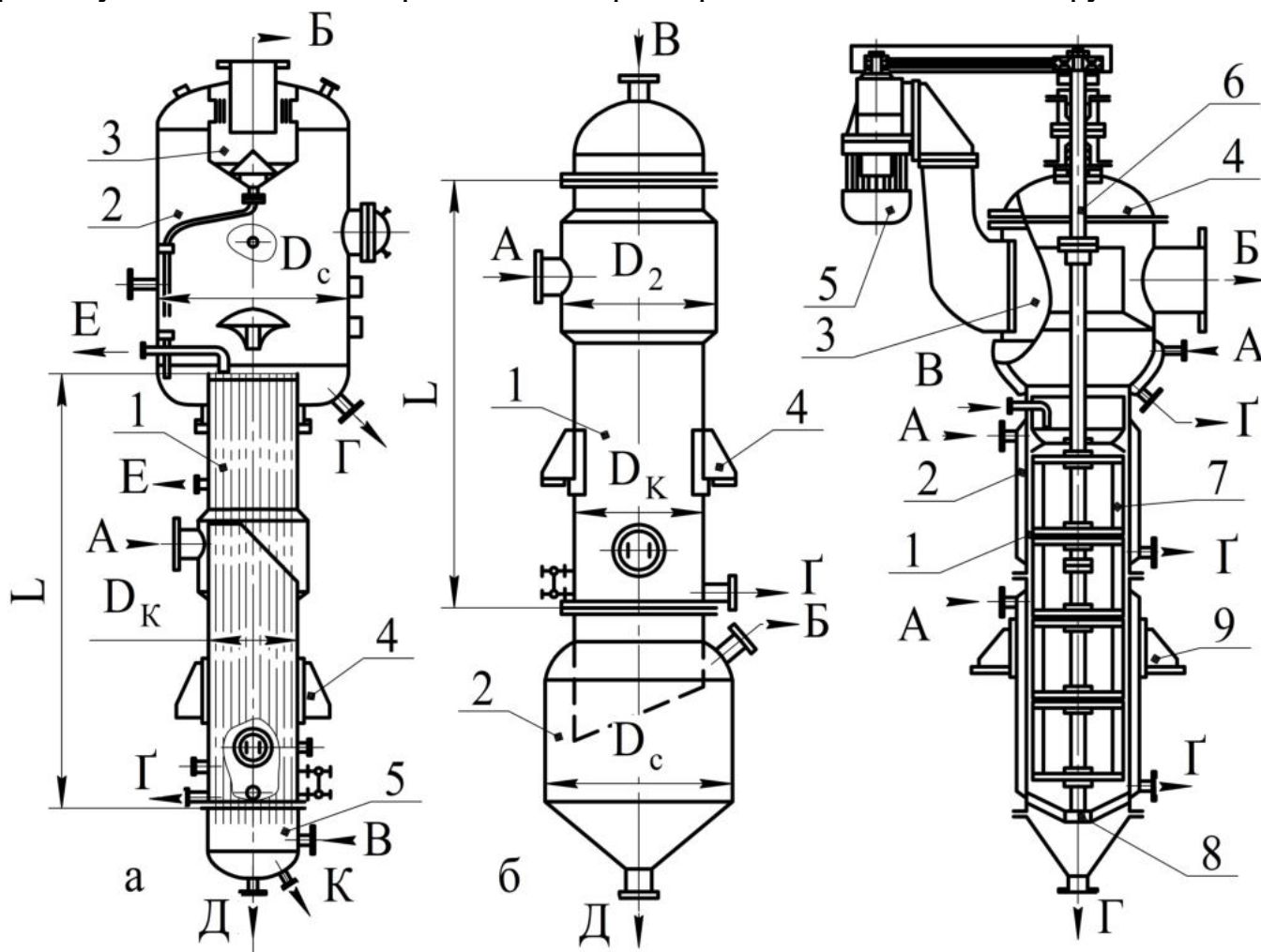


Рисунок 4.8 – Конструктивні схеми плівкових випарних апаратів із співвісною грійною камерою:

а – з висхідною плівкою; б – зі спадаючою плівкою;

А – подавання грійної пари; Б – вихід вторинної пари;

В – подавання початкового розчину; Г – відведення випареного розчину; Г – відведення конденсату; Д – зливання розчину;

Е – відведення газів, що не конденсуються; 1 – грійна камера; 2 – сепаратор; 3 – бризкоуловлювач; 4 – опора; 5 – днище

Рисунок 4.9 – Конструктивна схема роторно-плівкового випарного апарата:

А – подавання грійної пари; Б – вихід вторинної пари; В – подавання початкового розчину;

Г – відведення випареного розчину; Г – відведення конденсату; 1 – корпус; 2 – парова сорочка; 3 – сепаратор;

4 – кришка; 5 – електродвигун; 6 – ротор; 7 – лопаті ротора; 8 – опорний підшипник; 9 – опора

Переважно використовують випарні апарати з висхідною і спадаючою плівкою із співвісною або винесеною грійною камерою. У випарних апаратах із висхідною плівкою (рис. 4.8 а) випарюваний розчин заповнює кип'ятильні труби довжиною 5–9 м на



0,2–0,25 їх висоти. Під час кипіння розчину в трубах утворюється вторинна пара, що захоплює тонку плівку розчину і переміщує її вгору завдяки поверхневому тертю з великою швидкістю (15–20 м/с) по всій внутрішній поверхні труб. На цьому шляху розчин випарюється і в суміші зі вторинною парою на виході з кип'ятильних труб парорідинна суміш ударяється об поверхню горизонтально розміщеного вигнутого диска з вигнутими лопатками. Тут парорідинна суміш отримує обертальний рух, відкидається відцентровою силою до периферії, в результаті цього вторинна пара відокремлюється і, пройшовши через бризкоуловлювач у верхній частині сепаратора, видаляється; упарений розчин відводиться з нижнього простору сепаратора [2, 6, 9, 10, 19].

Плівкові випарні апарати зі спадаючою плівкою (див. рис. 4.8 б) використовують для випарювання високов'язких розчинів. Розчин подається під кришку гріючої камери, рівномірно розподіляється у вигляді плівки і випарюється на внутрішній поверхні кип'ятильних труб, плівка розчину разом із соковою парою відводиться знизу в сепаратор та розділяється. Недоліками трубчастих плівкових випарних апаратів є складність ремонту та очищення кип'ятильних труб, можливість їх інкрустації за наявності в розчині твердої фази.

Технічні характеристики деяких типів плівкових випарних апаратів наведені в додатку Б (табл. Б.27, Б.28, рис. Б.34, Б.35).

Для випарювання термолабільних, в'язких і пастоподібних розчинів широкого використання набули роторно-плівкові випарні апарати (див. рис. 4.9) [6, 10].

Такі апарати складаються з вертикального циліндричного корпусу 1, забезпеченого секціонованою нагрівальною сорочкою 2 для теплоносія, і співвісно розміщеного сепаратора 3. У середині корпусу розміщений ротор 6 у вигляді вертикального вала з насадженими на ньому лопатями 7. Ротору надає обертання (колова швидкість на кінці лопаті  $\sim 3$  м/с) електродвигун 5 через клинопасову передачу.

Вихідний розчин подається в апарат через штуцер В, підхоплюється лопатями, що обертаються, рівномірно розподіляється і стікає у вигляді тонкої плівки по внутрішній поверхні корпусу, що обігривається гріючою парою. Завдяки лопатям, що обертаються, забезпечується не лише рівномірне зрошення гріючої поверхні розчином, а й турбулізується сама плівка, що призводить до постійного оновлення її поверхні та зменшення товщини в'язкого примежового шару. Випарений розчин відводиться знизу через штуцер Г, сокова пара відводиться зверху через штуцер Б на конденсацію.

Енергія для процесу випарювання підводиться з потоком гріючої пари, який надходить в парову сорочку через штуцер А, віддає тепло, конденсується і виводиться у вигляді конденсату з апарата через штуцер Г.

Важливими перевагами роторно-плівкових випарних апаратів є: короткочасний контакт розчину з поверхнею нагріву, високі коефіцієнти теплопередачі, можливість випарювання не лише високов'язких, а й розчинів, що кристалізуються, аж до отримання сухого залишку (поверхня нагріву безперервно очищується лопатями). До недоліків цих апаратів відносять: обмежену продуктивність (поверхня нагріву не перевищує  $25 \text{ м}^2$ ), складність конструкції та відносно високу вартість.

З метою інтенсифікації випарювання агресивних розчинів (сірчана, фосфорна, соляна та інші кислоти, сульфати і хлориди деяких металів) широко використовують випарні установки заглибного горіння. У таких установках процес теплообміну між розчином і теплоносієм відбувається в результаті безпосереднього контакту диспергованих продуктів згоряння газоподібного палива з випарюваним розчином. Це дозволяє виключити з випарної установки теплообмінні апарати поверхневого типу, що зазнають інтенсивної корозії. Перевагою випарних апаратів заглибного горіння є

можливість їх виготовлення зі звичайної вуглецевої сталі. Однак необхідне, звісно, внутрішнє футерування такого апарата антикорозійними матеріалами – керамікою, графітом, гумою, пластмасами і т. ін. [6, 35].

Принцип роботи випарних апаратів заглибного горіння полягає в тому, що газоподібне паливо спалюється в пальнику, вихлопний патрубок якого занурений в упарюваний розчин. Гарячі димові гази розподіляються в розчині у вигляді пухирців та струменів і передають теплоту випарюваному розчину, а самі також насичуються паром. Водночас утворюється велика поверхня зіткнення фаз, забезпечується гарне перемішування розчину та інтенсифікується теплообмін. Утворена пароповітряна суміш відводиться в систему конденсації пари. Температура випарювання розчину трохи вища від температури його кипіння, тому температура відвідних газів близька до температури рідини. Серйозним недоліком випарних апаратів заглибного горіння є забруднення випарюваного розчину продуктами згоряння палива.

У типовому випарному апараті заглибного горіння (рис. 4.10 а), застосовуваному для випарювання розчинів солей, по центру корпусу 1 на кришці 2 змонтована заглибна труба 5, у якій розміщений газовий пальник 4. У нижній частині заглибної труби, обладнаної гратчастим барботером 6, проходить рівномірний розподіл димових газів по перерізу апарата. Парогазова суміш відводиться з апарата через бризкоуловлювач 3, суспензія викристалізованих солей відводиться через нижній патрубок, рівень розчину підтримується за допомогою зливальної труби 8.

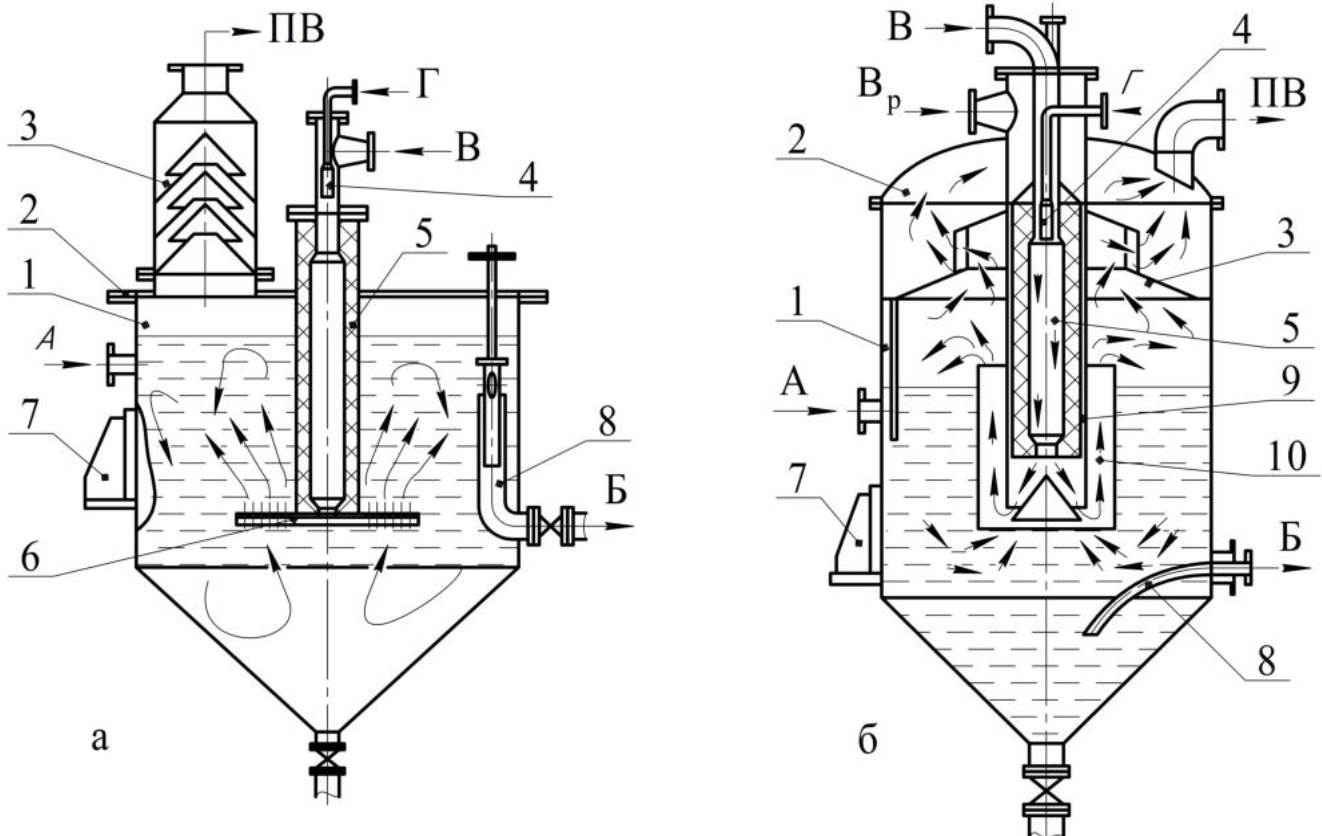


Рисунок 4.10 – Випарні апарати з центральним заглибним пальником:

а – з природною циркуляцією розчину; б – з організованою циркуляцією розчину; А – подавання вихідного розчину; Б – відведення випареного розчину; В – подавання повітря; В<sub>р</sub> – подавання повітря на розведення димових газів; Г – подавання палива; ПВ – відведення пароповітряної суміші; 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – бризкоуловлювач; 4 – газовий пальник; 5 – заглибна труба; 6 – барботер; 7 – опора; 8 – труба відбирання випареного розчину; 9 – труба змішування; 10 – циркуляційна труба

При використанні барботера в апараті не забезпечується досить інтенсивної циркуляції розчину в периферичних зонах, тому розроблено апарат із центральною циркуляційною трубою (рис. 4.10 б), що забезпечує спрямовану циркуляцію розчину навколо труби 10, часткове захоплення та залучення дрібних частинок у циркуляційні потоки, що сприяє росту і збільшенню кристалів.

У науково-дослідних інститутах УкрНДІХіммаш та НІОХім розроблені та випробувані випарні апарати з двома і трьома заглибними пальниками, розміщеними в циркуляційних трубах різної довжини. Труби змонтовані на периферії циліндричного апарата і розміщені діаметрально протилежно (рис. 4.11 а), рівномірно по колу (рис. 4.11 б) або зі зміщеними в один бік газовими пальниками (рис. 4.11 в). Найбільш рівномірної та ефективної циркуляції розчину досягають при розміщенні пальників по колу під кутом  $120^\circ$  (рис. 4.11 б).

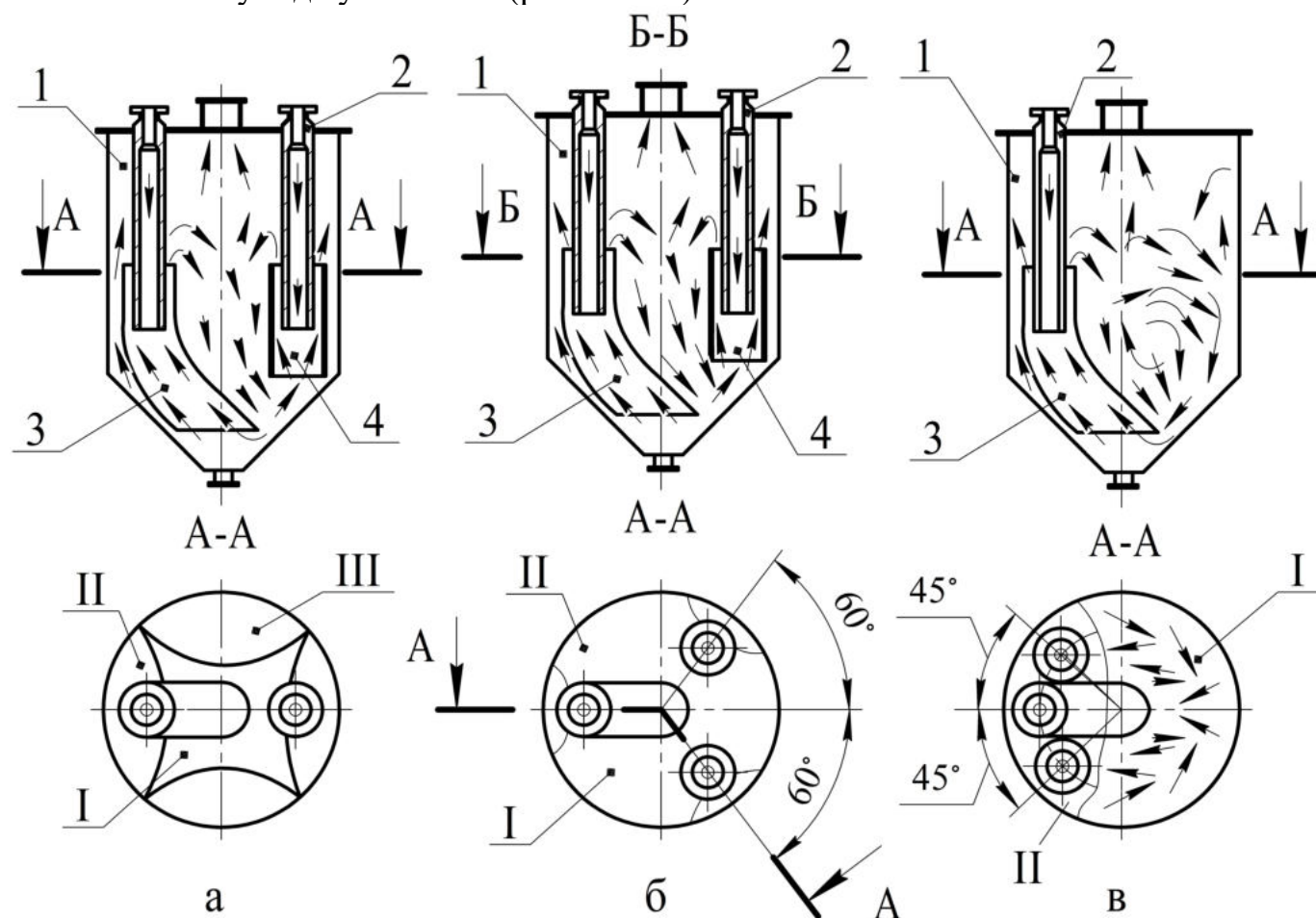


Рисунок 4.11 – Схеми циркуляції розчину у випарних апаратах заглибного горіння: а – з двома діаметрально розміщеними пальниками; б – із трьома рівномірно розміщеними пальниками; в – із трьома зміщеними в один бік пальниками; I – зона циркуляції, в якій потік розчину спрямований униз; II – зона циркуляції, в якій потік розчину спрямований угору; III – зона рециркуляції розчину; 1 – корпус апарата; 2 – заглибний пальник; 3, 4 – циркуляційна труба

Випарний апарат повинен задовольняти технологічні та загальноконструктивні вимоги і мати оптимальні технічні й техніко-економічні показники [9].

До технологічних вимог належать можливість додержання необхідного режиму (температура, тиск, час перебування розчину в апараті), отримання продукту необхідної якості й необхідної концентрації, чутливість до зміни навантажень та ін.

До загальноконструктивних вимог належать простота та компактність апарата, надійність у роботі, технологічність виготовлення, монтажу і ремонту, зручність очи-

щення, можливість зосередження великої поверхні теплопередачі в одиниці об'єму.

До оптимальних технічних і техніко-економічних показників відносять високу інтенсивність теплопередачі, малу вагу, невисоку вартість одного квадратного метра поверхні нагрівання, невисоку вартість експлуатації.

Між окремими факторами, що впливають на вибір конструкції апарата, можуть бути суперечності. Так, наприклад, вимога про досягнення високої інтенсивності теплопередачі в апаратах із багаторазовою циркуляцією пов'язана зі збільшенням швидкості циркуляції, але це досягається або підвищенням параметрів гріючої пари або застосуванням примусової циркуляції. В обох випадках вартість енергії, що витрачається на випарювання, збільшується. У таких випадках необхідні техніко-економічні розрахунки.

Різноманітність конструкцій випарних апаратів, широка галузь їх застосування вимагають своєрідної систематизації цих апаратів. Із цією метою різні випарні апарати об'єднують у групи, що характеризуються певним комплексом ознак.

Як приклад, у таблиці 4.1 [6] наведено класифікацію промислових випарних апаратів, в основу якої покладено такі ознаки: спосіб передавання тепла від теплоносія до розчину, організація руху розчину і спільність конструктивних рішень.

Таблиця 4.1 – Класифікація випарних апаратів промислового призначення

Передавання тепла через стінку									Передавання тепла прямим контактом			
апарати з природною циркуляцією I			апарати з примусовою циркуляцією II			плівкові апарати III			апарати заглибного горіння IV		краплинні концентратори V	
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	1	2
Із співвісною гріючою камерою без солевідділення	Із співвісною гріючою камерою із солевідділенням	Із винесеною гріючою камерою	Із співвісною гріючою камерою	Із винесеною гріючою камерою	Із зміщеною циркуляцією і трубою скипання	Із висхідною плівкою	Із спадаючою плівкою	Із формованою плівкою (роторні)	Із внутрішнім контуром циркуляції	Із зовнішнім контуром циркуляції	Типу «Вентурі»	Типу «Скрубер»

Ця класифікація досить проста, наочна, охоплює велику кількість апаратів, проте вона не дає відповіді на запитання: як конструкція випарного апарата пов'язана з властивостями упарюваного розчину, тобто не визначені галузі застосування того чи іншого випарного апарата.

Дуже вдалою є класифікація (табл. 4.2) [2, 9, 19, 36] випарних апаратів загального призначення, основною ознакою якої є галузь застосування.

Наведені класифікації випарних апаратів не є всеосяжними, але вони найбільшою мірою відображають сучасні конструкції випарного обладнання.

Таблиця 4.2 – Класифікація випарних апаратів за призначенням

Тип	Номер рисунок	Різнovid	Розміщення		Перевага	Недолік	Основне призначення
			Гріючої камери	зони кипіння			
I	Рис. 4.6 а, рис. Б.33 а	Природна циркуляція	Співвісна	У трубах гріючої камери	Висока інтенсивність теплопередачі	Можливість інкрустації поверхні	Упарювання розчинів, що не утворюють осаду на гріючій поверхні
							Упарювання розчинів, що утворюють на гріючій поверхні розчинний осад
			Винесена	У трубах гріючої камери			Упарювання розчинів, що не утворюють осаду на гріючій поверхні, та спінюваних розчинів
							Упарювання розчинів, що утворюють на гріючій поверхні нерозчинний осад
II	Рис. 4.6 б, рис. Б.32	Природна циркуляція	Співвісна	У трубах гріючої камери	Висока інтенсивність теплопередачі	Можливість інкрустації поверхні	Упарювання розчинів, що не утворюють осаду на гріючій поверхні
							Упарювання розчинів, що утворюють на гріючій поверхні розчинний осад
III	Рис. 4.7 б, рис. Б.31	Примусова циркуляція	Співвісна	Винесена	Відсутня інкрустація поверхні	Додаткова витрата енергії на роботу насоса	Упарювання в'язких розчинів і розчинів, що утворюють на гріючій поверхні розчинний осад
							Упарювання в'язких розчинів і розчинів, що утворюють на гріючій поверхні нерозчинний осад
IV	Рис. Б.30	Примусова циркуляція	Винесена	Співвісна	Відсутня інкрустація поверхні	Додаткова витрата енергії на роботу насоса	Упарювання в'язких розчинів і розчинів, що утворюють на гріючій поверхні нерозчинний осад
							Упарювання в'язких розчинів і розчинів, що утворюють на гріючій поверхні нерозчинний осад
V	Рис. 4.8 а, рис. Б.34	Із висхідною плівкою	Співвісна	У трубах гріючої камери	Відсутній розподільник рідини по трубах	Підвищені довжина труб і висота апарата в цілому	Упарювання спінюваних розчинів і розчинів, чутливих до високих температур
							Упарювання спінюваних розчинів і розчинів, чутливих до високих температур
VI	Рис. Б.35	Зі спадаючою плівкою	Винесена	У трубах гріючої камери	Фіксований час перебування розчину в апараті	Підвищені довжина труб і висота апарата в цілому	Упарювання спінюваних розчинів і розчинів, чутливих до високих температур
							Упарювання спінюваних розчинів і розчинів, чутливих до високих температур
VII	Рис. 4.9	Роторно-плівкові апарати	-	-	Можливість випарювання розчинів до отримання сухого осаду	Додаткова витрата енергії. Складність конструкції	Упарювання дуже в'язких розчинів або до твердого стану
							Упарювання дуже в'язких розчинів або до твердого стану
VIII	Рис. 4.10	Апарати загального горіння	-	-	Велика міжфазова поверхня між газом і рідиною	Необхідність внутрішнього футерування антикорозійними матеріалами	Упарювання агресивних розчинів
							Упарювання агресивних розчинів

#### 4.1. Матеріальні та теплові баланси випарної установки

Метою технологічного розрахунку випарної установки є визначення витрат випареного розчину за заданих початкової та кінцевої концентрацій, витрат випареної води та витрат гріючої пари для забезпечення нормальної роботи установки. На рисунку 4.12 показані матеріальні й теплові потоки однокорпусної (а) та багатокорпусної (б) випарної установки, що дозволяють розраховувати кількість випареної води, концентрації упареного розчину і витрати гріючої пари.

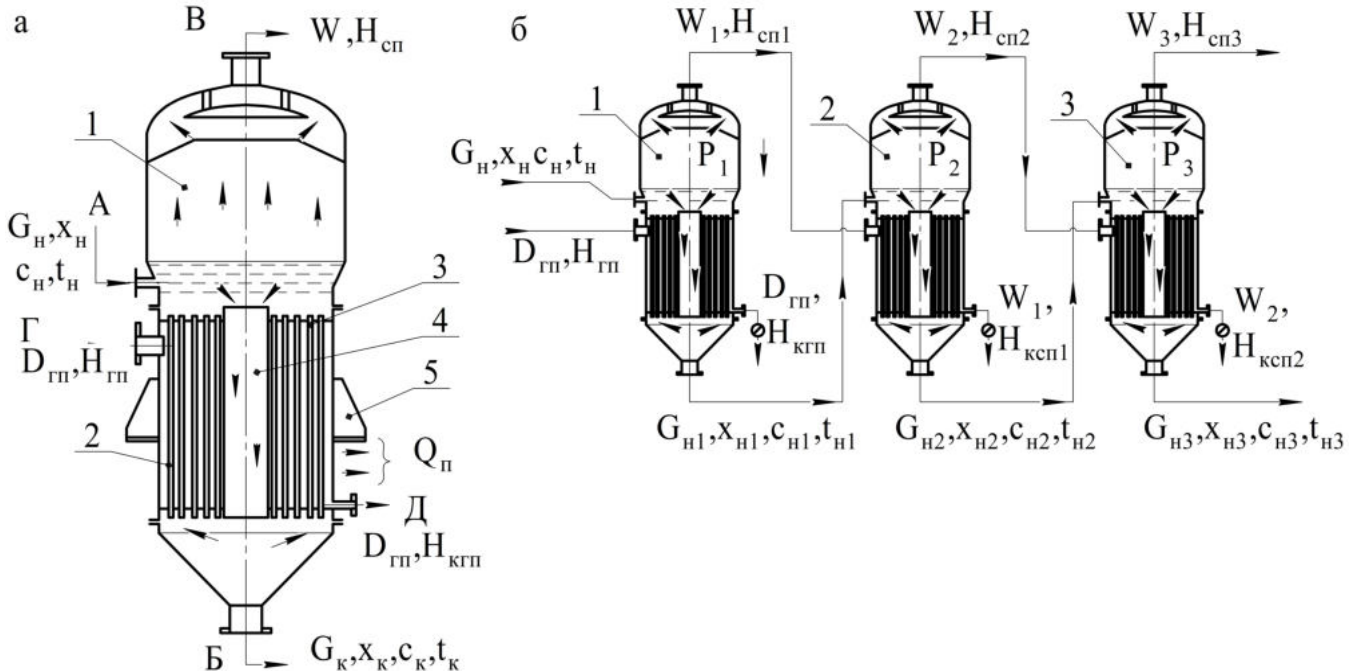


Рисунок 4.12 – Схема матеріальних і теплових потоків випарної установки: а – однокорпусної; б – трикорпусної з прямотечійним живленням; А – вихідний розчин; Б – випарений розчин; В – сокова пара; Г – гріюча пара; Д – конденсат гріючої пари; 1 – сепаратор; 2 – гріюча камера; 3 – кип’ятильні труби; 4 – циркуляційна труба; 5 – опора

Нехай до випарного апарата (рис. 4.12 а) надходить вихідний розчин кількістю  $G_n$  із початковою концентрацією  $x_n$ , теплоємність розчину дорівнює  $c_n$ , температура розчину відповідно дорівнює  $t_n$ . Випарений розчин кінцевої концентрації  $x_k$  відводиться з апарата кількістю  $G_k$  за температури  $t_k$  із теплоємністю  $c_k$ . Із сепараційної камери апарата відводиться сокова пара кількістю  $W$  [6].

У процесі випарювання розчинена речовина весь час залишається в розчині, тобто кількість розчиненої речовини в розчині залишається незмінною. Система рівнянь матеріального балансу однокорпусного випарювання містить такі залежності:

– рівняння матеріального балансу потоків вихідного розчину та одержаних продуктів (упареного розчину і випареної води)

$$G_n = G_k + W ; \quad (4.1)$$

– рівняння матеріального балансу щодо розчиненої речовини у вихідному і випареному розчинах

$$G_c = G_n \cdot x_n = G_k \cdot x_k ; \quad (4.2)$$

– рівняння матеріального балансу щодо розчинника у вихідному розчині та отриманих продуктах випарювання

$$G_w = G_n \cdot (1 - x_n) = G_k \cdot (1 - x_k) + W . \quad (4.3)$$

Підставивши формулу (4.1) у рівняння (4.2), одержимо залежності щодо кількості випареної води



$$W = G_H \cdot \left(1 - \frac{x_H}{x_K}\right) = G_K \cdot \left(\frac{x_K}{x_H} - 1\right) \quad (4.4)$$

і концентрації випареного розчину

$$x_K = \frac{G_H \cdot x_H}{G_K} = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W}. \quad (4.5)$$

Тепловий баланс випарної установки складають для визначення теплового навантаження випарних апаратів і витрати гріючої пари.

Статті надходження тепла в процесі однокорпусного випарювання (рис. 4.12 а):

– надходження тепла з початковим розчином

$$Q_H = G_H \cdot c_H \cdot t_H; \quad (4.6)$$

– надходження тепла з гріючою парою

$$Q_{zn} = D_{zn} \cdot H_{zn}. \quad (4.7)$$

Статті витрат тепла в процесі однокорпусного випарювання:

– витрата тепла з випареним розчином, що відводиться з апарата

$$Q_K = G_K \cdot c_K \cdot t_K; \quad (4.8)$$

– витрата тепла із соковою парою

$$Q_{cn} = W \cdot H_{cn}; \quad (4.9)$$

– витрата тепла з конденсатом гріючої пари

$$Q_{kzn} = D_{zn} \cdot H_{kzn}; \quad (4.10)$$

– витрата тепла на концентрування розчину (на дегідратацію)  $Q_{кон}$ ;

– теплові втрати в доквілля  $Q_n$ .

У рівняннях (4.6)–(4.10) позначено:  $D_{zn}$  – витрата гріючої пари;  $H_{zn}$  – ентальпія гріючої пари;  $H_{cn}$  – ентальпія сокової пари;  $H_{kzn}$  – ентальпія конденсату гріючої пари.

Порівнявши статті надходження і витрат тепла, одержимо рівняння теплового балансу процесу однокорпусного випарювання:

$$G_H \cdot c_H \cdot t_H + D_{zn} \cdot H_{zn} = G_K \cdot c_K \cdot t_K + W \cdot H_{cn} + D_{zn} \cdot H_{kzn} + Q_{кон} + Q_n. \quad (4.11)$$

Теплота дегідратації  $Q_{кон}$  є витратою тепла на підвищення концентрації розчину, вона дорівнює за величиною і протилежна за знаком теплоті розведення розчину. Тобто якщо при розведенні розчину виділяється тепло, то при його концентруванні тепло поглинається. Зазвичай теплота дегідратації невелика і тому не враховується [18].

Оскільки вихідний розчин – це суміш упареного розчину і випареної води, можна записати:  $G_H \cdot c_H \cdot t_H = G_K \cdot c_K \cdot t_K + W \cdot c_v \cdot t_K$ , звідси  $G_K \cdot c_K \cdot t_K = G_H \cdot c_H \cdot t_H - W \cdot c_v \cdot t_K$ , де  $c_v$  – питома теплоємність води, Дж/(кг · К).

Підставивши значення  $G_K \cdot c_K \cdot t_K$  у формулу (4.11) і знехтувавши теплотою дегідратації, одержимо рівняння теплового навантаження випарного апарата

$$Q = D_{zn} \cdot (H_{zn} - H_{kzn}) = G_H \cdot c_H \cdot (t_K - t_H) + W \cdot (H_{cn} - c_v \cdot t_K) + Q_n. \quad (4.12)$$

Ліва частина цього рівняння показує кількість теплоти, що виділяється у випарному апараті під час конденсації гріючої пари. Права частина показує, на що ця теплота витрачається: перший доданок – витрата теплоти на нагрівання вихідного розчину від початкової температури до температури кипіння; другий доданок – витрата теплоти на випаровування розчинника за температури кипіння; третій доданок – витрата теплоти на компенсацію теплових втрат у доквілля ( $Q_n$  становлять 5–7 % від тепла, що корисно витрачається в процесі випарювання) [35].

Оскільки конденсат гріючої пари зазвичай відводиться за температури кон-

денсації та відповідно різниця ентальпій ( $H_{2n} - H_{к2n}$ ) дорівнює питомій теплоті конденсації гріючої пари  $r_{2n}$ , а для сокової пари різниця ентальпій ( $H_{cn} - c_v \cdot t_k$ ) приблизно дорівнює питомій теплоті пароутворення  $r_{nap}$  за тиску в сепараторі, то рівняння (4.12) можна записати в такому вигляді:

$$Q = D_{2n} \cdot r_{2n} = G_H \cdot c_H \cdot (t_k - t_H) + W \cdot r_{nap} + Q_n. \quad (4.13)$$

Якщо врахувати теплові витрати кількістю 5 % [6] від корисно витраченого тепла, то витрату гріючої пари для проведення процесу в однокорпусній випарній установці можна визначити за формулою

$$D_{2n} = \frac{1,05 \cdot (G_H \cdot c_H \cdot (t_k - t_H) + W \cdot r_{nap})}{r_{2n}}. \quad (4.14)$$

Для зменшення витрати гріючої пари при випарюванні розчину випарний апарат варто ретельно ізолювати, а вихідний розчин перед подаванням у випарний апарат варто підігрівати, використовуючи теплоту конденсації сокової пари.

Для енергетичного та економічного оцінювання ефективності роботи випарних апаратів використовують показник, який називають **питомою витратою гріючої пари** – витратою гріючої пари на один кг випарюваної в цьому разі води:

$$d_{2n} = \frac{D_{2n}}{W}. \quad (4.15)$$

Якщо знехтувати втратами теплоти в довкілля (за високої якості теплової ізоляції випарного апарата), а також якщо припустити, що розчин надходить на випарювання за температури кипіння в апараті ( $t_H = t_k$ ), то з урахуванням формули (4.14) питома витрата гріючої пари становитиме

$$d_{2n} = \frac{r_{nap}}{r_{2n}}. \quad (4.16)$$

Якщо як гріючу пару використовують насичену водяну пару й упарюється водний розчин, то приблизно  $r_{nap} \approx r_{2n}$ . Це означає, що на випарювання 1 кг розчинника витрачається приблизно 1 кг гріючої пари, тобто  $d_{2n} \approx 1$ . Реально в однокорпусних випарних установках питома витрата гріючої пари становить 1,05–1,15 кг пари на 1 кг випареної води [6, 35].

Рівняння матеріальних і теплових балансів для багатокорпусних випарних установок (див. рис. 4.12 б) являють собою системи рівнянь, записаних для кожного корпусу окремо [6]. Рівняння матеріального балансу дозволяють визначити:

– загальну кількість випареної води в установці

$$W = G_H \cdot \left(1 - \frac{x_H}{x_K}\right) = G_K \cdot \left(\frac{x_K}{x_H} - 1\right) = W_1 + W_2 + \dots + W_i + \dots + W_n = \sum_{i=1}^n W_i; \quad (4.17)$$

– концентрацію випареного розчину на виході з кожного окремого корпусу за умови, що відомий закон розподілу випареної води за корпусами:

$$\begin{aligned}
x_{\kappa 1} &= \frac{G_H \cdot x_H}{G_{\kappa 1}} = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1}, \\
x_{\kappa 2} &= \frac{G_H \cdot x_H}{G_{\kappa 2}} = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - (W_1 + W_2)}, \\
&\dots\dots\dots \\
x_{\kappa i} &= \frac{G_H \cdot x_H}{G_{\kappa i}} = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - (W_1 + W_2 + \dots + W_i)}, \\
&\dots\dots\dots \\
x_{\kappa} &= \frac{G_H \cdot x_H}{G_{\kappa}} = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - (W_1 + W_2 + \dots + W_i + \dots + W_n)},
\end{aligned} \tag{4.18}$$

де  $i$  – порядковий номер корпусу;  $n$  – число корпусів;  $W_1, W_2, \dots, W_i, \dots, W_n$  – кількість випареної води за корпусами;  $G_{\kappa 1}, G_{\kappa 2}, \dots, G_{\kappa i}$  – кількість упареного розчину після кожного з корпусів.

Розподіл випареної води за корпусами прямоотечійної установки виконують попередньо на основі таких рекомендацій [6, 9]:

- для двокорпусної установки  $W_1:W_2 = 1,0:1,17$ ;
- для трикорпусної установки  $W_1:W_2:W_3 = 1,0:1,1:1,2$ ;
- для чотирикорпусної установки  $W_1:W_2:W_3:W_4 = 1,0:1,08:1,17:1,25$ .

Для протитечійних установок співвідношення будуть оберненими.

Виходячи з цього, кількість випарюваної води за корпусами буде відповідати (наприклад, для трикорпусної прямоотечійної установки):

$$\begin{aligned}
W_1 &= \frac{W \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2} \approx 0,303 \cdot W, \\
W_2 &= \frac{W \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2} \approx 0,333 \cdot W, \\
W_3 &= \frac{W \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2} \approx 0,364 \cdot W.
\end{aligned} \tag{4.19}$$

Система рівнянь теплового балансу багатокорпусного випарювання дозволяє визначити теплові навантаження кожного корпусу і витрату гріючої пари для забезпечення нормальної роботи установки.

Якщо не враховувати теплоти дегідратації та відбору екстрапари, але врахувати, що перший корпус обігрівается свіжою гріючою парою, а сокова пара попередніх корпусів використовується як гріюча в наступних корпусах (див. рис. 4.12 б), то на базі рівняння (4.12) можна скласти систему рівнянь теплового балансу багатокорпусної випарної установки (наприклад, для трикорпусної прямоотечійної установки):

– для першого корпусу, що обігрівается свіжою гріючою парою,

$$Q_1 = D_{en} \cdot (H_{en} - H_{\kappa 2n}) = G_H \cdot c_H \cdot (t_{\kappa 1} - t_H) + W_1 \cdot (H_{cn1} - c_v \cdot t_{\kappa 1}) + Q_{n1}, \tag{4.20}$$

– для другого корпусу, що обігрівается соковою парою першого корпусу,

$$Q_2 = W_1 \cdot (H_{cn1} - H_{\kappa cn1}) = G_{\kappa 1} \cdot c_{\kappa 1} \cdot (t_{\kappa 2} - t_{\kappa 1}) + W_2 \cdot (H_{cn2} - c_v \cdot t_{\kappa 2}) + Q_{n2}, \tag{4.21}$$

– для третього корпусу, що обігрівается соковою парою другого корпусу,

$$Q_3 = W_2 \cdot (H_{cn2} - H_{\kappa cn2}) = G_{\kappa 2} \cdot c_{\kappa 2} \cdot (t_{\kappa 3} - t_{\kappa 2}) + W_3 \cdot (H_{cn3} - c_v \cdot t_{\kappa 3}) + Q_{n3}, \tag{4.22}$$

де  $G_{\kappa 1}, G_{\kappa 2}$  – масові витрати випареного розчину після відповідного корпусу;  $c_{\kappa 1}, c_{\kappa 2}, c_{\kappa 3}$  – теплоємності випареного розчину після відповідного корпусу;  $t_{\kappa 1}, t_{\kappa 2}, t_{\kappa 3}$  – температури розчину після відповідного корпусу;  $H_{cn1}, H_{cn2}, H_{cn3}$  – ентальпія сокової па-



числена за формулою [37]:

$$c_p = c_e + (B_1 + B_2 \cdot x + B_3 \cdot t + B_4 \cdot t^2) \cdot x, \quad (4.27)$$

де  $B_1, B_2, B_3, B_4$  – коефіцієнти, наведені в таблиці 4.4;  $c_e$  – теплоємність води, що може бути розрахована за формулою

$$c_e = 4223,6 + 2,476 \cdot t \cdot \lg(t/100). \quad (4.28)$$

Для переважної більшості розчинів питома теплоємність не підлягає правилу адитивності, в цьому разі відхилення тим більше, чим вища концентрація розчину. На практиці для визначення питомої теплоємності розчинів користуються дослідними даними, наведеними у фізико-хімічних довідниках. На рисунку 4.13 наведені графічні залежності питомої теплоємності розчинів деяких речовин від масової концентрації розчиненої речовини [36].

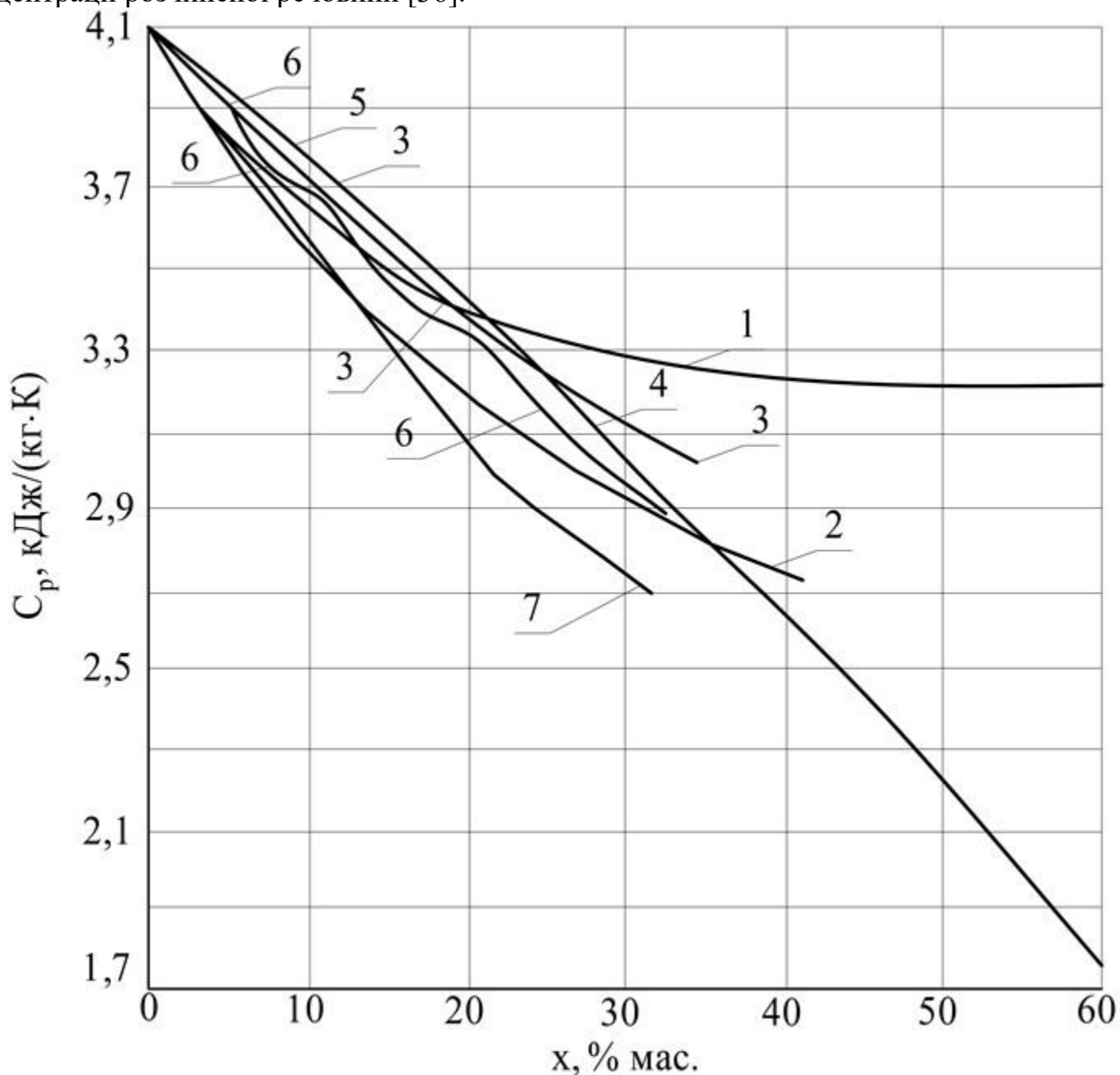


Рисунок 4.13 – Питома теплоємність водних розчинів деяких речовин залежно від концентрації за температури 20 °C: 1 – NaOH; 2 – KOH; 3 – (NH<sub>4</sub>)<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>; 4 – NaNO<sub>3</sub>; 5 – NH<sub>4</sub>NO<sub>3</sub>; 6 – K<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>; 7 – CaCl<sub>2</sub>

Таблиця 4.4 – Значення коефіцієнтів рівняння (4.27)

Розчинена речовина		$-B_1$	$B_2$	$B_3$	$-B_4 \cdot 10^3$
Гідроксид калію	KOH	5 343,49	2 356,87	10,43	4,76
Гідроксид натрію	NaOH	5 297,21	6 942,68	14,84	14,15
Карбонат калію	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	5 086,14	2 161,24	6,62	5,51
Карбонат натрію	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	4 187,41	4 760,10	6,66	8,25
Нітрат амонію	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	3 287,70	1 136,94	-0,81	-6,50
Нітрат калію	KNO <sub>3</sub>	4 293,94	2 585,00	-3,69	5,26
Нітрат натрію	NaNO <sub>3</sub>	3 369,37	2 213,59	-0,30	91,95
Сульфат амонію	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	4 663,14	2 938,54	5,52	7,43
Сульфат магнію	MgSO <sub>4</sub>	6 277,71	9 435,90	12,00	7,90
Сульфат міді	CuSO <sub>4</sub>	5 100,71	1 967,28	15,46	-16,69
Сульфат натрію	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	5 364,78	5 043,73	13,45	24,10
Хлорид амонію	NH <sub>4</sub> Cl	5 087,59	3 829,86	5,61	17,89
Хлорид калію	KCl	5 230,02	2 939,03	-0,21	16,52
Хлорид кальцію	CaCl <sub>2</sub>	6 497,23	5 563,05	6,36	17,92
Хлорид магнію	MgCl <sub>2</sub>	6 530,30	4 804,79	5,64	19,79
Хлорид натрію	NaCl	5 479,43	7 878,33	3,14	23,35

#### 4.2. Температурний режим випарної установки і температурні втрати

Процес випарювання розчинів проходить із певною швидкістю утворення вторинної пари під дією рушійної сили – **корисної різниці температур** – різниці між температурою конденсації гріючої пари і температурою кипіння розчину [1, 6, 10]:

$$\Delta t_{кор} = t_{zn} - t_k \quad (4.29)$$

Під дією корисної різниці температур відбувається процес теплопередачі від гріючої пари до киплячого розчину через стінку кип'ятільних труб, а також забезпечується необхідна інтенсивність випару води з розчину. Зазвичай корисну різницю температур для випарних апаратів із природною циркуляцією розчину вибирають на рівні не менше ніж 7–10 °С, для апаратів із примусовою циркуляцією розчину – на рівні не менше ніж 5–7 °С. За більш високих значень корисної різниці температур збільшується інтенсивність кипіння, підвищується паровміст киплячого розчину, зростає бризковинесення, розчини можуть спінюватися [6].

Різницю між температурою конденсації гріючої пари і температурою сокової пари називають **загальною різницею температур** [1, 6, 10, 35]:

$$\Delta t_{заг} = t_{zn} - t_{cn} \quad (4.30)$$

До основних характеристик температурного режиму випарних установок відносять такі взаємозв'язані величини: температури первинної пари за корпусами; температури кипіння розчину за корпусами; температури сокової пари за корпусами.

З температурним режимом пов'язані всі інші етапи теплового розрахунку випарних установок. Найбільш важливе значення в цьому разі мають такі обставини [8]:

1. Сумарна корисна різниця температур значною мірою визначає продуктивність діючої випарної установки.
2. Розподіл корисної різниці температур між корпусами істотно впливає на розміри окремих корпусів випарної установки і на співвідношення між ними.
3. Досягнення певних температур вторинних парів повинно забезпечити раці-



ональний відбір пари з корпусів випарної установки.

4. Підтримання відповідних температур кипіння розчину повинне забезпечити додержання вимог технологічного режиму до якості продукту.

Основу розрахунку температурного режиму випарної установки становить насамперед оцінювання температурних втрат під час випарювання [8].

Відомо, що пружність пари чистого розчинника завжди вища від пружності пари розчинника в розчині певної концентрації за однакового тиску, і, отже, температура кипіння водно-сольового розчину завжди вища від температури кипіння чистого розчинника за однакового тиску, водночас із підвищенням тиску в системі температура кипіння розчину підвищується [6].

Різницю між температурами кипіння розчину певної концентрації та чистого розчинника за однакового тиску називають **температурною депресією** [6, 7, 35]:

$$\Delta' = t_k - t_{кв}, \quad (4.31)$$

де  $t_k, t_{кв}$  – температури кипіння розчину заданої концентрації та чистого розчинника (води) відповідно за певного тиску.

Величина температурної депресії залежить від фізичної природи розчиненої речовини, її концентрації в розчині, а також від тиску в апараті.

Серед різних методів обчислення температурної депресії найчастіше застосовують методику проф. І. А. Тищенка, який на підставі фізико-хімічних закономірностей одержав співвідношення [8]:

$$\Delta' = \Delta'_n \cdot \left( \frac{T}{T_n} \right)^2 \cdot \frac{r_n}{r}, \quad (4.32)$$

де  $\Delta'_n$  – нормальна температурна депресія, віднесена до атмосферного тиску;  $T_n$  і  $r_n$  – абсолютна температура насичення парів розчинника і його питома теплота пароутворення за атмосферного тиску (для води  $T_n = 373$  К і  $r_n = 2\,260\,000$  Дж/кг);  $T$  і  $r$  – абсолютна температура насичення парів розчинника та його питома теплота пароутворення за даного тиску, що відрізняється від атмосферного.

Тоді розрахункова формула для визначення температурної депресії при випарюванні водних розчинів набуває вигляду [6, 9, 18, 19, 35, 36]:

$$\Delta' = 16,2 \cdot \frac{T^2}{r} \cdot \Delta'_n = \varphi \cdot \Delta'_n, \quad (4.33)$$

де  $\varphi$  – поправковий коефіцієнт, що враховує зміну тиску в апараті.

Значення коефіцієнта  $\varphi$  залежно від температури вторинної пари, що визначається за тиском у сепараторі, наведені в таблиці 4.5 [8, 19].

Таблиця 4.5 – Значення поправки  $\varphi$  до величини депресії у формулі (4.33)

Температура вторинної пари, °С	$\varphi$	Температура вторинної пари, °С	$\varphi$	Температура вторинної пари, °С	$\Phi$
40	0,66	80	0,88	120	1,14
50	0,71	90	0,94	125	1,18
60	0,76	100	1,00	130	1,22
70	0,82	110	1,07	135	1,25

При визначенні величини температурної депресії для розчинів, що киплять під атмосферним тиском, найбільш надійними є експериментальні дані. У таблиці 4.6 [8] і на рисунку 4.14 [1, 19] наведені значення нормальної температурної депресії

для деяких водно-сольових розчинів залежно від їх властивостей і концентрації розчиненої солі.

Таблиця 4.6 – Значення нормальної температурної депресії ( $\Delta'_n$ , °C) для водних розчинів деяких речовин

Розчинена речовина	Концентрація розчину $x$ , % мас.								
	10	20	30	40	50	60	70	80	80
Гідроксид калію KOH	–	–	12,2	23,6	45,0	78,8	126,5	190,5	
Гідроксид натрію NaOH	2,8	8,2	17,0	28,0	42,2	59,5	79,6	106,6	
Нітрат амонію $\text{NH}_4\text{NO}_3$	-	-	4,1	6,3	9,1	13,2	19,0	28,0	
Нітрат калію $\text{KNO}_3$	0,9	2,0	3,2	4,5	6,1	8,5	11,6	–	
Нітрат натрію $\text{NaNO}_3$	1,2	2,6	4,5	6,8	10,0	14,5	–	–	
Сульфат амонію $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$	0,7	1,6	2,9	4,7	7,7	–	–	–	
Сульфат натрію $\text{Na}_2\text{SO}_4$	0,8	1,8	2,8	–	–	–	–	–	
Хлорид кальцію $\text{CaCl}_2$	1,5	4,5	10,5	19,0	30,0	43,0	60,0	–	
Хлорид магнію $\text{MgCl}_2$	2,0	6,6	15,4	–	–	–	–	–	
Хлорид натрію NaCl	1,9	4,9	9,5	–	–	–	–	–	
Цукор	0,1	0,3	0,6	1,2	2,0	3,3	5,4	–	

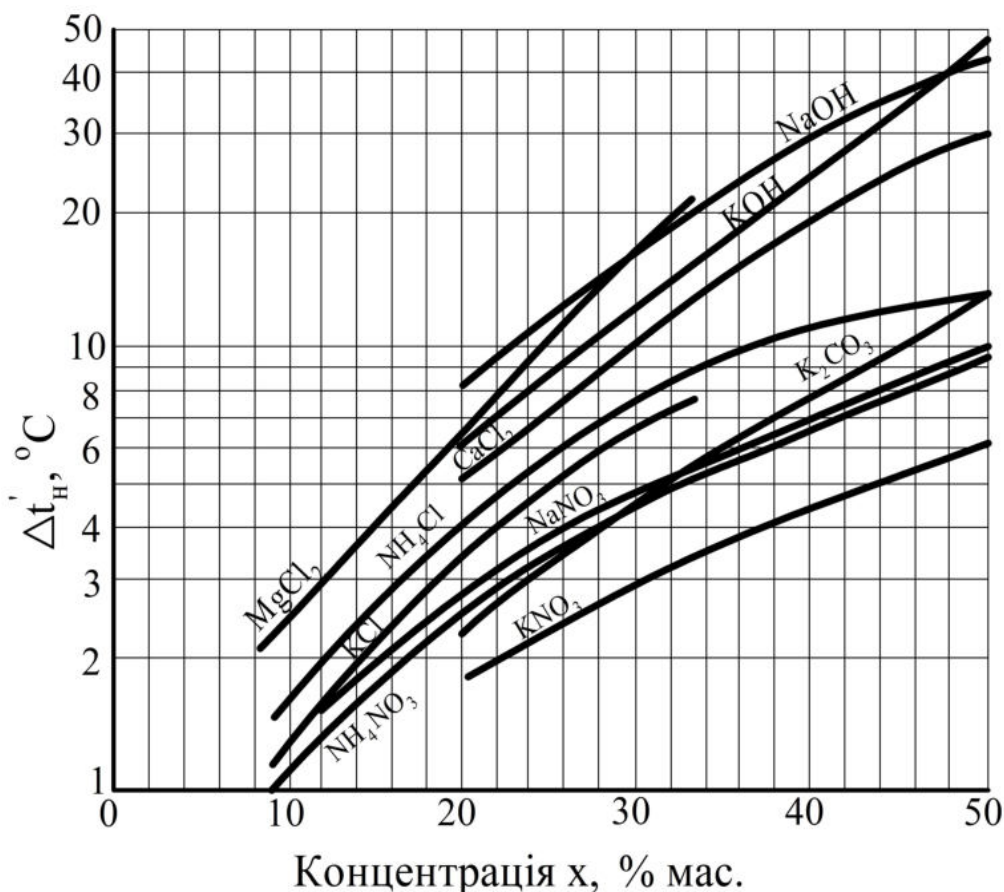


Рисунок 4.14 – Залежність нормальної температурної депресії водних розчинів від їх концентрації

Також нормальну температурну депресію можна визначити за температурою кипіння розчину під атмосферним тиском залежно від концентрації (див. табл. А.16).

Таким чином, для визначення величини температурної депресії необхідно знати концентрацію розчину і температуру кипіння за даного тиску як самого розчину, так і чистого розчинника.

З деяким наближенням температуру кипіння будь-якої рідини, зокрема й роз-

чинів, за різних тисків можна обчислити за **правилом лінійності хіміко-технологічних функцій (правило Дюринга)**, згідно з яким частка від ділення різниці температур кипіння ( $t_k - t'_k$ ) будь-якої рідини за двох різних довільно взятих тисків на різницю температур кипіння ( $t_{кв} - t'_{кв}$ ) будь-якої іншої рідини за тих самих двох тисків є величиною постійною ( $K$ ) [1, 7, 19]:

$$\frac{t_k - t'_k}{t_{кв} - t'_{кв}} = K = const. \quad (4.34)$$

Якщо відомі дві температури кипіння даного розчину або органічної рідини за відповідних тисків і температури кипіння еталонної рідини (наприклад, води) за тих самих тисків, можна, обчисливши константу  $K$ , визначити температуру кипіння розчинів та органічних рідин за будь-якого тиску:

$$t'_k = t_k - (t_{кв} - t'_{кв}) \cdot K. \quad (4.35)$$

Діаграми для визначення температури кипіння деяких рідин, складених за правилом лінійності, наведені в додатку на рисунках А.15 і А.16 [1, 19].

Для розрахунку температури кипіння розчинів та інших рідин за тисків, відмінних від атмосферного, можна також скористатися рівнянням Кіреєва [1, 19]:

$$\frac{\lg p_{t1} - \lg p_{t2}}{\lg \Pi_{t1} - \lg \Pi_{t2}} = C, \quad (4.36)$$

де  $p_{t1}$  і  $p_{t2}$  – тиск насиченої пари розчину або органічної рідини за температур  $t_1$  і  $t_2$ ;  $\Pi_{t1}$  і  $\Pi_{t2}$  – тиск насиченої пари води (або іншої еталонної рідини) за тих самих температур  $t_1$  і  $t_2$ .

Обчисливши константу  $C$ , можна визначити тиск насиченої пари розчину або органічної рідини за будь-якої температури. Номограма для визначення тиску насиченої пари деяких рідин, розчинів і сумішей наведена в додатку на рисунку А.12.

Якщо для будь-якого розчину відома лише одна температура кипіння за одного тиску, то можна визначити температуру кипіння цього розчину за іншого тиску, скориставшись **правилом Бабо**, згідно з яким відношення тиску насиченої пари  $p$  над розчином до тиску насиченої пари  $\Pi$  чистого розчинника за тієї самої температури є величиною постійною, що не залежить для розчину даної концентрації від температури кипіння [1, 7, 19]:

$$\left( \frac{p}{\Pi} \right)_t = const. \quad (4.37)$$

Правило Бабо правильне лише для розведених розчинів. Для концентрованих розчинів, що киплять під вакуумом, необхідно ввести поправку  $\Delta t$  залежно від тиску пари над киплячим розчином  $p$  та відношення цього тиску до тиску пари над чистим розчинником  $\Pi$ . Значення  $\Delta t$  знайдені Стабніковим і наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Значення поправок  $\Delta t$  до правила Бабо для концентрованих розчинів, що киплять під вакуумом [1, 7, 19]

Відношення $p/\Pi$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	$\Delta t$
Тиск над киплячим розчином, мм рт. ст.	100	200	400	450	500	550	650	0,9
	0	50	200	350	450	500	550	1,8
	0	0	100	275	300	350	400	2,6
	0	0	0	150	200	250	300	3,6

Якщо розчинення безводної солі проходить екзотермічно, поправку беруть зі

знаком плюс, а якщо ендотермічно – зі знаком мінус.

У промислових випарних апаратах тиск на рідину у верхніх і нижніх шарах неоднаковий, і, отже, температура кипіння рідини по всій висоті апарата також різна. Пухирці пари, що утворюються в нижніх шарах рідини, повинні долати тиск стовпа рідини і тому повинні мати більший тиск, ніж на поверхні. Цим пояснюється більш висока температура кипіння рідини в нижніх шарах. Особливо значно це виявляється в трубчастих вертикальних випарних апаратах, оскільки шар киплячого розчину може досягати декількох метрів [6, 36].

Підвищення температури кипіння розчину певної концентрації за рахунок збільшення гідростатичного тиску стовпа рідини в апараті називають **гідростатичною депресією**. Гідростатичну депресію визначають для середньої висоти кип'ятільних труб, у цьому разі підвищення температури кипіння за рахунок гідростатичного тиску стовпа розчину розглядають як збільшення температури кипіння розчинника за рахунок підвищення тиску в апараті, еквівалентного тиску стовпа розчину [6, 9, 35]:

$$\Delta'' = t_{сер} - t_1, \quad (4.38)$$

де  $t_{сер}$  – температура кипіння розчинника за тиску  $p_{сер}$  в середній частині кип'ятільних труб;  $t_1$  – температура вторинної пари за тиску в сепараторі  $p_1$ .

Гідростатичний тиск стовпа розчину в середній частині кип'ятільних труб розраховують за формулою [19]:

$$p_{сер} = p_1 + \rho_{ем} \cdot H_{сер} \cdot g, \quad (4.39)$$

де  $\rho_{ем}$  – середня густина парорідинної емульсії в шарі;  $H_{сер}$  – відстань від верхнього рівня парорідинної емульсії в апараті до середини поверхні нагрівання.

Приклади визначення  $H_{сер}$  показані на рисунку 4.15 а і б [19].

Розрахунок значення  $p_{сер}$  утруднений через те, що паровміст суміші розчин – пара в кип'ятільних трубах збільшується в напрямку руху розчину від низу до верху, оскільки через кожний переріз труби проходить уся пара, що утворилася з розчину нижче від цього перерізу. Отже, густина парорідинної суміші по висоті труб зменшується.

У першому наближенні зміною густини парорідинної суміші нехтують і вважають, що розчин кипить за тиску на середній висоті труб [6, 35]:

$$p_{сер} = p_1 + 0,5 \cdot \rho_{np} \cdot H_{тр} \cdot g, \quad (4.40)$$

де  $\rho_{np}$  – середня густина парорідинної суміші в кип'ятільних трубах висотою  $H_{тр}$ .

Для орієнтовних розрахунків беруть об'ємну частку пари в киплячому розчині, що становить близько 50 % [35], тоді густина парорідинної суміші дорівнює половині густини розчину  $\rho_{np} \approx 0,5 \cdot \rho_p$  і

$$p_{сер} = p_1 + 0,25 \cdot \rho_p \cdot H_{тр} \cdot g. \quad (4.41)$$

Під час випарювання розчинів, що не утворюють осаду на гріючій поверхні, допускається, що рідина кипить по всій висоті кип'ятільних труб, у цьому разі величину  $p_{сер}$  можна визначити за формулою [9, 19, 36]:

$$p_{сер} = p_1 + 0,5 \cdot \rho_p \cdot H_{онм} \cdot g, \quad (4.42)$$

де  $H_{онм}$  – оптимальний рівень розчину в кип'ятільних трубах.

Оптимальна висота рівня під час випарювання водних розчинів у випарних апаратах із природною циркуляцією розчину може бути розрахована за формулою [1, 9]:

$$H_{онм} = (0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_p - \rho_e)) \cdot H_{тр}, \quad (4.43)$$

де  $\rho_p$  і  $\rho_e$  – густина розчину кінцевої концентрації та води за температури кипіння.

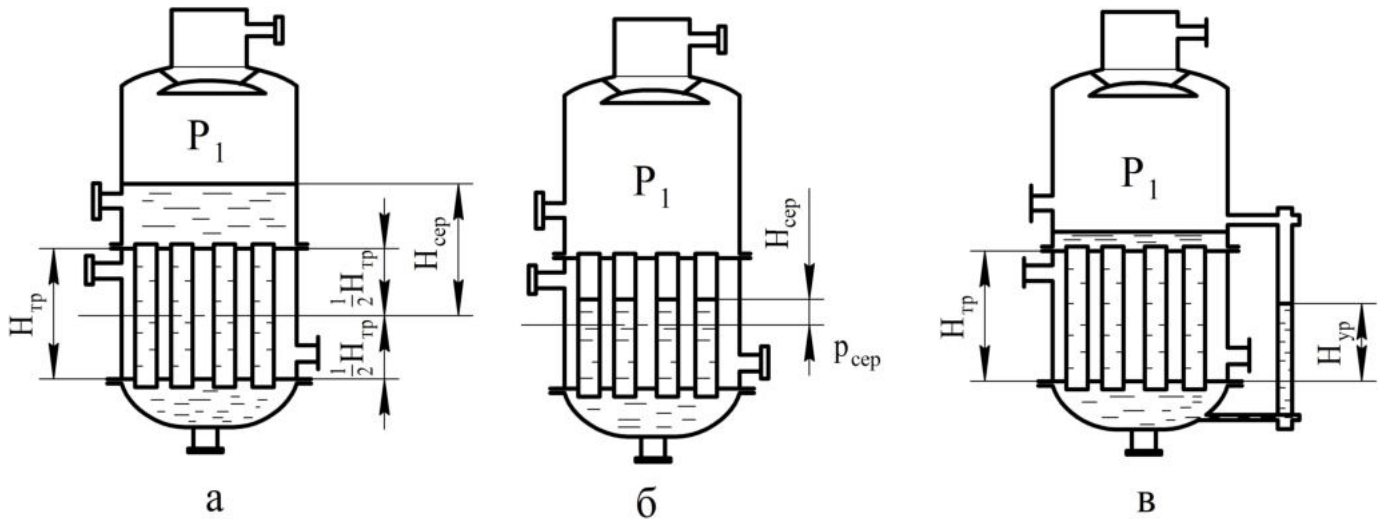


Рисунок 4.15 – Визначення  $H_{сеп}$  і  $H_{ур}$ : а – рівень парорідинної емульсії вище від труб; б – рівень парорідинної емульсії всередині труб; в – за водомірним склом

Для випарних апаратів із винесеною зоною кипіння  $H_{онт}$  беруть такою, що дорівнює висоті труби закипання, а для плівкових і апаратів із примусовою циркуляцією розчину гідростатичну депресію можна не враховувати.

У заводській практиці встановлюють, який рівень киплячої рідини  $H_{ур}$ , що визначається за водомірним склом (рис. 4.15 в), відповідатиме оптимальним умовам роботи випарного апарата. Це значення  $H_{ур}$  і беруть як  $H_{онт}$  [19].

Крім температурної та гідростатичної депресій, у багатокорпусній випарній установці виникає ще одна температурна втрата – **гідродинамічна депресія**. Її спричиняє втрата тиску вторинної пари при переході з одного апарата в інший на подолання місцевих опорів і тертя. Зазвичай вторинна пара – насичена, тому втрата тиску парю призводить до зменшення її температури. За різницею тисків (температур) пари на виході з попереднього апарата і на вході в наступний апарат визначають гідродинамічну депресію [19, 35]:

$$\Delta''' = t_1 - t_6, \quad (4.44)$$

де  $t_6$  – температура насиченої пари, що відповідає тиску  $p_6$  у барометричному конденсаторі (або при багатокорпусному випарюванні – тиску в гріючій камері наступного корпусу);  $t_1$  – температура насиченої пари, що відповідає тиску  $p_1$  у сепараторі, причому

$$p_1 = p_6 + \Delta p_{ен}. \quad (4.45)$$

Втрата тиску вторинної пари на подолання гідравлічного опору комунікацій визначається за рівнянням [19]:

$$\Delta p_{ен} = \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda \cdot L}{d} + \sum \zeta \right). \quad (4.46)$$

В інженерних розрахунках без великої помилки на підставі дослідних даних беруть гідродинамічну депресію для кожного корпусу 1,0–1,5 °С [9, 10, 35].

Таким чином, загальне підвищення температури кипіння розчину в одному корпусі випарної установки дорівнює [1, 6, 18, 19, 35]:

$$\sum \Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta'''. \quad (4.47)$$

Визначення всіх температурних втрат при випарюванні дозволяє одержати співвідношення між значеннями температури кипіння розчину і температури конденсації вторинної пари в барометричному конденсаторі [6]:

$$t_k = t_{\sigma} + \sum \Delta. \quad (4.48)$$

Співвідношення між температурами в різних перерізах випарного апарата ілюструє схема на рисунку 4.16. Точка 4 відповідає середній температурі кипіння розчину, а різниця між точками 4 і 7 характеризує всі види депресій. Отже, різниця між температурою грюючої пари (точка 2) і температурою кипіння розчину (точка 4) є корисною різницею температур [35].

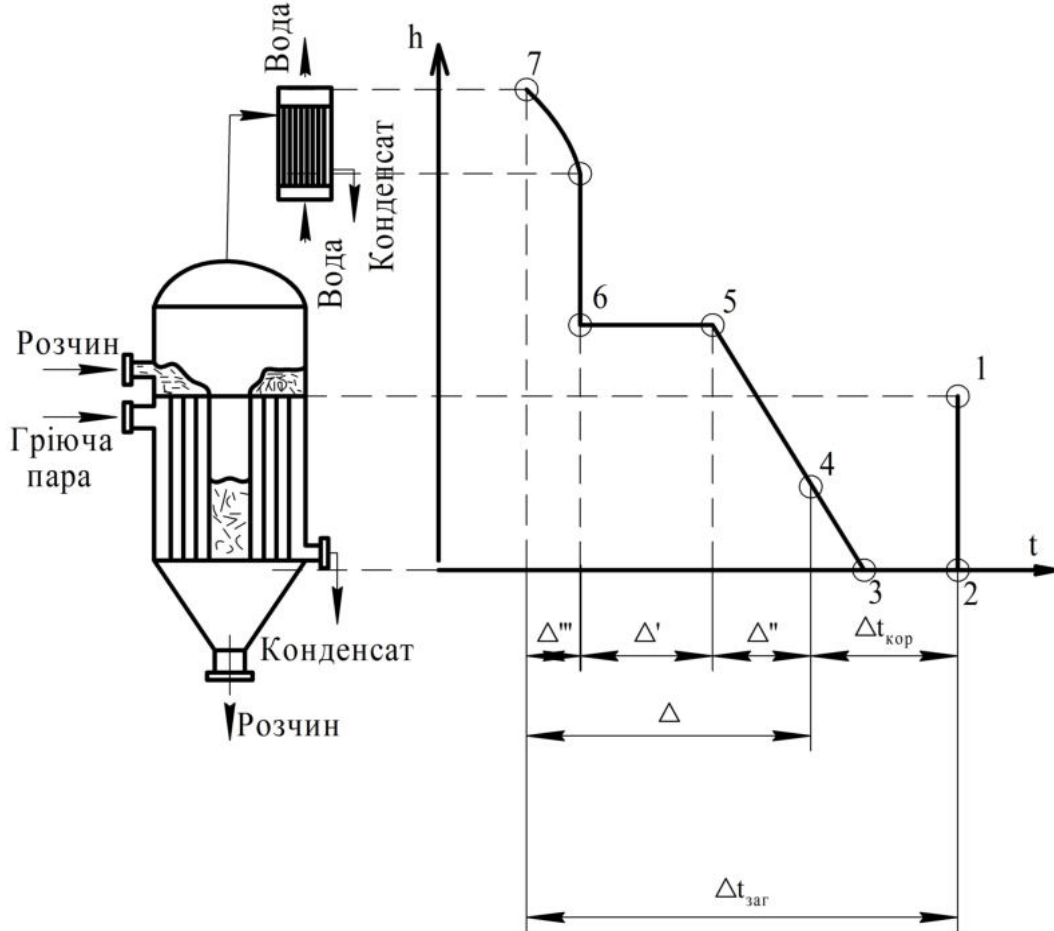


Рисунок 4.16 – Температурний режим випарної установки: 1–2 – конденсація грюючої пари; 3–5 – зміна температури кипіння під дією гідростатичного стовпа рідини; 4 – температура кипіння розчину; 5–6 – температурна депресія; 6–7 – гідродинамічна депресія

Для кожного з корпусів багатокорпусної випарної установки можна записати формули, аналогічні рівнянню (4.47). Тоді сумарні температурні втрати (наприклад, для трикорпусної випарної установки) становитимуть:

$$\begin{aligned} \sum \Delta_1 &= \Delta'_1 + \Delta''_1, \\ \sum \Delta_2 &= \Delta'_2 + \Delta''_2 + \Delta'''_{1-2}, \\ \sum \Delta_3 &= \Delta'_3 + \Delta''_3 + \Delta'''_{2-3}. \end{aligned} \quad (4.49)$$

Для всієї багатокорпусної випарної установки, що складається з  $n$  корпусів, сума температурних втрат дорівнює [1, 7, 10, 35]:

$$\sum_1^n \Delta = \sum \Delta_1 + \sum \Delta_2 + \dots + \sum \Delta_n = \sum_1^n \Delta' + \sum_1^n \Delta'' + \sum_1^n \Delta'''. \quad (4.50)$$

Сумарну корисну різницю температур багатокорпусної випарної установки можна визначити на базі рівняння (4.29), водночас [6, 9, 10, 18, 35]:

$$\sum_1^n \Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{заг}} - \sum_1^n \Delta, \quad (4.51)$$



де  $\Delta t_{заг}$  – загальна різниця температур багатокорпусної випарної установки, що дорівнює різниці між температурою гріючої пари в першому корпусі й температурою вторинної пари в барометричному конденсаторі [10, 19, 35, 36]:

$$\Delta t_{заг} = t_{zn} - t_{\delta}. \quad (4.52)$$

Температуру кипіння розчину в будь-якому корпусі багатокорпусної випарної установки можна визначити за рівнянням (4.48), у цьому разі [6, 9]:

$$t_{ki} = t_{cni} + \sum \Delta_i. \quad (4.53)$$

Корисну різницю температур у будь-якому з апаратів багатокорпусної випарної установки можна визначити за рівнянням (4.29), у цьому разі [6, 9]:

$$\Delta t_{кори} = t_{zni} - t_{ki}. \quad (4.54)$$

Крім того, повинна додержуватися умова [18]:

$$\sum_1^n \Delta t_{кор} = \Delta t_{кор1} + \Delta t_{кор2} + \dots + \Delta t_{корn} = t_{zn} - t_{\delta} - \sum_1^n \Delta. \quad (4.55)$$

Розподіл цієї сумарної корисної різниці температур за окремими корпусами має важливе значення для встановлення оптимального температурного режиму багатокорпусної випарної установки і визначення необхідних поверхонь теплопередачі. Сумарна корисна різниця температур за корпусами може бути розподілена різними методами, але найпоширенішим є метод, за якого забезпечуються рівні поверхні теплопередачі гріючих камер, що дозволяє використати в багатокорпусній випарній установці однотипні випарні апарати, в цьому разі забезпечується взаємозамінність апаратів, спрощуються і здешевлюються їх монтаж, експлуатація та ремонт [6, 8, 35].

Застосовуючи основне рівняння теплопередачі (1.40), виразимо корисну різницю температур в  $i$ -му корпусі багатокорпусної випарної установки, в цьому разі [6, 18]:

$$\Delta t_{кори} = \frac{Q_i}{K_i \cdot F_i}, \quad (4.56)$$

де  $Q_i$  – теплове навантаження  $i$ -го випарного апарата;  $K_i$  – коефіцієнт теплопередачі в  $i$ -му корпусі;  $F_i$  – поверхня теплопередачі гріючої камери  $i$ -го корпусу.

Припускаючи, що  $F_1 = F_2 = \dots = F_i = F$ , і підставляючи рівняння (4.56) у співвідношення (4.55), одержимо [6, 18, 35]:

$$\sum_1^n \Delta t_{кор} = \Delta t_{кор1} + \Delta t_{кор2} + \dots + \Delta t_{корn} = \frac{1}{F} \cdot \sum_1^n \frac{Q_i}{K_i}. \quad (4.57)$$

Із залежності (4.57) визначимо величину  $1/F$ , водночас одержимо [6, 35]:

$$\frac{1}{F} = \sum_1^n \Delta t_{кор} \bigg/ \sum_1^n \frac{Q_i}{K_i}. \quad (4.58)$$

Підставляючи залежність (4.58) у рівняння (4.56), одержимо [1, 6, 7, 9, 10, 35]:

$$\Delta t_{кори} = \frac{Q_i}{K_i} \cdot \sum_1^n \Delta t_{кор} \bigg/ \sum_1^n \frac{Q_i}{K_i}. \quad (4.59)$$

Із рівняння (4.59) випливає, що за однакових поверхонь теплопередачі всіх апаратів корисна різниця температур розподіляється в корпусах багатокорпусної випарної установки пропорційно відношенням теплового навантаження кожного випарного апарата до коефіцієнта теплопередачі в ньому.

### 4.3. Кінетика теплопередачі при випарюванні розчинів

Коефіцієнт теплопередачі при випарюванні розчинів визначають за рівнянням (1.38) з урахуванням окремих коефіцієнтів тепловіддачі та сумарного термічного опору багат шарової стінки, в цьому разі

$$K = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_x} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right), \quad (4.60)$$

де  $\alpha_2, \alpha_x$  – коефіцієнти тепловіддачі для пари, що конденсується, і для випарюваного в кип'ятильних трубах розчину відповідно;  $\sum \delta/\lambda$  – сума термічних опорів стінки та забруднень із боку обох теплоносіїв [37]:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = r_2 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_x, \quad (4.61)$$

де  $r_2, r_x$  – термічні опори шарів забруднень стінки з боку пари та розчину відповідно;  $\delta_{cm}$  – товщина стінки;  $\lambda_{cm}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки.

**Плівкова конденсація** гріючої пари є найпоширенішим процесом у випарних апаратах, у цьому разі конденсат у вигляді тонкої плівки утворюється на зовнішній поверхні кип'ятильних труб і рухається по ній із певною швидкістю. Теплота, що виділяється в процесі конденсації, передається через плівку конденсату й роздільну тверду стінку киплячому розчину. Основними факторами, що впливають на швидкість процесу тепловіддачі під час конденсації пари, є [6]:

- фізичні параметри процесу (тиск, температура, різниця температур між плівкою конденсату і поверхнею);
- фізико-хімічні (природа й хімічна будова, густина, в'язкість і поверхневий натяг конденсату), а також теплофізичні (теплоємність, теплопровідність, питома теплота конденсації) та індивідуальні властивості конденсованої речовини;
- стан поверхні конденсації (гладка, шорсткувата) та її орієнтація в просторі (горизонтальна, вертикальна, похила).

Найбільший термічний опір тепловіддачі при плівковій конденсації пари зосереджений у плівці конденсату, тому висока інтенсивність теплообміну досягається там, де відбувається швидке видалення плівки конденсату з поверхні теплообміну. Це досягається на вертикально орієнтованих поверхнях.

Сутність теорії плівкової конденсації пари полягає в такому. При зіткненні пари зі стінкою, температура якої нижча за температуру насичення, пара конденсується, і на поверхні стінки утворюється суцільна плівка конденсату, товщина якої збільшується при її стіканні вниз унаслідок додавання нових порцій конденсату.

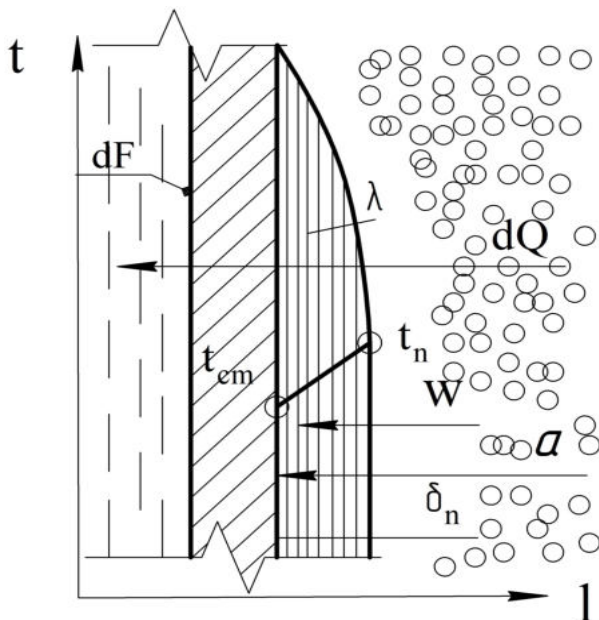


Рисунок 4.17 – Розрахункова схема процесу конденсації грійочої пари на вертикальній поверхні стінки

що стикається зі стінкою, має температуру  $t_{cm}$  (рис. 4.17).

Тоді при коефіцієнті теплопровідності конденсату  $\lambda$  і товщині плівки  $\delta$  кількість теплоти  $dQ$ , що проходить через елементарну площадку  $dF$  цієї плівки, визначається за формулою

$$dQ = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot dF. \quad (4.62)$$

Цей самий тепловий потік можна виразити за допомогою рівняння тепловіддачі як тепло, передане від пари до стінки:

$$dQ = \alpha \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot dF, \quad (4.63)$$

де  $\alpha$  – локальний коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки.

З рівнянь (4.62) і (4.63) випливає

$$\alpha = \lambda / \delta. \quad (4.64)$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації пари практично визначається термічним опором плівки конденсату, тобто зменшується зі збільшенням її товщини. Отже, обчислення коефіцієнта тепловіддачі від грійочої пари до зовнішньої поверхні кип'ятильних труб зводиться до визначення товщини плівки конденсату, що може бути знайдена з аналізу умов його течії.

Такий аналіз був проведений Нуссельтом, який запропонував залежність для середнього коефіцієнта тепловіддачі чистої насиченої пари, що конденсується на поверхні вертикальних і горизонтальних труб. Розрахункові формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час ламінарного руху плівки були одержані теоретично, що базується на визначенні товщини плівки з умови рівноваги сил тертя, тяжіння, поверхневого натягу та інерції для елементарного об'єму конденсату з подальшим інтегруванням кількості теплоти, що проходить через вертикальну стінку висотою  $H$ , та визначенням коефіцієнта тепловіддачі за формулою (4.64).

Формула для середнього коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації насиченої пари, одержаної на основі теорії Нуссельта для вертикальних труб, має вигляд [8]:

$$\alpha_2 = 0,943 \cdot 4 \sqrt{\frac{r_{2n} \cdot \rho_k^2 \cdot g \cdot \lambda_k^3}{\mu_k \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot H}}, \quad (4.65)$$

де  $\rho_k$ ,  $\lambda_k$ ,  $\mu_k$  – густина, теплопровідність і динамічна в'язкість конденсату за його середньої температури  $t_{сер} = 0,5 \cdot (t_n + t_{cm})$ .

На додаток до досліджень Нуссельта академік П. Л. Капиця довів, що течія плівки

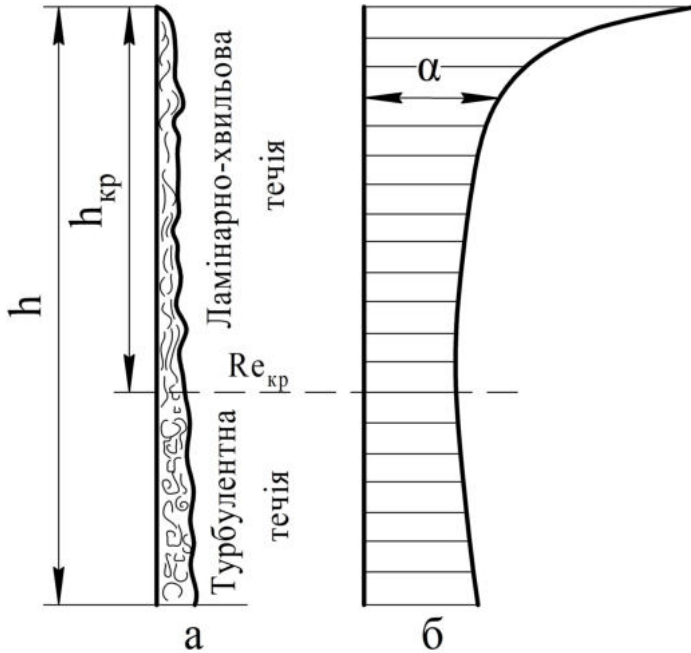


Рисунок 4.18 – Характер течії конденсатної плівки (а) і зміна коефіцієнта тепловіддачі (б) вздовж вертикальної труби великої висоти

рідини по вертикальній поверхні може мати хвильовий характер (рис. 4.18), і в результаті теоретичних досліджень продемонстрував, що коефіцієнт тепловіддачі під час конденсації пари на вертикальних трубах на 21 % вищий порівняно з випадком чисто ламінарної течії, якому відповідає рівняння (4.65). Тому для практичних розрахунків середнього значення коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації пари на вертикальній стінці при ламінарно-хвильовій течії плівки рекомендується заміна чисельного множника 0,943 в рівнянні (4.65) множителем 1,15 [3, 22]. З урахуванням цієї поправки теоретичні формули задовільно узгоджуються з експериментом.

Залежність (4.65) можна одержати також обробленням експериментальних даних із використанням методів теорії подібності на основі критеріальних рівнянь [1, 6, 35]:

– для ламінарно-хвильового режиму стікання плівки, якщо  $(Ga_k \cdot Pr_k \cdot Ku) < 10^{15}$ ,

$$Nu_2 = 1,15 \cdot (Ga_k \cdot Pr_k \cdot Ku)^{0,25}; \quad (4.66)$$

– для турбулентного режиму стікання плівки, якщо  $(Ga_k \cdot Pr_k \cdot Ku) > 10^{15}$ ,

$$Nu_2 = 0,0646 \cdot (Ga_k \cdot Pr_k \cdot Ku)^{0,33}, \quad (4.67)$$

де  $Nu_2$  – критерій Нуссельта,  $Nu_2 = \alpha_2 \cdot H / \lambda_k$ ;  $Ga_k$  – критерій Галілея для конденсату (міра співвідношення масових та інерційних сил до сил в'язкісного тертя в подібних потоках),  $Ga_k = H^3 \cdot g \cdot \rho_k^2 / \mu_k^2$ ;  $Pr_k$  – критерій Прандтля для конденсату,  $Pr_k = c_k \cdot \mu_k / \lambda_k$ ;  $Ku$  – критерій Кутателадзе (міра співвідношення теплоти фазового переходу до теплоти, що приймається теплоносієм за температури насичення),  $Ku = r_{2n} / [c_k \cdot (t_n - t_{cm})]$ .

Для зручності розрахунків під час конденсації насиченої пари на пучку вертикальних труб загальне рівняння (4.66) можна подати в різних видах залежно від того, через які параметри виражається коефіцієнт тепловіддачі.

Виражаючи  $\alpha_2$  через різницю температур  $(t_n - t_{cm})$  і висоту поверхні конденсації  $H$ , одержимо [1, 6, 19]:

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{r_{2n} \cdot \rho_k^2 \cdot g \cdot \lambda_k^3}{\mu_k \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot H}} = 2,04 \cdot 4 \sqrt{\frac{r_{2n} \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3}{\mu_k \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot H}} = \frac{2,04 \cdot A}{\sqrt[4]{(t_n - t_{cm}) \cdot H}}. \quad (4.68)$$

Значення функції  $A = \sqrt[4]{r_{2n} \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 / \mu_k}$  для водяної пари залежно від темпера-

тури конденсації  $t_n$  наведені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Значення функції  $A$  для водяної пари у формулі (4.68)

$t_n, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
$A$	4 130	4 750	5 470	6 070	6 590	6 960	7 240	7 420	7 490	7 520	7 430

Виражаючи  $\alpha_2$  через середнє питоме теплове навантаження  $q = \alpha_2 \cdot (t_n - t_{cm})$  і висоту труб  $H$ , одержимо [1, 19]:

$$\alpha_2 = 1,21 \cdot \lambda_k \cdot \sqrt[3]{\frac{r_{2n} \cdot \rho_k^2 \cdot g}{\mu_k \cdot q \cdot H}} = 2,58 \cdot \lambda_k \cdot \sqrt[3]{\frac{r_{2n} \cdot \rho_k^2}{\mu_k \cdot q \cdot H}}. \quad (4.69)$$

Виражаючи  $\alpha_2$  через загальну витрату конденсату  $D_{2n}$ , що утворюється на пучку з  $n$  труб діаметром  $d$  і висотою  $H$ , та маючи на увазі, що  $r_{2n} = q \cdot \pi \cdot d \cdot H \cdot n / D_{2n}$ , одержимо [1]:

$$\alpha_2 = 2,58 \cdot \lambda_k \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_k^2 \cdot \pi \cdot d \cdot n}{\mu_k \cdot D_{2n}}} = 3,78 \cdot \lambda_k \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_k^2 \cdot d \cdot n}{\mu_k \cdot D_{2n}}}. \quad (4.70)$$

Формули (4.68)–(4.70) при віднесенні теплофізичних параметрів до середньоарифметичної температури плівки конденсату дають завищені значення коефіцієнта тепловіддачі. За значної зміни динамічної в'язкості та теплопровідності по перерізу плівки помилка може досягати 15–20 %. Оскільки температура насичення зазвичай відома, її вибір як визначальної виявляється більш зручним у практичних розрахунках. Розрахунки в цьому разі можна проводити за формулою

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot \varepsilon_t, \quad (4.71)$$

в якій усі теплофізичні параметри для визначення  $\alpha_n$  за рівняннями (4.68)–(4.70) віднесені до температури насичення.

У цьому разі поправка  $\varepsilon_t$ , що враховує змінність теплофізичних параметрів із температурою, може бути наведена [1, 3] у формі простого множника:

$$\varepsilon_t = \left( \left( \frac{\lambda_{cm}}{\lambda_n} \right)^3 \cdot \frac{\mu_n}{\mu_{cm}} \right)^{0,125}, \quad (4.72)$$

де  $\lambda_{cm}$ ,  $\mu_{cm}$ ,  $\lambda_n$ ,  $\mu_n$  – теплопровідність конденсату і його динамічна в'язкість за температури стінки та за температури насичення відповідно.

Для водяної пари величину  $\varepsilon_t$  в першому наближенні беруть такою, що дорівнює 1.

За визначальної температури, що дорівнює температурі насичення, для середнього значення коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації пари на вертикальних трубах також рекомендовано [19] критеріальне рівняння:

$$Nu_2 = 0,42 \cdot (Ga_k \cdot Pr_k \cdot Ku)^{0,28} \cdot (Pr_k / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (4.73)$$

водночас теплофізичні параметри, що входять до всіх критеріїв, крім  $Pr_{cm}$ , визначаються за температури насичення, а ті, які входять до критерію  $Pr_{cm}$ , – за температури поверхні стінки, що стикається з конденсатом.

За великої висоти вертикальної поверхні та значних температурних напорів витрата конденсату може зрости настільки, що виникає турбулентний режим течії плівки. Турбулентна течія рідинних плівок, що вільно стікають, настає зазвичай за значень числа  $Re_{nl}$ , більших від деякого критичного значення:  $Re_{кр} \approx 400$  [3]. У верхній частині плівки, де  $Re_{nl} < 400$ , течія продовжує залишатися ламінарною.

На рисунку 4.18 *a* показана картина течії конденсатної плівки уздовж вертикальної стінки великої висоти. За деякого значення  $h_{кр}$  число Рейнольдса досягає критичного значення  $Re_{кр}$ . Характер зміни коефіцієнта тепловіддачі уздовж вертикальної поверхні великої довжини показаний на рисунку 4.18 *б*.

Поряд із наведеними формулами коефіцієнт тепловіддачі за плівкової конденсації пари на вертикальних поверхнях можна визначити за такими рівняннями [9, 18]:

$$\text{при } Re_{nl} < 400 \quad Nu_{nl} = \frac{1,86}{Re_{nl}^{0,33}}; \quad (4.74)$$

$$\text{при } Re_{nl} > 400 \quad Nu_{nl} = \frac{Re_{nl}}{6,25 \cdot (Re_{nl} - 400) / Pr^{0,33} + 1580}. \quad (4.75)$$

У цих рівняннях критерій  $Re_{nl}$  виражається через лінійну щільність зрошення  $\Gamma$ :

$$Re_{nl} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_k} = \frac{4 \cdot D_{zn}}{\mu_k \cdot \Pi}, \quad (4.76)$$

де  $\Pi$  – периметр поверхні, по якій рухається плівка конденсату.

Критерій  $Nu_{nl}$  визначають за формулою

$$Nu_{nl} = \frac{\alpha_z \cdot \delta_{зв}}{\lambda_k} = \frac{\alpha_z}{\lambda_k} \cdot \left( \frac{\mu_k^2}{\rho_k^2 \cdot g} \right)^{0,33}, \quad (4.77)$$

де  $\delta_{зв}$  – зведена товщина плівки.

У джерелі [8] розрізняють два режими течії плівки конденсату: ламінарний та вихровий. Перехід режиму руху плівки від ламінарного до вихрового характеризується критичним значенням  $Re_{кр} = 180$ . Водночас критерій  $Re_{nl}$  виражається через питоме теплове навантаження:

$$Re_k = \frac{q \cdot H}{r_{zn} \cdot \mu_k}. \quad (4.78)$$

В області ламінарної течії плівки конденсату, тобто при  $Re_k < 180$ , дослідним даними задовольняє критеріальне рівняння

$$Nu_k = 1,3 \cdot Re_k^{-0,33} \cdot Ga_k^{0,33} \cdot Pr_k^{-0,167}. \quad (4.79)$$

В області вихрової течії плівки конденсату, тобто при  $Re_k > 180$ , справедливе співвідношення

$$Nu_k = 0,23 \cdot Ga_k^{0,33} \cdot Pr_k^{-0,167}. \quad (4.80)$$

Розкриваючи критерії подібності в рівнянні (4.79), отримана [8] розрахункова формула для коефіцієнта тепловіддачі в області ламінарної течії плівки ( $Re_k < 180$ ):

$$\alpha_z = 19,9 \cdot \lambda_k \cdot \left( \frac{g \cdot r_{zn} \cdot \rho_k^2}{\mu_k} \right)^{0,33} \cdot Pr_k^{-0,167} \cdot \left( \frac{1}{q \cdot H} \right)^{0,33} = \frac{A_1}{(q \cdot H)^{0,33}}, \quad (4.81)$$

де  $A_1$  – розрахунковий коефіцієнт, який залежить лише від теплофізичних властивостей плівки конденсату і конденсованої пари.

Якщо конденсується водяна пара, то за  $t_k = 80\text{--}120$  °С коефіцієнт  $A_1$  можна обчислити за співвідношенням

$$A_1 = 1000 \cdot (141 + 1,85 \cdot t_k - 0,0053 \cdot t_k^2). \quad (4.82)$$

Для більш широкого діапазону значень  $t_k$  необхідно користуватися рисунком 4.19.

Розкриваючи критерії подібності в рівнянні (4.80), отримана [8] розрахункова



формула для коефіцієнта тепловіддачі в області вихрової течії плівки ( $Re_k > 180$ ):

$$\alpha_2 = 0,23 \cdot \lambda_k \cdot \left( \frac{g \cdot \rho_k^2}{\mu_k} \right)^{0,33} \cdot Pr_k^{-0,167}. \quad (4.83)$$

Розрахункові співвідношення (4.65)–(4.83) справедливі за конденсації чистої насиченої пари на чистій поверхні. Тому під час визначення коефіцієнта тепловіддачі по можливості необхідно враховувати низку додаткових обставин.

1 *Вплив наявності в парі неконденсованих газів.* За наявності в парі повітря або інших неконденсованих газів тепловіддача під час конденсації сильно знижується. Це відбувається тому, що на холодній стінці конденсується лише пара, а повітря залишається. За відсутності конвекції з плином часу повітря накопичується біля стінки і значно перешкоджає просуванню пари до стінки.

Якщо пара містить повітря, то значення коефіцієнтів тепловіддачі, обчислені за формулами для чистої пари, множать на поправковий коефіцієнт  $\varepsilon_2$ , величина якого залежить від масової концентрації повітря в парі  $\bar{Y}$  (рис. 4.20) [1, 3, 19].

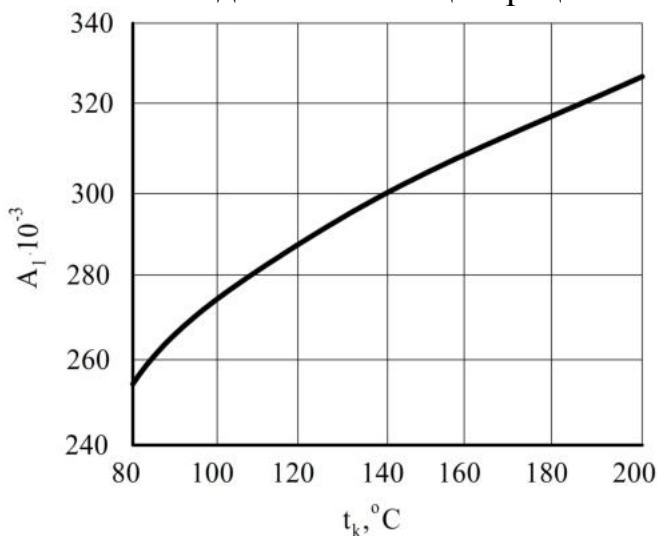


Рисунок 4.19 – Значення розрахункового коефіцієнта  $A_1$  формули (4.81) для водяної конденсованої пари залежно від температури плівки конденсату

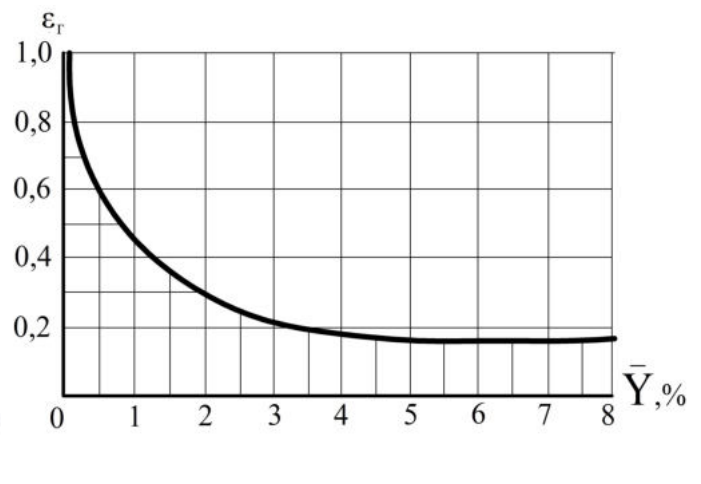


Рисунок 4.20 – Залежність поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_2$  від концентрації повітря в парі

2 *Вплив перегріву пари.* Конденсація перегрітої пари проходить так само, як і насиченої. Використовуючи розрахункові формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі в умовах конденсації перегрітої пари замість теплоти конденсації  $r_{2n}$ , потрібно підставляти  $r_{2n} + \Delta i$ , де  $\Delta i$  – теплота перегріву пари (різниця ентальпій перегрітої та насиченої пари). За різницю температур, як і раніше, беремо  $(t_n - t_{cm})$ .

3 *Вплив стану поверхні.* Якщо поверхня шорстка або покрита шаром окислу, то внаслідок додаткового опору течії товщина плівки конденсату збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі при цьому знижується. Великий вплив на тепловіддачу чинить також термічний опір окисної плівки на поверхні [3, 22].

4 *Вплив швидкості та напрямку руху пари.* Вищенаведені залежності справедливі для нерухомої пари або коли швидкість її течії мала. За значних швидкостей потік пари має динамічний вплив на конденсатну плівку. Якщо рух пари збігається з напрямком течії плівки, потік пари прискорює рух конденсату в плівці, її товщина зменшується, і коефіцієнт тепловіддачі зростає. Під час руху пари знизу вгору, тобто у зворотньому напрямку, течія плівки гальмується, товщина її збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується [3]. Однак таке явище відбувається лише до того часу, поки динамічний

вплив пари не перевищить силу тяжіння. Після цього плівка конденсату захоплюється вгору і частково зривається з поверхні. Водночас зі збільшенням швидкості пари коефіцієнт тепловіддачі знову зростає. У разі підвищення тиску вплив швидкості пари на коефіцієнт тепловіддачі під час конденсації посилюється.

5 *Вплив компоновання поверхні теплообміну.* Для вертикальних труб коефіцієнт тепловіддачі донизу зменшується внаслідок потовщення плівки конденсату. У цьому разі середнє значення коефіцієнта тепловіддачі можна збільшити установленням по висоті труб конденсатовідвідних ковпачків (див. рис. 4.21) [3].

Ще більше підвищення коефіцієнта тепловіддачі виходить під час подання пари у вигляді тонких струминок, що рухаються з великою швидкістю. Під час удару таких струминок об стінку відбувається руйнування плівки і розбризкування конденсату.

На відміну від кипіння у вільному об'ємі **кипіння рідин** усередині труб має додаткові особливості, обумовлені гідродинамічними режимами руху двофазного потоку, а також зміною температури стінки та рідини уздовж труби. Під час кипіння паровміст потоку, що постійно зростає, призводить до збільшення його швидкості та зміни гідродинаміки течії двофазної суміші як по довжині, так і за поперечним перерізом труби, а відтак змінюється і тепловіддача [22]. Температура насичення по довжині труби зменшується завдяки зменшенню тиску через гідравлічний опір.

За умовами теплообміну вертикальну трубу можна розділити на три ділянки. У вхідній ділянці (див. рис. 4.22 *а*) температура стінки труби менша за температуру насичення. Проходячи через цю ділянку, рідина підігривається, причому теплообмін не супроводжується кипінням [3].

На другій ділянці труби (див. рис. 4.22 *б*) температура стінки перевищує температуру насичення, але ядро потоку не досягло ще цієї температури. Тому бульбашки пари, що відділяються від поверхні нагріву, частково або повністю конденсуються в центральній частині потоку. Таке явище називають **кипінням із недогрівом**.

На початку третьої ділянки (див. рис. 4.22 *в*) центральна частина потоку досягає температури насичення. На цій ділянці відбувається розвинене бульбашкове кипіння. Тут паровміст може досягати великої величини, і по трубі рухається, по суті, двофазний потік. Збільшення паровмісту супроводжується зростанням швидкості потоку і градієнта тиску вздовж труби. За подальшого зростання паровмісту починається утворення парових пробок (див. рис. 4.22 *г*).

Спостерігаються три основні області з різною структурою потоку рідини по довжині труби під час руху потоку знизу догори (див. рис. 4.23): *I* – область підігріву рідини без кипіння; *II* – область кипіння; *III* – область підсихання і перегріву пари [22].

У першій (*економайзерній*) області рідина підігривається, швидкість потоку практично стала і дорівнює швидкості на вході  $w_0$ . У кінці *однофазної зони Ж* і в зоні *II* спостерігається поверхневе кипіння рідини. Вона нагрівається до температури, близької до температури насичення.

У зоні *бульбашкового кипіння II* швидкість потоку збільшується. У разі подальшого зростання швидкості бульбашки зливаються, утворюючи *парові пробки* (снаряди) – зона *С*; теплообмін тут відбувається як за рахунок утворення бульбашок на поверхні нагрівання, так і за рахунок конвекції в плівці рідини з подальшим її випаровуванням у парові пробки. Подальше збільшення швидкості призводить до злиття окремих парових пробок і переходу снарядного режиму течії в *кільцевий* – зона *К*. За цього режиму рідина в основному розміщена в плівці біля стінки, механізм теплообміну в загальному аналогічний механізму в попередній зоні. Залежно від швидкості течії частина рідини може зриватися всередину парового потоку, утворюючи дисперговані в ньому краплі,

що призводить до дисперсно-кільцевого режиму – зона ДК.

Істотне підвищення температури стінки по висоті в області підсихання пари обумовлене як погіршенням теплообміну після висихання плівки (зона дисперсного режиму Д), так і перегріванням пари. Область підсихання і перегрівання пари (дисперсний режим) спостерігається лише в довгих трубах.

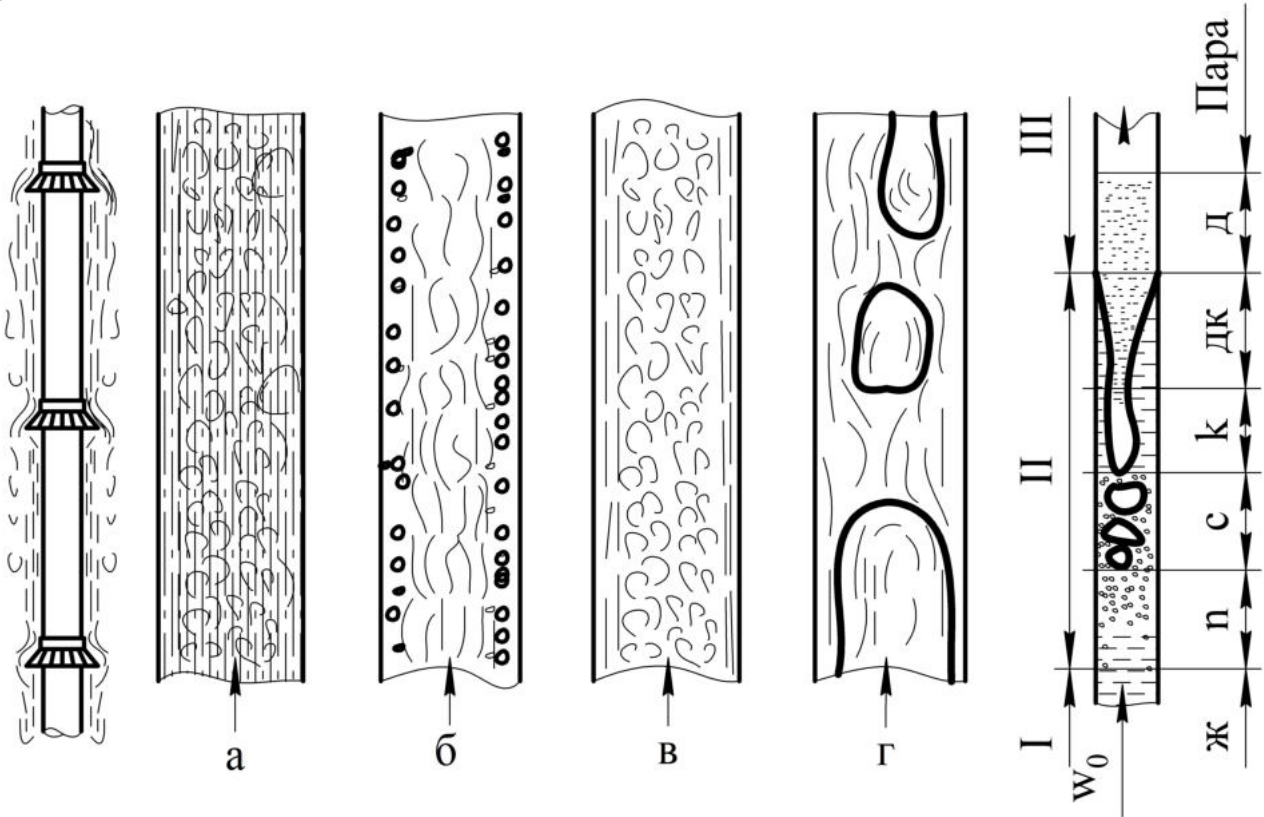


Рисунок 4.21 – Схема установки конденсаторів відвідних ковпачків на вертикальних трубах

Рисунок 4.22 – Характер руху парорідинної суміші у вертикальній трубі: а – однорідна емульсія; б – кипіння з недогрівом; в – бульбашкове кипіння; г – кипіння з пробкоутворенням

Рисунок 4.23 – Структура двофазного потоку під час кипіння рідини всередині вертикальної труби

У досить довгих трубах можуть одночасно співіснувати на різних ділянках кілька режимів течії, в результаті чого тепловіддача по довжині труб помітно змінюється.

Характер впливу швидкості потоку на коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння в трубах залежить від величини теплового навантаження. За невеликого теплового навантаження коефіцієнт тепловіддачі цілком визначається умовами руху і практично не залежить від величини  $q$ . За дуже великих теплових навантажень впливом умов руху на інтенсивність теплообміну можна знехтувати, оскільки коефіцієнт тепловіддачі цілком визначається процесом кипіння і підпорядковується таким самим закономірностям, як і під час кипіння у великому об'ємі (див. розділ 2). Існує також область режимів, де вплив руху рідини і процесу кипіння на теплообмін можна зіставити, і коефіцієнт тепловіддачі залежить від обох факторів.

Д. А. Лабунцов обробив дослідні дані з тепловіддачі киплячих рідин, які рухаються по трубах, при паровмісті, що не перевищує 70 %, у вигляді залежності [38]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = f\left(\frac{\alpha_q}{\alpha_w}\right), \quad (4.84)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі киплячої рідини з урахуванням її руху;  $\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі однофазної рідини за швидкості  $w$ ;  $\alpha_q$  – коефіцієнт тепловіддачі за

розвиненого бульбашкового кипіння у великому об'ємі.

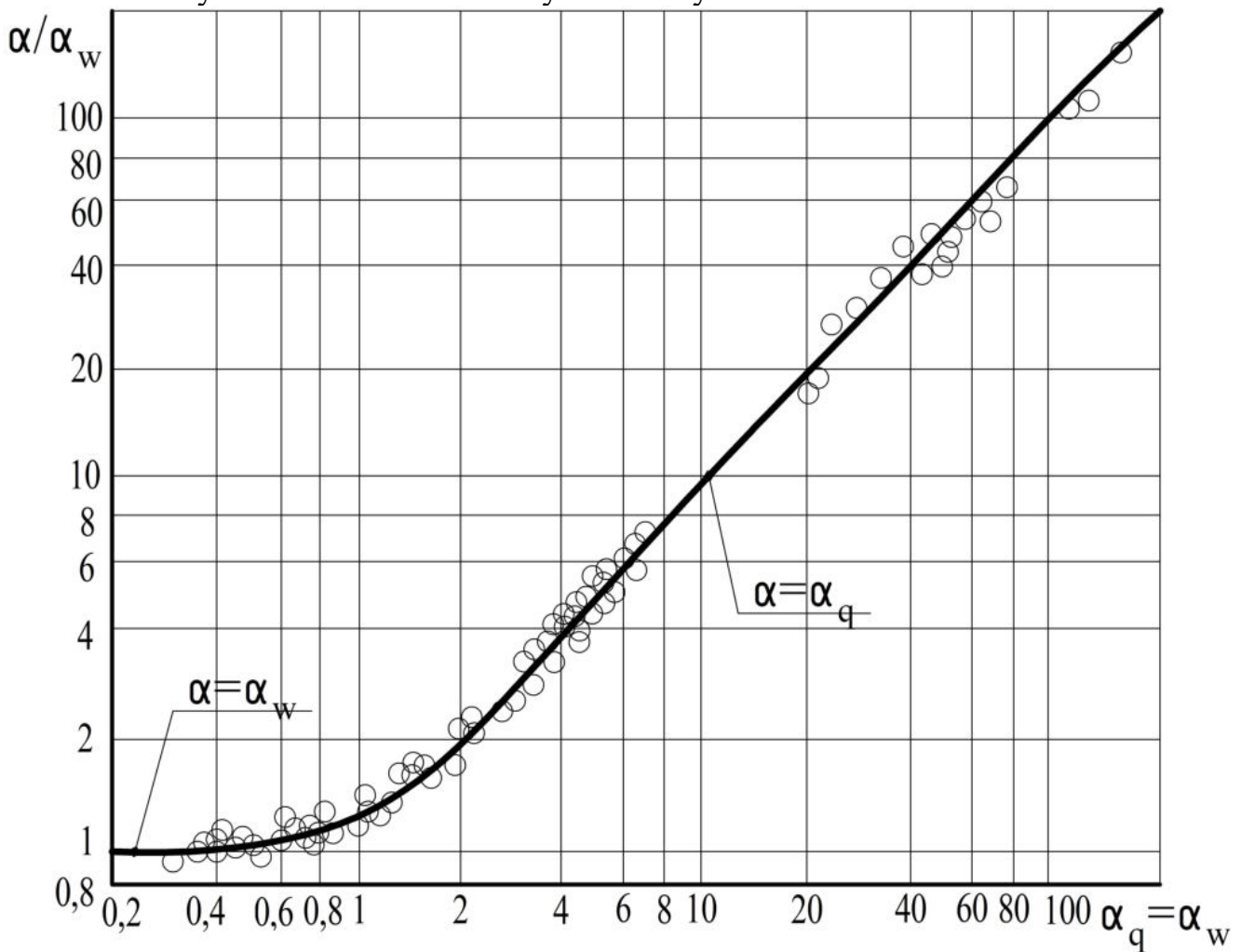


Рисунок 4.24 – Відношення коефіцієнтів тепловіддачі киплячої та некиплячої рідини

Ця залежність показана на рисунку 4.24. З графіка бачимо, що при  $\alpha_q / \alpha_w < 0,5$  кипіння не впливає на тепловіддачу, і тому  $\alpha = \alpha_w$ . При  $\alpha_q / \alpha_w > 2$  інтенсивність тепловіддачі визначається лише кипінням, і тому  $\alpha = \alpha_q$ . Для області, де коефіцієнт тепловіддачі залежить від швидкості потоку і теплового навантаження ( $0,5 < \alpha_q / \alpha_w < 2$ ), рекомендується така інтерполяційна формула:

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4 \cdot \alpha_w + \alpha_q}{5 \cdot \alpha_w - \alpha_q} \quad (4.85)$$

Із рисунка 4.24 випливає, що довжина області, в якій  $\alpha = f(w, q)$ , дуже мала.

Тепловіддача під час кипіння розчинів вивчена ще недостатньо. Запропоновано кілька критеріальних рівнянь. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до киплячого розчину під час бульбашкового кипіння у вертикальних кип'ятильних трубах в умовах природної циркуляції розчину рекомендовано [2, 6, 9, 19] використовувати рівняння (2.5), яке після підставлення критеріїв подібності через розмірні величини та розв'язування щодо коефіцієнта тепловіддачі набирає такого вигляду:

$$\alpha_x = \alpha_{кип} = 780 \cdot \frac{\lambda_p^{1,3} \cdot \rho_p^{0,5} \cdot \rho_n^{0,06}}{\sigma_p^{0,5} \cdot r_{нар}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_p^{0,3} \cdot \mu_p^{0,3}} \cdot q^{0,6}, \quad (4.86)$$

де  $\lambda_p$ ,  $\rho_p$ ,  $\sigma_p$ ,  $c_p$ ,  $\mu_p$  – відповідно теплопровідність, густина, поверхневий натяг, питома масова теплоємність і динамічна в'язкість розчину за температури його кипіння;  $\rho_n$ ,  $\rho_{n0}$  – густина насиченої водяної пари за тиску в паровому просторі та атмосферного

тиску відповідно;  $r_{нар}$  – теплота пароутворення вторинної пари;  $q$  – густина теплового потоку (питоме теплове навантаження).

У випарних апаратах із винесеною зоною кипіння і з примусовою циркуляцією розчину в трубах кипіння не відбувається. Тому коефіцієнт тепловіддачі від стінки труб до розчину розраховують за критеріальним рівнянням (1.26) для теплообміну без зміни агрегатного стану під час вимушеного турбулентного руху рідини [19].

Для випарних апаратів, в яких забезпечуються високі швидкості руху розчину в трубах гріючої камери і внаслідок цього – стійкий турбулентний режим течії, для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі з боку киплячого розчину рекомендують [2, 9] також використовувати критеріальне рівняння

$$Nu_x = 0,023 \cdot Re_x^{0,8} \cdot Pr_x^{0,4}. \quad (4.87)$$

Під час кипіння розчинів у плівкових випарних апаратах коефіцієнт тепловіддачі рекомендується [2, 9] визначати за рівнянням

$$\alpha_x = \alpha_{кин} = C \cdot \frac{\lambda_p}{\delta_{пл}} \cdot (0,25 \cdot Re_{пл})^n \cdot \left( \frac{q \cdot \delta_{пл}}{\lambda_p \cdot t_{ен}} \right)^m, \quad (4.88)$$

де  $\delta_{пл}$  – товщина плівки, яку розраховують за рівнянням

$$\delta_{пл} = \left( \frac{0,75 \cdot \mu_p^2}{\rho_p^2 \cdot g} \right)^{0,33} \cdot Re_{пл}^{0,33}, \quad (4.89)$$

де  $Re_{пл}$  – критерій Рейнольдса для плівки рідини,  $Re_{пл} = 4 \cdot \Gamma / \mu_p$ ;  $\Gamma$  – лінійна масова щільність зрошення,  $\Gamma = G_p / \Pi$ ;  $G_p$  – витрата розчину;  $\Pi$  – змочений периметр,  $\Pi = \pi \cdot d_{ен} \cdot n$ ;  $n$  – кількість труб гріючої камери;  $q$  – питоме теплове навантаження,  $q = \alpha_2 \cdot (t_n - t_{cm})$ .

Значення коефіцієнтів і показників ступенів у рівнянні (4.88):

$$\begin{array}{llll} \text{за } q < 20\,000 \text{ Вт/м}^2 & C = 163,1; & n = -0,264; & m = 0,685; \\ \text{за } q > 20\,000 \text{ Вт/м}^2 & C = 2,6; & n = 0,203; & m = 0,322. \end{array}$$

Оскільки до розрахункових рівнянь для визначення коефіцієнтів тепловіддачі входять невідомі температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь стінок кип'ятильних труб, то подальші розрахунки полягають в обчисленні коефіцієнта теплопередачі за методом послідовних наближень, водночас використовується така методика [9].

Для сталого процесу теплопередачі від конденсованої пари через стінку труб до киплячого розчину справедливе рівняння

$$q = \alpha_2 \cdot \Delta t_1 = \Delta t_{cm} / \sum \frac{\delta}{\lambda} = \alpha_x \cdot \Delta t_2, \quad (4.90)$$

де  $\Delta t_1$  – різниця температур конденсації гріючої пари та зовнішньої поверхні стінки;  $\Delta t_{cm}$  – різниця температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнями стінки;  $\Delta t_2$  – різниця між температурою внутрішньої поверхні стінки та температурою кипіння.

Розподіл температур у процесі передавання теплоти від конденсованої пари через стінку труб до киплячого розчину показано на рисунку 4.25.

Задаючись величиною  $\Delta t_1$  і визначивши коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  за однією з вищенаведених формул, обчислюють питоме теплове навантаження в процесі передавання теплоти від конденсованої пари до стінки:

$$q' = \alpha_2 \cdot \Delta t_1. \quad (4.91)$$

Величина  $\Delta t_{cm}$  визначається як

$$\Delta t_{cm} = q' \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda}. \quad (4.92)$$

Тоді

$$\Delta t_2 = \Delta t_{кор} - \Delta t_{cm} - \Delta t_1. \quad (4.93)$$

Визначивши коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_x$  за однією з вищенаведених формул, розраховують питоме теплове навантаження в процесі передавання теплоти від стінки до киплячого розчину:

$$q'' = \alpha_x \cdot \Delta t_2. \quad (4.94)$$

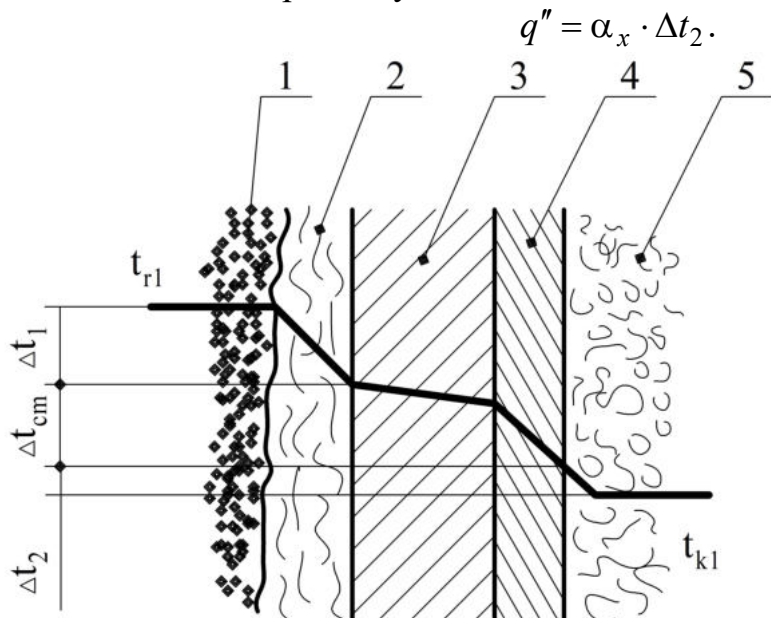


Рисунок 4.25 – Розподіл температур у процесі теплопередачі від конденсованої пари до киплячого розчину через багат шарову стінку: 1 – пара; 2 – конденсат; 3 – стінка; 4 – накип; 5 – киплячий розчин

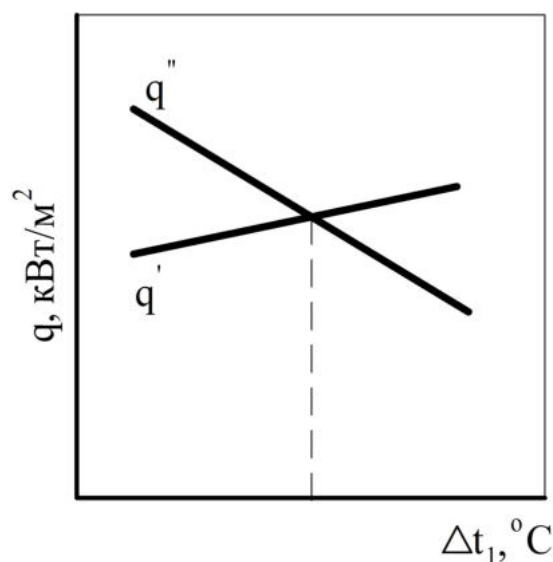


Рисунок 4.26 – Залежність питомого теплового навантаження  $q$  від різниці температур  $\Delta t_1$

Якщо  $q' \neq q''$ , беруть нове значення  $\Delta t_1$  і повторюють розрахунок до збіжності величин  $q'$  і  $q''$ .

Розбіжність між питомими тепловими навантаженнями не повинна перевищувати 3 %. Зазвичай виконують 2–3 наближення, а потім будують графічну залежність питомого теплового навантаження  $q'$  і  $q''$  від  $\Delta t_1$ . У точці перетину ліній  $q' = f(\Delta t_1)$  і  $q'' = f(\Delta t_1)$  визначають значення величини  $\Delta t_1$  (рис. 4.26).

Далі коефіцієнт теплопередачі розраховують за рівнянням (4.60).

#### 4.4. Конструктивний розрахунок гріючої камери

У трубчастих випарних апаратах нагрівання упарюваного розчину найчастіше здійснюється насиченою водяною парою. Таким чином, призначення гріючої камери полягає в передаванні тепла від гріючої пари до упарюваного розчину. Конструктивно гріюча камера – це кожухотрубчастий теплообмінник із системою штуцерів і вузлів підведення та відведення матеріальних потоків.

Поверхню теплообміну гріючої камери визначають за допомогою основного рівняння теплопередачі (1.40), водночас

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{кор}}. \quad (4.95)$$

Завданнями конструктивного розрахунку гріючої камери є визначення числа кип'ятильних труб, вибір способу розміщення їх у трубній решітці, визначення діа-



метра корпусу грійочої камери. На рисунку 4.27 показані основні конструктивні розміри однокорпусного випарного апарата.

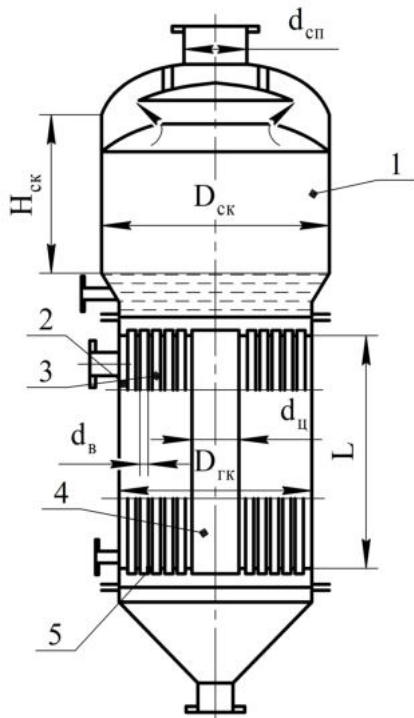


Рисунок 4.27 – Основні конструктивні розміри випарного апарата: 1 – сепараційна камера; 2 – грійоча камера; 3 – кип’ятильні труби; 4 – центральна циркуляційна труба; 5 – трубна решітка

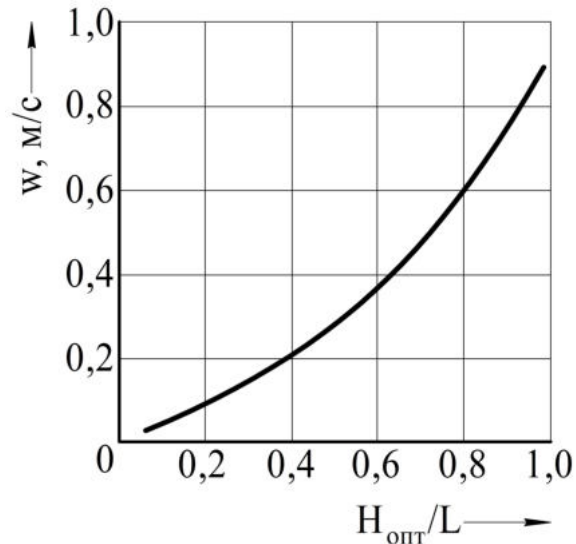


Рисунок 4.28 – Залежність швидкості природної циркуляції розчину в трубах грійочої камери від оптимального рівня в розчинному просторі

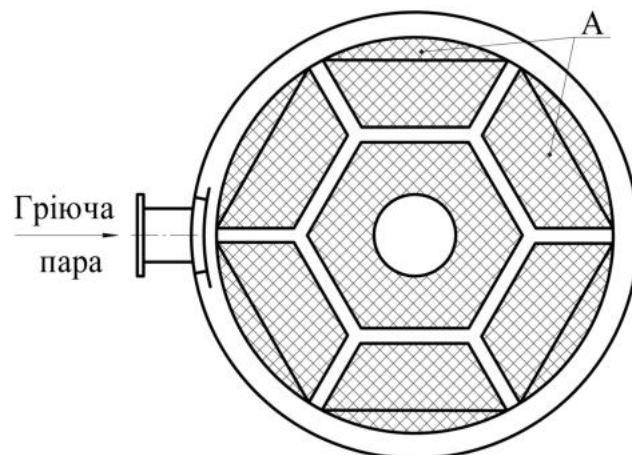


Рисунок 4.29 – Схема парових каналів у грійочій камері

Розрахована за рівнянням (4.95) поверхня теплообміну повинна бути реалізована в елементах конструкції грійочої камери, водночас геометрична поверхня труб

$$F = \pi \cdot d_p \cdot L \cdot n, \quad (4.96)$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр кип’ятильних труб, беруть залежно від значень коефіцієнтів тепловіддачі (при  $\alpha_2 \gg \alpha_x$ ,  $d_p = d_в$ , при  $\alpha_2 \approx \alpha_x$ ,  $d_p = 0,5 \cdot (d_в + d_н)$ , при  $\alpha_2 \ll \alpha_x$ ,  $d_p = d_н$ );  $L$  – довжина трубчатки;  $n$  – число кип’ятильних труб.

У трубчатках грійочих камер випарних апаратів використовують переважно труби діаметром 25 мм × 2 мм, 38 мм × 3 мм та 57 мм × 3,5 мм [6].

Число кип’ятильних труб визначають з урахуванням кратності циркуляції розчину, яку розраховують за залежністю

$$k_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot \rho_p}{G_{\text{н}}}, \quad (4.97)$$

де  $V_{\text{ц}}$  – об’ємна витрата циркулюючого розчину через переріз усіх кип’ятильних труб;  $G_{\text{н}}$  – масова витрата початкового розчину, що надходить;  $\rho_p$  – густина розчину.

Швидкість руху розчину в трубах і кратність його циркуляції залежать від гус-

тини випарюваного розчину та висоти рівня його в розчинному просторі. На рисунку 4.28 показана залежність швидкості руху розчину в трубах гріючої камери від співвідношення  $H_{onm}/L$  (див. формулу (4.43)) за природної циркуляції.

Для випарних апаратів із природною циркуляцією розчину кратність циркуляції звичайно становить  $k_u = 50-80$  і забезпечується за рахунок збільшення рівня розчину над трубною решіткою. Оптимальний рівень розчину над трубною решіткою може становити 0,4–0,6 від загальної висоти кип'ятильних труб, водночас швидкість руху розчину в трубах змінюється від 0,2 м/с до 0,8 м/с [6].

Для випарних апаратів із примусовою циркуляцією розчину кратність циркуляції становить  $k_u = 120-250$  [6, 7] і забезпечується за рахунок використання горизонтальних і вертикальних осьових насосів.

Задавшись кратністю циркуляції та швидкістю руху розчину, число труб гріючої камери визначають за залежністю

$$n = \frac{G_n \cdot k_u}{0,785 \cdot d_p^2 \cdot \rho_p \cdot w} \quad (4.98)$$

Розрахункова довжина гріючих труб відповідно до формули (4.96) дорівнює

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_p \cdot n} \quad (4.99)$$

Звичайно варто обирати найближчу більшу довжину труб, що відповідає затвердженим стандартам на випарні апарати.

Гріючі труби в трубних решітках розміщують трьома основними способами: 1) по боках правильних шестикутників (шахове розміщення); 2) по боках квадратів (коридорне розміщення); 3) по концентричних колах.

Одним з основних способів кріплення труб у трубних решітках є розвальцювання. Для цього методу кріплення рекомендують [6, 36] крок між гріючими трубами в межах  $s = (1,22-1,35) \cdot d_n$ . Для сталевих випарних апаратів рекомендують таку величину кроку залежно від діаметра гріючих труб:

$d_n$ , мм	25	38	57
$s$ , мм	32	48	70

Якщо розчин рухається по гріючих трубах, то переважно їх розміщують по боках правильних шестикутників, а якщо циркулює по міжтрубному простору, то гріючі труби розміщують по боках квадратів, це зручніше для чищення поверхні труб. Крок між трубами в цьому випадку розраховують з умови  $s = 1,43 \cdot d_n + 45$  мм.

Внутрішній діаметр обичайки гріючої камери за шахового розміщення труб (найбільш компактний варіант) визначають так [9]:

– для апаратів із винесеною циркуляційною трубою або винесеною гріючою камерою

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot \sin 60 \cdot n \cdot s^2}{\pi \cdot \psi}}; \quad (4.100)$$

– для апаратів із центральною циркуляційною трубою і підвісною гріючою камерою

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot \sin 60 \cdot n \cdot s^2}{\pi \cdot \psi} + (D_u + 2 \cdot s)^2}, \quad (4.101)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт використання трубної решітки,  $\psi = 0,7-0,9$ ;  $D_{ц}$  – діаметр циркуляційної труби або труби для подавання пари.

Знайдений діаметр корпусу гріючої камери потім округлюють до найближчого діаметра стандартних циліндричних обичайок, водночас коефіцієнт використання трубної решітки повинен залишатися в межах рекомендованих значень.

Залежно від числа гріючих труб в апараті діаметр циркуляційної труби розраховують за такими рівняннями [9, 36]:

– для апаратів із кипінням розчину в гріючих трубах

$$D_{ц} = \sqrt{(0,3 - 0,6) \cdot d_g^2 \cdot n}; \quad (4.102)$$

– для апаратів із винесеною зоною кипіння або апаратів із примусовою циркуляцією

$$D_{ц} = \sqrt{(0,9 - 1,5) \cdot d_g^2 \cdot n}. \quad (4.103)$$

Обчислений діаметр циркуляційної труби потім округлюють до найближчого діаметра стандартних труб. Площа перерізу внутрішньої циркуляційної труби становить 25–35 % сумарної площі перерізу всіх труб (при винесеній зоні кипіння площа перерізу циркуляційної труби зазвичай значно більша). Під час розрахунку бажано не перевищувати значення  $D_{ц}$ , щоб не збільшувати діаметр гріючої камери.

Для гріючих камер діаметром понад 600 мм необхідно залишати канали для рівномірного розподілу пари в трубному пучку, з цією метою не встановлюють один ряд гріючих труб на кожні 600 мм діаметра (див. рис. 4.29) [36].

За числа гріючих труб на діагоналі більшого шестикутника понад 15 частину труб потрібно розміщувати в сегментах «А». Число труб, розміщених у сегментах, регламентоване розбиттям і визначається за довідниками.

Дуже відповідальним вузлом гріючої камери є вузол введення гріючої пари. Гріюча пара в трубопроводі рухається зі швидкістю 30–50 м/с, вона вміщує дрібні краплі конденсату. Якщо спрямувати швидкісний потік пари безпосередньо на гріючі труби, то вони будуть зазнавати сильного ерозійного зношування.

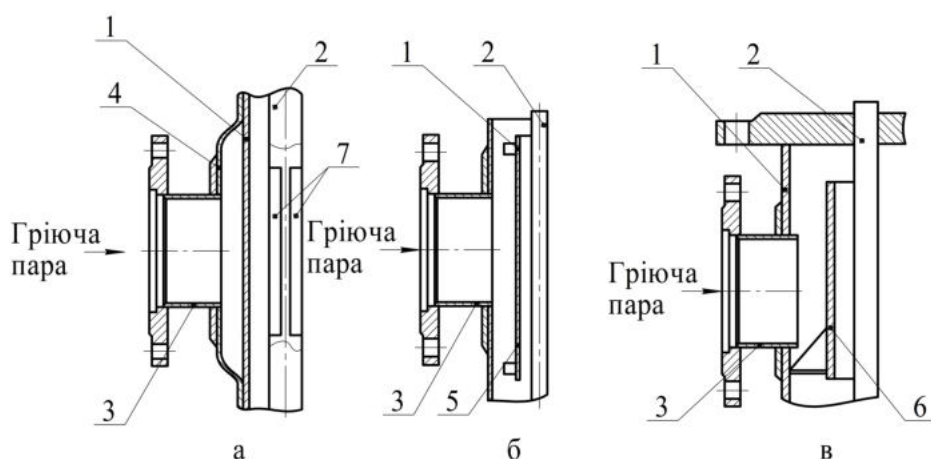


Рисунок 4.30 – Конструкції вузлів введення гріючої пари:

1 – обичайка гріючої камери; 2 – гріючі труби; 3 – штуцер введення пари; 4 – паровий пояс; 5 – відбійний щиток; 6 – відбійне кільце; 7 – парові вікна

кілька вікон 7, сумарна площа яких у 10–12 разів перевищує площу перерізу штуцера 3, швидкість пари у вікнах знижується до допустимих значень, що виключає ерозійне

Для рівномірного розподілу гріючої пари по трубному пучку і зниження швидкості в місці контакту пари з гріючими трубами у випарних апаратах із поверхнею понад 200 м<sup>2</sup> введення пари організують за допомогою парових поясів (рис. 4.30 а). Гріюча пара через штуцер 3 надходить до зазору між обичайкою гріючої камери 1 та паровим поясом 4. Обичайка 1 має

зношення гріючих труб [36].

У випарних апаратах із меншою поверхнею теплопередачі для гасіння потоку гріючої пари на його шляху встановлюють відбійні щитки (рис. 4.30 б) або відбійні кільця (рис. 4.30 в).

У міжтрубний простір гріючої камери разом із парою завжди надходить деяка кількість неконденсованих газів (повітря, NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub> та ін.). Особливо велика кількість інертних газів є у вторинній парі багатокорпусних випарних і кристалізаційних установок. Накопичення неконденсованих газів знижує коефіцієнт теплопередачі, тобто продуктивність апарата. Отже, видалення інертних газів із міжтрубного простору гріючої камери є технологічно необхідним завданням.

Існує кілька способів видалення неконденсованих газів. Застосування того чи іншого способу визначається розмірами гріючої камери апарата і кількістю інертних газів, що надходять до камери.

У випарних апаратах із поверхнею теплопередачі до 400 м<sup>2</sup> (діаметр гріючої камери – до 1 200 мм) інертні гази видаляють через штуцери, розміщені в одній вертикальній площині зі штуцерами виведення конденсату над нижньою і під верхньою трубними решітками. Діаметр штуцера зазвичай не перевищує 25 мм.

Із випарних апаратів із площею поверхні теплопередачі понад 400 м<sup>2</sup> інертні гази видаляють додатково через установлену по центру камери перфоровану по всій довжині трубу (див. рис. 4.31). Кількість отворів на перфорованій трубі визначається за такою залежністю [36]:

Із випарних апаратів із площею поверхні теплопередачі понад 400 м<sup>2</sup> інертні гази видаляють додатково через установлену по центру камери перфоровану по всій довжині трубу (див. рис. 4.31). Кількість отворів на перфорованій трубі визначається за такою залежністю [36]:

$$n_{отв} = \frac{g_{см}}{f \cdot w_{см} \cdot \rho_{см}}, \quad (4.104)$$

де  $g_{см}$  – кількість суміші пари і неконденсованих газів, що відводиться з гріючої камери, кг/с;  $f$  – площа перерізу отвору на трубі, м<sup>2</sup>;  $w_{см}$  – швидкість руху суміші в отворах (зазвичай беруть 10–30 м/с);  $\rho_{см}$  – густина суміші, кг/м<sup>3</sup>.

На підставі дослідних даних встановлено, що на 1 кг гріючої пари в міжтрубний простір надходить 0,015 кг неконденсованих газів, а на 1 кг неконденсованих газів із камери виводиться 1 кг пари, тоді  $g_{см} = 0,03 \cdot D_{гн}$ .

Конденсат, що утворився в гріючій камері, необхідно безперервно і повністю видаляти з міжтрубного простору. Інакше відбудеться затоплення частини поверхні гріючих труб, що різко знизить коефіцієнт теплопередачі. На рисунку 4.32 наведені деякі конструктивні рішення вузлів виведення конденсату.

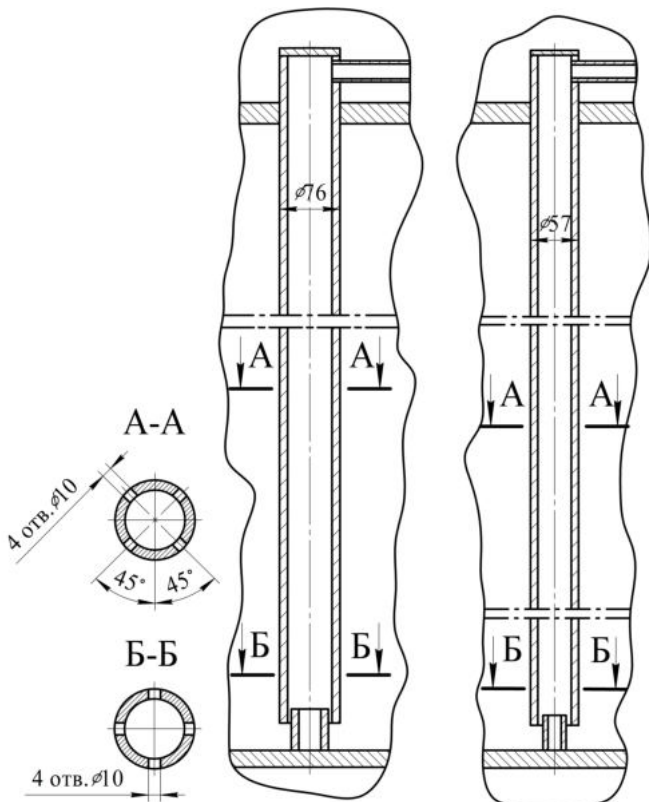


Рисунок 4.31 – Перфорована труба для видалення неконденсованих газів із гріючої камери

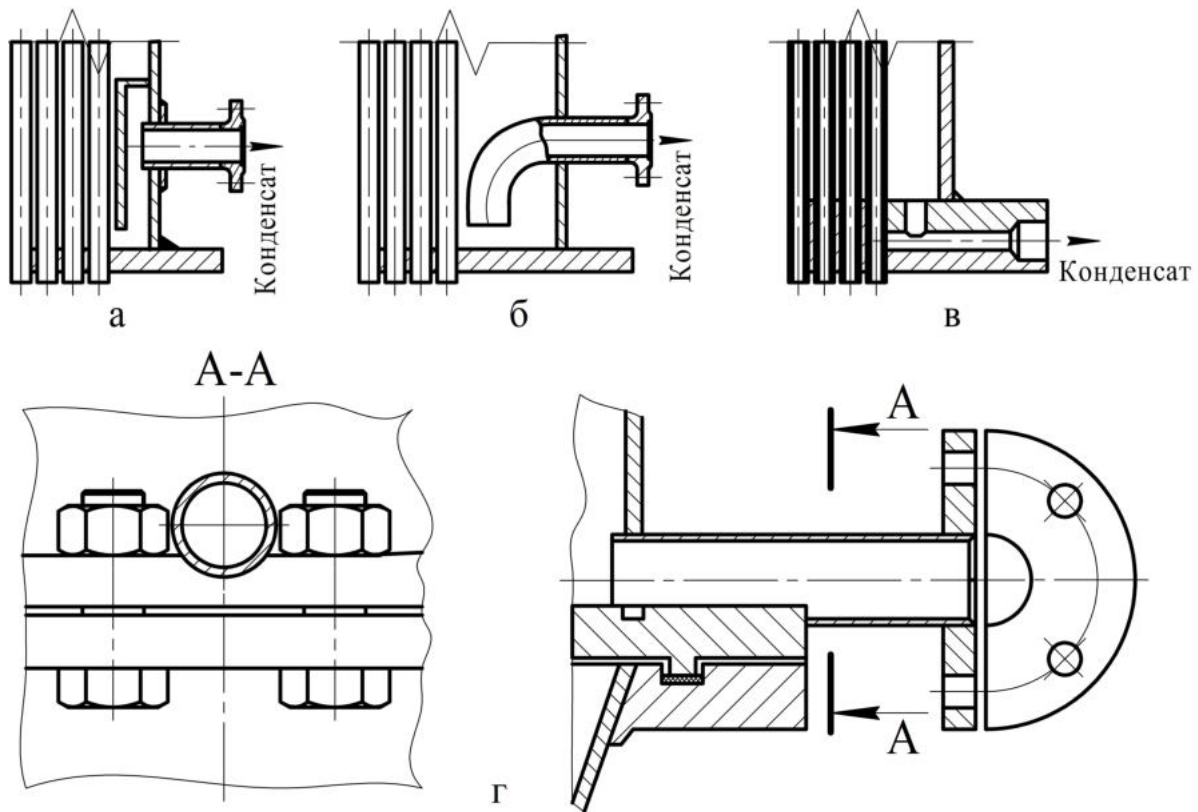


Рисунок 4.32 – Конструкції вузлів виведення конденсату: а – сифон-карман; б – коліноподібний патрубок; в – канал у трубній решітці; г – приварений до трубної решітки штуцер

Також широкого поширення в хімічній промисловості набули поплавкові конденсатовідвідники. У корпусі конденсатовідвідника з відкритим поплавком (рис. 4.33 а) розміщений відкритий стакан (поплавок). До днища поплавка жорстко прикріплений шпindel, що закінчується клапаном, який проходить усередині трубки, що відводить конденсат. Конденсат із гріючої камери, входячи через лівий штуцер, заповнює спочатку кільцевий простір між стінками корпусу і поплавком. Поплавок у цьому разі спливає і закриває зверху вихід із трубки. Поступово конденсат заповнює кільцевий простір і починає наповнювати поплавок. Після досягнення певної ваги (рівня води в стакані) поплавок опускається на дно корпусу, клапан відкривається, і конденсат під дією надлишкового тиску видаляється через відвідну трубку і вихідний штуцер (праворуч) у конденсатопровід. Полегшений поплавок знову спливає, закриває клапаном вихід із відповідної трубки, і цикл повторюється.

Конденсатовідвідник із закритим поплавком показаний на рисунку 4.33 б. Кулястий пустотілий поплавок шарнірно з'єднаний із важелем, що має на вільному кінці шибер (або золотник). Накопичуючись у корпусі, конденсат піднімає поплавок, зрушує шибер, відкриваючи отвір у каналі для виходу конденсату. При зменшенні припливу конденсату поплавок опускається, і шибер частково або повністю закривається. Якщо з гріючої камери надходить потік конденсату, постійний у часі, то поплавок зупиняється на певній висоті, затримуючи шибер в одному й тому самому положенні, за якого отвір для виходу конденсату відкритий частково або повністю. Таким чином, конденсатовідвідник працює не в пульсуючому, а в безперервному режимі.

Конденсатовідвідники обох типів забезпечені обвідними каналами, що дозволяють віддувати накопичувані інертні гази і пропускати конденсат наскрізним потоком у разі несправної дії клапана або шибера.



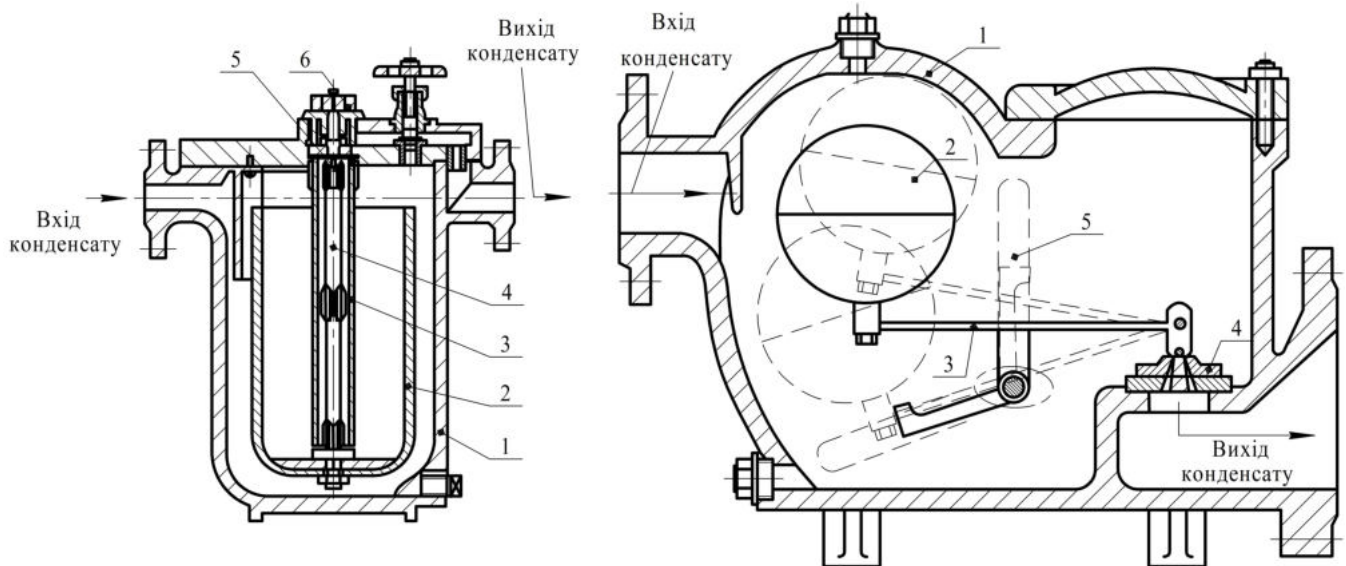


Рисунок 4.33 – Поплавкові конденсатовідвідники: а – з відкритим поплавком: 1 – корпус; 2 – поплавок; 3 – труба; 4 – шток; 5 – клапан; 6 – канал для виходу конденсату; б – із закритим поплавком: 1 – корпус; 2 – поплавок; 3 – важіль; 4 – золотник; 5 – ручка для піднімання поплавка

#### 4.5. Конструктивний розрахунок сепараційної камери

У сепараційній камері випарного апарата відбувається сепарація бризок рідини, що розплескуються з киплячого розчину в надрозчинний простір. За недостатньої сепарації спостерігається винесення в паропровід частинок рідини (у вигляді туману, окремих крапель або піни) разом із вторинною парою. Винесення крапель розчину призводить до втрати продукту.

Використовуючи вторинну пару в наступних корпусах або інших нагрівниках, розчинена речовина, що міститься в краплях розчину, осідає на теплообмінній поверхні та забруднює її; конденсат пари також забруднюється розчиненою речовиною і стає непридатним для живлення парових котлів.

Величина винесення залежить від властивостей випарюваного розчину та інтенсивності пароутворення. Низький поверхневий натяг і висока в'язкість розчину сприяють піноутворенню, тобто утворенню тонких і стійких плівок рідини навколо бульбашок пари. Розчинам, що кристалізуються, не властиве утворення стійкої піни. Наявність у розчині зважених частинок надає піні стійкості. Для зменшення піноутворення до розчину іноді додають речовини, що підвищують поверхневий натяг (наприклад, масла); розчин, що надходить на випарювання, попередньо фільтрують для видалення зважених частинок.

Винесення може відбуватися і без утворення піни в результаті підкидання рідких крапель у паровий простір і механічного захоплення частинок рідини парою. Для запобігання цьому швидкість вторинної пари в паровому просторі повинна бути невеликою, а висота парового простору повинна бути досить великою, щоб захоплені парою краплі рідини осіли під дією сили тяжіння [18].

Через невизначеність в інтенсивності винесення і розподілі утворених крапель за розмірами до цього часу не розроблені точні методи розрахунку необхідного об'єму сепараційного простору. На сьогодні його об'єм визначають за **максимально допустимим напруженням парового простору** ( $R_{мас}$ , або  $R_{об}$ ), що є гранично допустимою питомою (що припадає на 1 м<sup>3</sup> сепараційного простору) витратою вторинної пари, за якої гарантовано досить повне відділення крапель у сепараційному просторі. За більшої витрати вторинної пари спостерігається підвищене винесення



крапель через зростання швидкості пари в цьому просторі.

Якщо в апараті утворюється  $W$  вторинної пари густиною  $\rho_{вн}$ , то необхідний об'єм сепараційного простору  $V_{сн}$  дорівнює [6, 9, 18, 19]:

$$V_{сн} = \frac{W}{R_{мас}} = \frac{W}{\rho_{вн} \cdot R_{об}}. \quad (4.105)$$

Допустиме напруження парового простору залежить від тиску в апараті та способу введення парорідинної суміші. Для водно-сольових розчинів середньої концентрації, що киплять за атмосферного тиску, об'ємне напруження парового простору дорівнює  $R_{об} = 1\ 600\text{--}1\ 700\ \text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$  [6, 19]; під час кипіння розчинів під вакуумом об'ємне напруження парового простору збільшується до значень  $R_{об} = 2\ 500\text{--}3\ 600\ \text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ .

Рекомендована залежність максимально допустимого об'ємного напруження парового простору від робочого тиску в сепараторі під час кипіння багатьох водних розчинів солей і кислот наведена на рисунку 4.34. Величина  $R_{об}$  різко зменшується за збільшення робочого тиску до 100 кПа, потім спад сповільнюється, і за тисків вище ніж 300 кПа значення  $R_{об}$  стабілізується на рівні 0,45–0,5 (м<sup>3</sup>/с)/м<sup>3</sup>.

Значення  $R_{мас}$  наближено можна визначити за формулою [9, 18]:

$$R_{мас} = f_1 \cdot f_2 \cdot R_{атм}, \quad (4.106)$$

де  $R_{атм}$  – допустиме напруження парового простору за атмосферного тиску (для чистої води  $R_{атм} = 2\ 600\ \text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ , для розчинів солей  $R_{атм} = 1\ 000\ \text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ , для концентрованих розчинів, що піняться,  $R_{атм}$  зменшують приблизно вдвічі);  $f_1$  – функція, що залежить від тиску (див. табл. 4.9);  $f_2$  – функція, що залежить від рівня розчину над точкою введення парорідинної суміші в паровий простір (див. табл. 4.10).

Таблиця 4.9 – Значення функції  $f_1$  рівняння (4.106) залежно від тиску

Абсолютний тиск, МПа	≤ 0,04	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4
$f_1$	0,85	0,87	0,92	1	1,35	1,7	2,05	2,4	3,1

Таблиця 4.10 – Значення функції  $f_2$  рівняння (4.106) залежно від рівня  $H$  розчину над точкою введення парорідинної суміші в паровий простір

$H$ , м	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
$f_2$	1	0,83	0,69	0,59	0,51	0,4	0,32	0,27

Діаметр сепараційної камери може бути визначений з урахуванням швидкості сокової пари в сепараційному просторі, яку розраховують залежно від густини і діаметра винесених крапель розчину. З підвищенням швидкості руху пари збільшуються піднімальна сила парового потоку і винесення рідини. Якщо швидкість руху пари більша від швидкості літання краплі, вона піднімається і виноситься парою за будь-якої висоти парового простору.

Для визначення швидкості літання  $w_{літ}$  крапель розчину можна використати критеріальне рівняння такого вигляду [6]:

$$Re_{літ} = A \cdot Ar_{літ}^c, \quad (4.107)$$

де  $Re_{літ}$ ,  $Ar_{літ}$  – числа Рейнольдса і Архімеда відповідно для крапель розчину, що літають,  $Re_{літ} = w_{літ} \cdot d_k \cdot \rho_{вн} / \mu_{вн}$ ,  $Ar_{літ} = d_k^3 \cdot g \cdot \rho_p \cdot \rho_{вн} / \mu_{вн}^2$ ;  $d_k$  – діаметр крапель розчину, що літають;  $\rho_p$ ,  $\rho_{вн}$  – густини розчину і вторинної пари відповідно;  $\mu_{вн}$  – динамічна в'язкість вторинної пари;  $A$ ,  $c$  – коефіцієнт і показник, величини яких залежать від режиму літання краплі розчину (для ламінарного режиму літання за чисел Архімеда

$Ar_{lim} \leq 36$   $A = 0,055$ ,  $c = 1$ ; для перехідного режиму літання в діапазоні чисел Архімеда  $36 < Ar_{lim} \leq 8,4 \cdot 10^4$   $A = 0,152$ ,  $c = 0,714$ ).

Швидкість літання крапель також може бути розрахована за формулою [36]:

$$w_{lim} = \frac{\mu_{en}}{d_k \cdot \rho_{en}} \cdot \left( \frac{\sqrt{8100 + 22,18 \cdot Ar_{lim}} - 90}{2,77} \right). \quad (4.108)$$

Для якісної сепарації крапель розчину критичного (розрахункового) розміру швидкість підняття вторинної пари в паровому просторі не повинна перевищувати 80 % від швидкості літання крапель цього розміру, тобто  $w_{en} \leq 0,8 \cdot w_{lim}$ . Якщо діаметр крапель розчину не перевищує 1 мм, допустима швидкість вторинної пари в сепараторі не повинна перевищувати 2 м/с за атмосферного тиску і 7 м/с для апаратів, що працюють під вакуумом (див. рис. 4.35) [9].

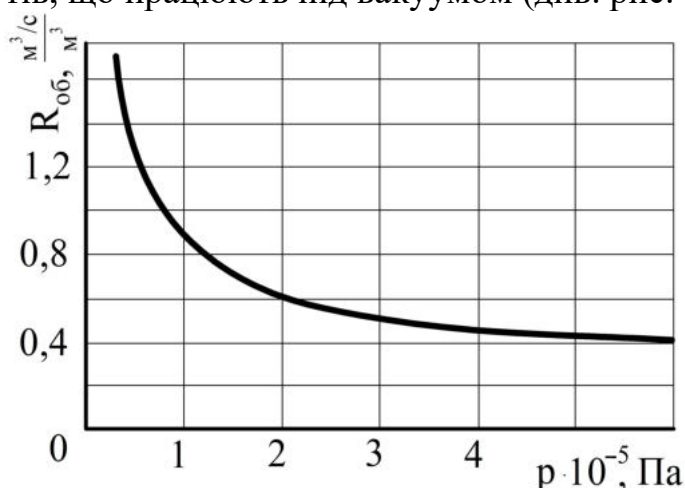


Рисунок 4.34 – Залежність максимального допустимого об'ємного напруження парового простору  $R_{об}$  від робочого тиску  $p$

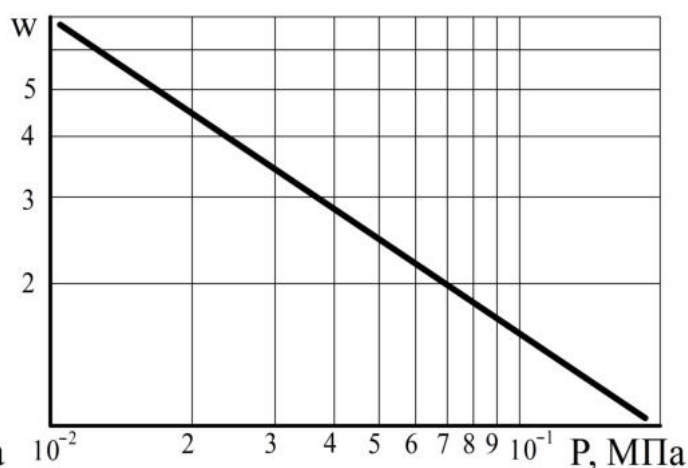


Рисунок 4.35 – Залежність допустимої швидкості вторинної пари  $w_{en}$  (м/с) в сепараторі від абсолютного тиску

Розрахунковий діаметр сепаратора визначають за формулою

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_{en} \cdot w_{en}}} \quad (4.109)$$

та округлюють до найближчого діаметра стандартних циліндричних обичайок.

На практиці в багатьох випадках доводиться мати справу з розчинами, що піняться. Піна може частково або повністю заповнювати паровий простір. У цьому разі складно визначити дійсну в'язкість вторинної пари. Тоді розрахунок діаметра обичайки сепаратора за швидкістю літання крапель критичного розміру буде неприйнятним. У таких випадках розрахунок діаметра сепаратора здійснюється на основі **граничного напруження дзеркала випарювання**.

На основі експлуатації випарних установок величина граничного напруження дзеркала випарювання знаходиться в межах  $R_s = 0,4-0,8$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup> · с) [36]. Тоді внутрішній діаметр обичайки сепаратора буде визначатися за формулою

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_{en} \cdot R_s}}. \quad (4.110)$$

Висоту надрозчинної частини сепараційної камери (від рівня розчину в сепараторі до бризкоуловлювача) визначають із формули об'єму циліндра, тоді

$$H_c = \frac{4 \cdot V_{cn}}{\pi \cdot D_c^2}. \quad (4.111)$$

Зазвичай висоту парового простору орієнтовно беруть не менше ніж 1,5 м, а під час випарювання розчинів, що сильно піняться, 2,5–3 м [19]. Одночасно є рекомендації, згідно з якими  $H_c = (1,5-3) \cdot D_c$  [36].

Навіть за наявності сепараційного простору необхідних розмірів із потоку вторинної пари не виділяються дрібні краплі, оскільки швидкість їх літання занадто мала. Збільшення діаметра сепараційної обичайки недоцільне, бо це різко збільшує габарити випарного апарата. Для підвищення якості відділення вторинної пари від дрібних крапель розчину всередині сепараційної камери розміщують вбудовані бризковіддільники різноманітних конструкцій.

Найбільш широко використовують бризковіддільники таких типів: 1) відцентрові (циклонні); 2) інерційні; 3) поверхневі [36].

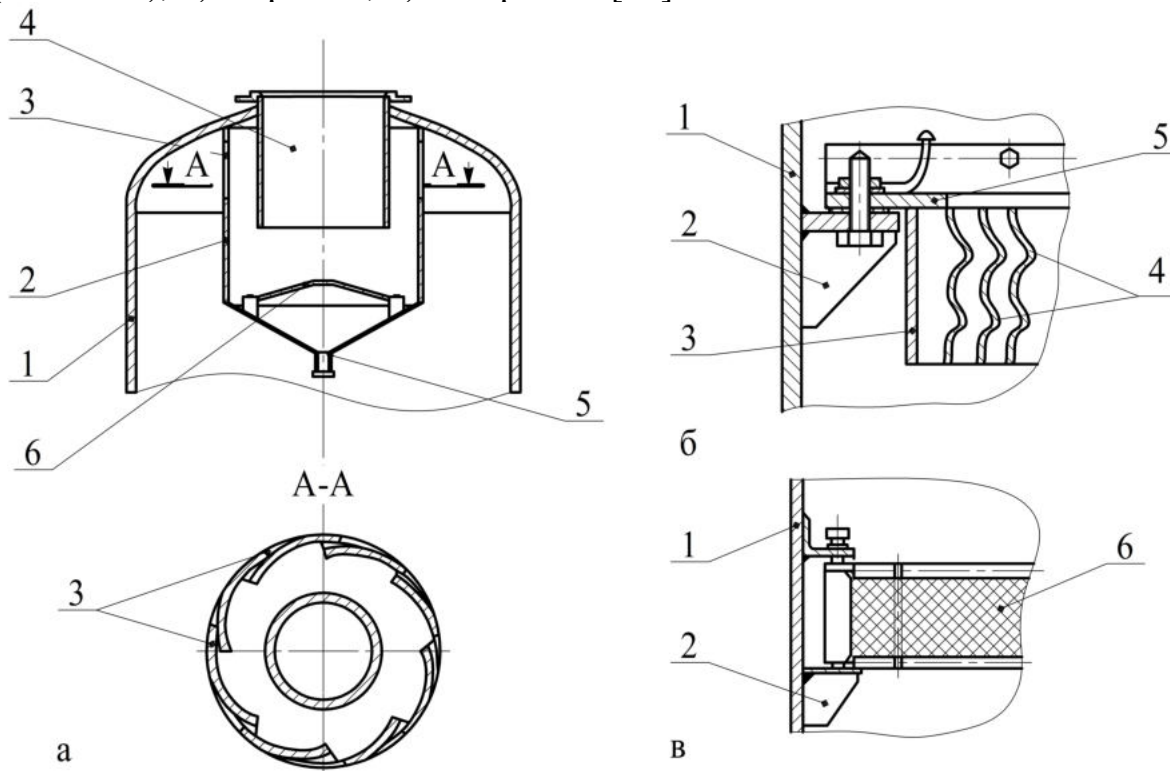


Рисунок 4.36 – Внутрішні бризковіддільники випарних апаратів: а – відцентровий (1 – обичайка сепараційної камери; 2 – корпус; 3 – входні вікна; 4 – штуцер виходу вторинної пари; 5 – штуцер зливу розчину; 6 – відбійник); б – жалюзійний; в – поверхневий (1 – обичайка сепараційної камери; 2 – опорна косинка; 3 – корпус; 4 – жалюзі; 5 – опорне кільце; 6 – пакет сіток)

У циклонних бризковіддільниках (рис. 4.36 а) ефект розділення досягається за рахунок дії значних відцентрових сил на краплі розчину, в результаті яких краплі відкидаються на стінки сепаратора, зливаються в плівки, а потім видаляються з апарата. Відцентрові бризковіддільники застосовують під час упарювання чистих розчинів, а також розчинів, що піняться, кристалізуються і виділяють тверду фазу. Це найбільш універсальні бризковіддільники. Але вони мають великий гідравлічний опір.

Відцентровий бризковіддільник працює так. Вторинна пара, що містить краплі розчину, тангенціально через вікна 3 надходить усередину корпусу 2. Завдяки дії відцентрової сили краплі розчину сепаруються на внутрішній стінці корпусу 2, зливаються в плівку, яка стікає вниз під відбійник 6, витікає у вигляді струменя зі штуцера 5 і повертається в розчинний простір. Очищена від крапель розчину вторинна пара виводиться з апарата через штуцер 4. Відбійник 6 перешкоджає захопленню розчину із зони штуцера 5 і винесенню його з потоком вторинної пари.

Під час розрахунку габаритів відцентрового бризковіддільника необхідно виходити з таких умов: за тиску в апараті 0,1–0,4 МПа швидкість руху вторинної пари у вхідних вікнах повинна бути в межах 15–30 м/с, у вільному перерізі корпусу – 3,5–5 м/с, у вихідному штуцері вторинної пари – 15–20 м/с [36].

За зниження тиску в апараті до 0,01 МПа усі величини швидкостей можна збільшити у 2–2,5 раза. Ефективність розділення в даних бризковіддільниках розраховується аналогічно відцентровим пиловим циклонам.

На рисунку 4.36 б наведена конструкція жалюзійного бризковіддільника, який належить до групи інерційних сепараторів. Жалюзійні бризковіддільники застосовують під час упарювання чистих розчинів і розчинів, що слабо кристалізуються. Працюють вони так. Вторинна пара, що містить краплі розчину, рухається знизу вгору в каналах між жалюзі 4, прикріплених до корпусу 3 та опорного кільця 5. Завдяки тому, що канали мають різкі повороти, краплі за рахунок сил інерції відкидаються на поверхню жалюзі, зливаються в плівку й у вигляді великих крапель повертаються в розчинний простір.

Під час розрахунку таких сепараторів рекомендується мати ефективні швидкості вторинної пари в каналах 2–5 м/с за тиску 0,1 МПа і 4–8 м/с – під час роботи під вакуумом. За більш високих швидкостей може виникнути вторинне винесення крапель через зрив плівок розчину з поверхні жалюзі. Максимальна висота жалюзійних сепараторів зазвичай не перевищує 100 мм, а гідравлічний опір – 500 Па [36].

На рисунку 4.36 в наведена конструкція поверхневого бризковіддільника. У сучасних конструкціях випарних апаратів поверхневі бризковіддільники набираються з металевих сіток у вигляді пакетів товщиною 100–150 мм. Комірки сітки зазвичай мають розмір від 0,1 мм до 0,4 мм. За рахунок розвиненої поверхні сітки на ній формується плівка рідини, яка захоплює краплі розчину під час проходження парового потоку через шар сіток, у результаті чого формуються великі краплі, що повертаються в розчинний простір.

Під час розрахунку поверхневих сепараторів необхідно виходити з того, що швидкість вторинної пари у вільних перерізах пакета повинна бути 1–2,5 м/с за тиску 0,1 МПа і до 5 м/с за тиску 0,01 МПа [36].

Поверхневі сепаратори мають більш низьку ефективність, ніж відцентрові та інерційні, але вони простіші у виготовленні та мають менший гідравлічний опір. Якщо немає жорстких вимог до ступеня розділення вторинної пари від крапель розчину, то поверхневі сепаратори переважніші. Але вони абсолютно не придатні за наявності сольових інкрустацій на поверхнях сепаратора.

#### 4.6. Допоміжні вузли та обладнання випарних установок

**Вузли виведення сольових суспензій.** У процесі упарювання розчинів, що виділяють тверду фазу, необхідно безперервно виводити з апарата сольову суспензію. Для цього у випарних апаратах під зоною відстою розміщують вертикальні циліндричні стояки, що служать для виведення сольових суспензій [36].

На рисунку 4.37 а наведена конструкція стояка з перфорованою трубою. Кристали солі із зони відстою розчинного простору опускаються під дією сил гравітації в стояк 1. Знизу в стояк 1 назустріч потоку кристалів подається вихідний розчин, який забезпечує висхідний потік у стояку.

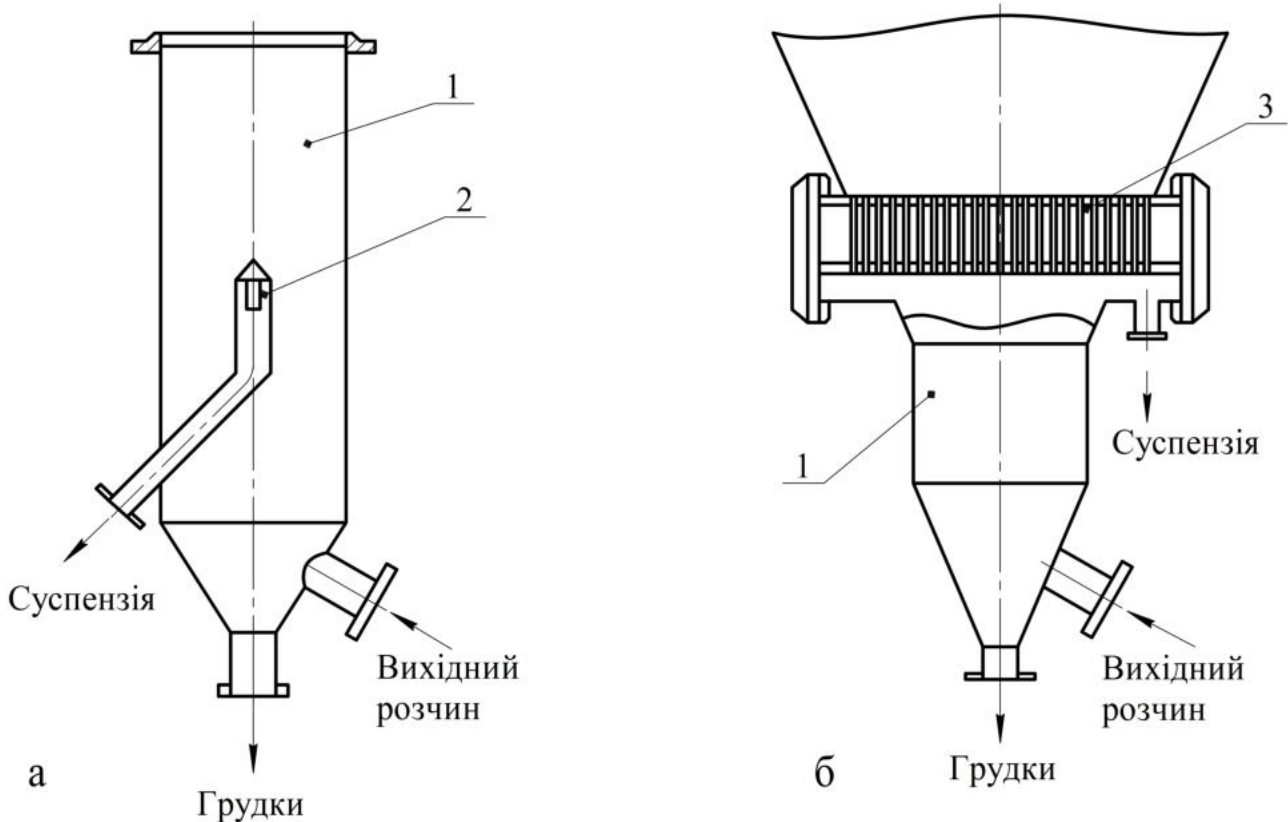


Рисунок 4.37 – Вузли виведення сольової суспензії:

1 – циліндричний стояк; 2 – перфорована труба; 3 – класифікаційна решітка

Кристали солі, що мають швидкість витання вищу, ніж швидкість підняття розчину в стояку, опускаються вниз і виводяться зі стояка через перфоровану трубу 2. Дрібні кристали за рахунок висхідного потоку повертаються в зону відстою і продовжують рости. Великі агломерати солі, що не потрапили до труби 2, періодично виводяться зі стояка через нижній штуцер. За такої конструкції вузла виведення суспензії зазвичай отримують поліфракційний склад кристалів.

На рисунку 4.37 б наведена конструкція вузла виведення суспензії з класифікаційною решіткою. Така конструкція дозволяє отримувати кристали солі однорідного розміру. Це досягається тим, що в зазорах класифікаційної решітки 3 висхідний потік розчину має швидкість підняття вищу, ніж швидкість літання кристалів заданого розміру. Завдяки невеликому нахилу решітки кристали, що сформувалися на поверхні решітки, в стані псевдозрідження переміщуються в праву частину решітки і виводяться з апарата через штуцер виведення суспензії.

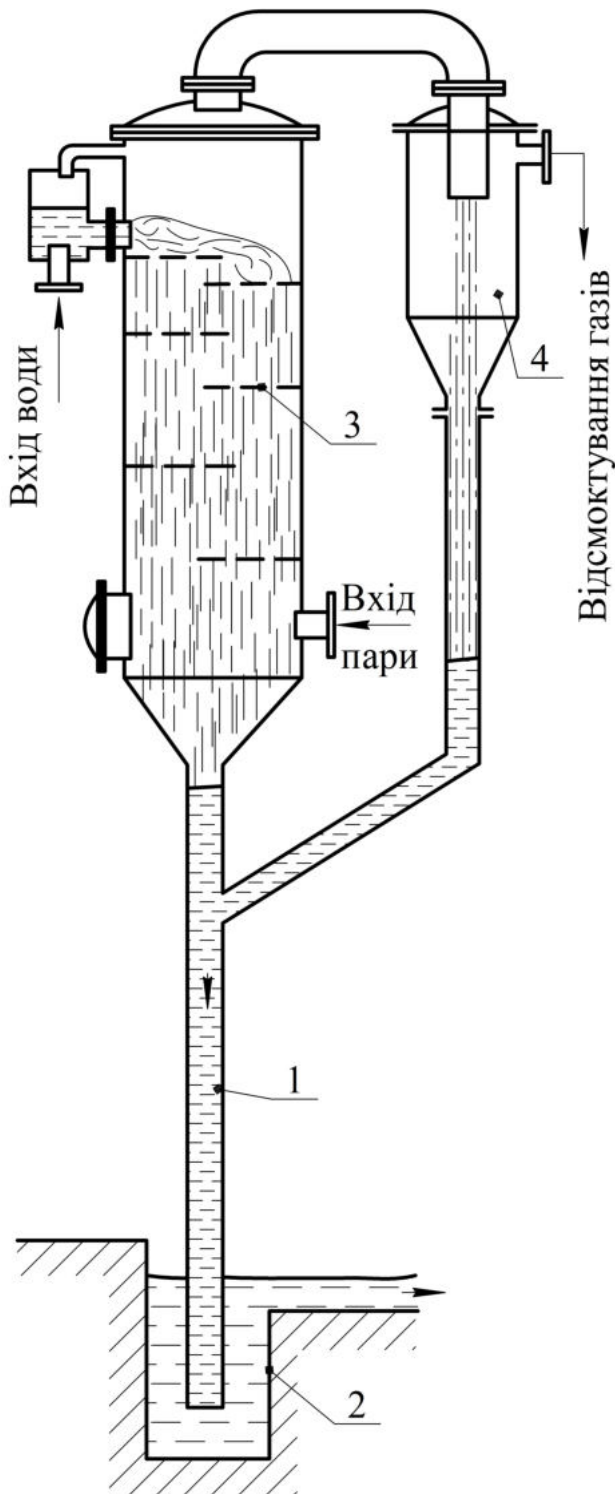


Рисунок 4.38 – Схема установки барометричного конденсатора:

1 – барометрична труба; 2 – гідралічний затвор; 3 – сегментна тарілка; 4 – пастка

інших випадках застосовують більш прості та дешеві змішувальні конденсатори.

У барометричних змішувальних конденсаторах (див. рис. 4.38) пара і вода рухаються в протилежних напрямках (пара – знизу вгору, вода – згори вниз). Причому для поліпшення їх зіткнення в апараті на різній висоті розміщені сегментні тарілки або полиці 3. Вода струйками перетікає з однієї тарілки на іншу через отвори по всій поверхні тарілок; частина води, крім того, переливається через борт тарілки, яким підтримується певний рівень води на тарілці. Повітря відсмоктується зверху через пастку 4, а суміш води і конденсату видаляється через барометричну трубу 1.

**Труба закипання** є важливим вузлом випарних апаратів, що використовуються для упарювання розчинів, які відкладають на гріючих трубах тверді осад. Відкладення осадів призводить до поступового «заростання» гріючих труб і зниження коефіцієнтів теплопередачі від гріючої пари до розчину.

Одним із ефективних шляхів запобігання інкрустаціям на гріючих трубах і зниження коефіцієнтів теплопередачі є виносення зони кипіння розчину за межі поверхні нагрівання, тобто за межі гріючих труб. Для цих цілей служать труби закипання, розміщені над гріючими трубами. Запобігання закипанню розчину в гріючих трубах, за наявності труби закипання, відбувається в результаті підвищення тиску в об'ємі розчину за рахунок гідростатичного стовпа парорідинної суміші, що міститься в трубі закипання. Висота труби закипання зазвичай становить 1–3 м, а її діаметр розраховують з умови руху парорідинної суміші зі швидкістю 3–5 м/с [36].

#### **Барометричний конденсатор.**

Створення вакууму у випарних апаратах, що працюють під розрядженням, досягається конденсацією утворених вторинних парів. Конденсація пари може здійснюватися або в поверхневих конденсаторах, або у змішувальних конденсаторах.

У поверхневих конденсаторах конденсат, що виходить, не змішується з охолоджувальною рідиною. Такі конденсатори застосовують або тоді, коли необхідною умовою є отримання чистого конденсату, або тоді, коли в конденсаторі є хімічно агресивні чи шкідливі речовини, скидання яких у каналізацію або використання для технічних потреб становить небезпеку. В



Висота стовпа рідини в барометричній трубці врівноважує атмосферний тиск, і рідина витікає з неї в збірник (барометричний ящик). Нижній кінець барометричної трубки повинен бути опущений нижче від рівня рідини в барометричному ящику, утворюючи гідравлічний затвор 2, що перешкоджає засмоктуванню атмосферного повітря в конденсатор.

Основні параметри барометричних конденсаторів конструкції НДХІММАШ при залишковому абсолютному тиску 0,1 ат наведені в таблиці Б.29. Вихідними величинами для визначення продуктивності конденсатора є швидкість парового потоку  $w_n$  в нижній його частині, розрахована на повний переріз апарата, або швидкість водяної пари  $w_2$  в зазорі між корпусом конденсатора і полицею.

Якщо в барометричному конденсаторі залишковий тиск  $p \neq 0,1$  ат, то задану продуктивність  $W$  потрібно привести до умов, зазначених у таблиці Б.29, виходячи з того, що для нормальної роботи конденсатора повинна додержуватися умова [19]:

$$\rho_n \cdot w_n^2 = const, \quad (4.112)$$

де  $\rho_n$ ,  $w_n$  – густина і швидкість вторинної пари відповідно.

Таким чином, для барометричного конденсатора за різних залишкових тисків

$$\frac{W_{табл}}{W} = \sqrt{\frac{\rho_{табл}}{\rho_n}}, \quad (4.113)$$

де  $W_{табл}$ ,  $\rho_{табл}$  – продуктивність барометричного конденсатора і густина вторинної водяної пари за залишкового тиску 0,1 ат відповідно.

Витрата охолоджувальної води на конденсацію вторинної пари визначається з теплового балансу конденсатора і становить [2, 9, 18, 19, 37]:

$$G_v = \frac{W \cdot (I_n - c_v \cdot t_{конд})}{c_v \cdot (t_{вк} - t_{вн})} \approx \frac{W \cdot (I_n - c_v \cdot t_{вк})}{c_v \cdot (t_{вк} - t_{вн})}, \quad (4.114)$$

де  $I_n$  – питома ентальпія вторинної пари;  $c_v$  – питома теплоємність охолоджувальної води;  $t_{конд}$  – температура конденсату;  $t_{вн}$ ,  $t_{вк}$  – початкова і кінцева температури води.

На практиці кінцева температура води повинна бути нижчою від температури конденсації, що відповідає необхідному тиску в конденсаторі. Різниця між температурою конденсації та кінцевою температурою води в протитечійних змішувальних конденсаторах становить 1–3 °С, у той час як у прямотечійних конденсаторах вона досягає 5–6 °С. Таким чином, у протитечійних конденсаторах забезпечується більш високе нагрівання води ( $t_{вк} - t_{вн}$ ) і, отже, витрата води менша, ніж у прямотечійних конденсаторах.

Діаметр барометричного конденсатора визначають з умови забезпечення такої швидкості пари, щоб вона не захоплювала за собою краплі води. На підставі практичних даних для конденсаторів, що працюють за тисків 0,1–0,2 ат, беруть швидкість пари у вільному перерізі 15–25 м/с [2]. Тоді з рівняння об'ємної витрати

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_n \cdot w_n}}. \quad (4.115)$$

Одержане значення округлюють до стандартного, відповідно до якого вибирають усі розміри конденсатора. Технічні характеристики протитечійних барометричних змішувальних конденсаторів наведені в додатку Б (табл. Б. 30, рис. Б. 36).

Необхідну кількість тарілок (полиць) знаходять із розрахунку прийнятого нагрівання охолоджувальної води за таким рівнянням [9, 18]:

$$N = \lg \frac{t_{\text{конд}} - t_{\text{вн}}}{t_{\text{конд}} - t_{\text{вк}}} / \lg \frac{t_{\text{конд}} - t'}{t_{\text{конд}} - t''}, \quad (4.116)$$

де  $t'$ ,  $t''$  – температура води на вході та виході з кожної тарілки;

$$\lg \frac{t_{\text{конд}} - t'}{t_{\text{конд}} - t''} = 0,029 \cdot \left( \frac{g \cdot d_e}{w_0^2} \right)^{0,2} \cdot \left( \frac{H'}{d_e} \right)^{0,7} = \frac{0,029}{Fr^{0,2}} \cdot \left( \frac{H'}{d_e} \right)^{0,7}; \quad (4.117)$$

$H'$  – висота падіння струменя, що дорівнює приблизно двом відстаням між тарілками;  $Fr$  – критерій Фруда,  $Fr = w_0^2 / (g \cdot d_e)$ ;  $d_e$  – еквівалентний діаметр струменя,

$$d_e = \frac{2 \cdot b \cdot \delta}{b + \delta}; \quad (4.118)$$

$b$  – ширина тарілки,  $b = 0,5 \cdot D_k + 50$  мм;  $\delta$  – середня товщина струменя,

$$\delta = \frac{G_g + W}{w_{\text{сер}} \cdot \rho_g \cdot b}; \quad (4.119)$$

$w_0$ ,  $w_{\text{сер}}$  – початкова і середня швидкість витікання струменя,

$$w_0 = \frac{G_g}{\rho_g \cdot b \cdot h'}; \quad w_{\text{сер}} = \frac{w_0 + \sqrt{w_0^2 + 2 \cdot g \cdot H'}}{2}; \quad (4.120)$$

$h'$  – рівень води над водозливом,

$$h' = \left( \frac{G_g}{0,42 \cdot \rho_g \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \right)^{0,67}. \quad (4.121)$$

Висоту конденсатора визначають за формулою

$$H = (N + 1) \cdot h, \quad (4.122)$$

де  $h$  – відстань між тарілками, яку вибирають у межах 350–550 мм.

Розрахунковий діаметр барометричної труби обчислюють за рівнянням

$$d'_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_g + W)}{\pi \cdot \rho_g \cdot w'_{\text{тр}}}}, \quad (4.123)$$

де  $w'_{\text{тр}}$  – швидкість води в трубі, яку беруть такою, що дорівнює 0,5–2 м/с.

Одержане значення округлюють до стандартного  $d_{\text{тр}}$  і уточнюють фактичну швидкість води в барометричній трубі за формулою

$$w_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot (G_g + W)}{\pi \cdot \rho_g \cdot d_{\text{тр}}^2}. \quad (4.124)$$

Висоту барометричної труби розраховують із таких міркувань. Якщо зовнішній (барометричний) тиск дорівнює  $p_{\text{атм}}$  і абсолютний тиск у конденсаторі  $p_k$ , то висота, на яку підніметься вода в барометричній трубі під дією зазначеної різниці тисків (вакууму  $B = p_{\text{атм}} - p_k$ ), становитиме  $B / (\rho_g \cdot g)$ . Надлишок води понад цю висоту буде стікати в барометричний ящик. Для забезпечення безперервного потоку води висота барометричної труби повинна бути більшою, ніж  $B / (\rho_g \cdot g)$  на величину втраченого напору  $h_n$  внаслідок гідравлічних опорів. З огляду на можливі коливання тисків  $p_{\text{атм}}$  і  $p_k$ , щоб уникнути затоплення конденсатора, передбачають ще запас висоти на 0,5 м.

Таким чином, висоту барометричної труби розраховують за таким рівнянням [2, 9, 37]:

$$H_{mp} = \frac{B}{\rho_6 \cdot g} + h_n + 0,5 = \frac{B}{\rho_6 \cdot g} + \left( 1 + \sum \xi + \frac{\lambda \cdot H_{mp}}{d_{mp}} \right) \cdot \frac{w_{mp}^2}{2 \cdot g} + 0,5, \quad (4.125)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного опору прямої ділянки труби;  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на вході в трубу і на виході з неї ( $\sum \xi = \xi_{ex} + \xi_{вих} = 0,5 + 1 = 1,5$ ).

**Вакуум-насос.** Продуктивність вакуум-насоса визначається кількістю повітря, яку необхідно видаляти з барометричного конденсатора. Вона залежить від якості монтажу та умов експлуатації установки і не піддається точному розрахунку. Для визначення кількості повітря, що відсмоктується з барометричного конденсатора, користуються [2, 9, 18, 37] емпіричною формулою

$$G_{нов} = 0,000025 \cdot (W + G_6) + 0,01 \cdot W, \quad (4.126)$$

де 0,000025 – передбачувана кількість повітря, яку вносять у конденсатор 1 кг охолоджувальної води і конденсату; 0,01 – величина підсмоктування повітря, що припадає на кожний кілограм конденсату за практичними даними.

Об'ємна продуктивність вакуум-насоса за заданих температурних умов роботи конденсатора

$$V_{нов} = G_{нов} \cdot \frac{R \cdot (273 + t_{нов})}{M_{нов} \cdot p_{нов}}, \quad (4.127)$$

де  $R$  – універсальна газова стала,  $R = 8314$  Дж/(кмоль·К);  $M_{нов}$  – молярна маса повітря,  $M_{нов} = 29$  кг/кмоль;  $t_{нов}$  – температура повітря,  $t_{нов} = t_{вн} + 0,1 \cdot (t_{ек} - t_{вн}) + 4$ ;  $p_{нов}$  – парціальний тиск сухого повітря в барометричному конденсаторі,  $p_{нов} = p_к - p_n$ ;  $p_к$  – абсолютний тиск у барометричному конденсаторі;  $p_n$  – парціальний тиск водяної пари, який беруть таким, що дорівнює тиску насиченої водяної пари за температури повітря.

Вибір вакуум-насоса здійснюється за відповідними каталогами залежно від об'ємної продуктивності та залишкового тиску (або споживаної потужності). Для відсмоктування повітря з конденсаторів застосовують поршневі та водокільцеві вакуум-насоси або пароструминні насоси-ежектори. При використанні поршневих вакуум-насосів після конденсатора обов'язково встановлюють пастку для водяних бризок, потрапляння яких до циліндра вакуум-насоса порушує його роботу.

#### 4.7. Оптимальне число корпусів багатокорпусної випарної установки

Витрата первинної гріючої пари на випарювання розчинів у багатокорпусних установках знижується зі збільшенням числа корпусів. Перехід від однокорпусної випарної установки до двокорпусної зменшує питому витрату гріючої пари майже вдвічі, оскільки другий корпус обігривається вторинною парою першого корпусу, тобто вторинними енергоресурсами самої установки. Проте додавання третього корпусу до двокорпусної установки економить зовнішню гріючу пару меншою мірою, а додавання, наприклад, п'ятого корпусу до чотирикорпусної установки зменшує питому витрату гріючої пари приблизно лише на 10 % [18, 35].

У той самий час зі збільшенням числа корпусів зростає сумарна температурна депресія, зменшується корисна різниця температур і, відтак, збільшується сумарна поверхня нагрівання апаратів. Усе це призводить до збільшення розмірів і вартості апаратів, площі та кубатури виробничої будівлі, витрат на монтаж, обслуговування і ремонт обладнання. Отже, існує ряд факторів, що притилежно впливають на економіку процесу, але ці фактори можуть бути оптимізовані.

Аналітичний розрахунок оптимальної кількості корпусів  $n_{opt}$  у загальному ви-

гляді призводить до надзвичайно громіздких залежностей, тому на практиці величину  $n_{opt}$  вибирають за допомогою техніко-економічного порівняння низки конкуруючих варіантів. За критерій оптимальності можуть бути взяті різні техніко-економічні показники: вартість одиниці продукції, що випускається, зведений дохід та інші.

Найчастіше оптимальне число корпусів багатокорпусної випарної установки визначають за мінімумом зведених витрат, до того ж у спрощеному варіанті можна скористатися графоаналітичним методом.

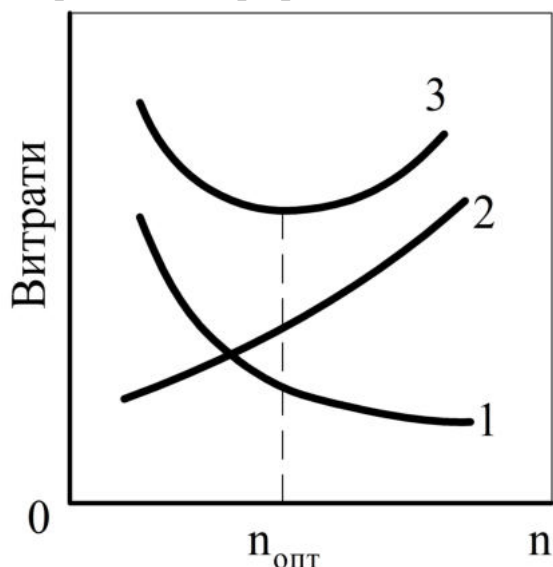


Рисунок 4.39 – Залежність експлуатаційних і капітальних витрат від числа корпусів: 1 – експлуатаційні витрати; 2 – капітальні витрати; 3 – сумарні витрати

Якісний аналіз факторів, що впливають на вибір числа корпусів багатокорпусної випарної установки, ілюструє рисунок 4.39, де крива 1 показує експлуатаційні витрати, що зменшуються в міру скорочення витрат свіжої гріючої пари; крива 2 показує капітальні витрати на обладнання багатокорпусної випарної установки (вартість випарних апаратів, їх доставлення, монтажу тощо), пропорційні числу корпусів та їх розмірам; верхня крива 3 відповідає сумарним зведеним витратам, які зазвичай мають мінімальне значення за деякого числа корпусів. Це число  $n_{opt}$  і є оптимальним для зведених витрат на багатокорпусній випарній установці.

Зазвичай у хімічній технології у великотонажних виробництвах мінеральних солей і добрив при одержанні висококонцентрованих розчинів, що кристалізуються, застосовують три-, чотири- та п'ятикорпусні випарні установки, в цукробуряковому виробництві використовують чотири- і п'ятикорпусні випарні установки, в багатокорпусних опріснювальних установках число корпусів може досягати 9–12 [6].

## 4.8. Приклад розрахунку випарної установки

*Завдання.* Розробити трикорпусну прямотечійну випарну установку з природною циркуляцією розчину для концентрування 25 200 кг/год водного розчину їдкою натру від початкової концентрації 10 % мас. до кінцевої 50 % мас. Абсолютний тиск гріючої насиченої водяної пари 8 ат; абсолютний тиск у барометричному конденсаторі 0,15 ат; розчин надходить на випарювання підігрітим до температури кипіння.

Для визначення теплових навантажень  $Q$ , коефіцієнтів теплопередачі  $K$  та корисних різниць температур  $\Delta t_{кор}$  необхідно знати розподіл упареної води, концентрацій розчинів та їх температур кипіння по корпусах установки. Ці величини обчислюють методом послідовних наближень. Розглянемо перше наближення.

### 4.8.1. Розподіл кількості випареної води і концентрації розчинів по корпусах

Загальну кількість випареної води визначають за формулою (4.17):

$$W = G_n \cdot \left(1 - \frac{x_n}{x_k}\right) = \frac{25200}{3600} \cdot \left(1 - \frac{10}{50}\right) = 5,6 \text{ кг/с.}$$

На підставі практичних даних візьмемо, що продуктивність за випареною водою розподіляється між корпусами відповідно до співвідношення  $W_1 : W_2 : W_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2$ .

Тоді кількість випареної води по корпусах визначають за формулами (4.19):

– у першому корпусі  $W_1 = \frac{W \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2} = \frac{5,6 \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2} = 1,7 \text{ кг/с;}$

– у другому корпусі  $W_2 = \frac{W \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2} = \frac{5,6 \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2} = 1,86 \text{ кг/с;}$

– у третьому корпусі  $W_3 = \frac{W \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2} = \frac{5,6 \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2} = 2,04 \text{ кг/с.}$

Концентрації розчинів у корпусах визначають за рівняннями (4.18):

– після першого корпусу  $x_{к1} = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - W_1} = \frac{7 \cdot 10}{7 - 1,7} \approx 13,2 \text{ %;}$

– після другого корпусу  $x_{к2} = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - (W_1 + W_2)} = \frac{7 \cdot 10}{7 - (1,7 + 1,86)} \approx 20,4 \text{ %;}$

– після третього корпусу  $x_{к3} = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - (W_1 + W_2 + W_3)} = \frac{7 \cdot 10}{7 - (1,7 + 1,86 + 2,04)} \approx 50 \text{ %,}$

що відповідає завданню.

### 4.8.2. Визначення температур кипіння розчинів і корисної різниці температур

Візьмемо, що перепад тисків у випарній установці розподіляється між корпусами порівну:

$$\Delta p = \frac{p_{zn} - p_{ок}}{3} = \frac{8 - 0,15}{3} = 2,62 \text{ ат.}$$

Тоді абсолютні тиски гріючої пари по корпусах становитимуть:

– у першому корпусі  $p_{z1} = p_{zn} = 8 \text{ ат (відповідно до завдання);}$

– у другому корпусі  $p_{z2} = p_{z1} - \Delta p = 8 - 2,62 = 5,38 \text{ ат;}$

– у третьому корпусі  $p_{z3} = p_{z2} - \Delta p = 5,38 - 2,62 = 2,77 \text{ ат;}$

– у барометричному конденсаторі  $p_{ок} = p_{z3} - \Delta p = 2,77 - 2,62 = 0,15 \text{ ат,}$

що відповідає завданню.

За тиском гріючої пари знаходимо (табл. А.17) її температуру і питому теплоту конденсації по корпусах (табл. 4.11).

Таблиця 4.11 – Визначення температури і теплоти конденсації гріючої пари

Тиск, ат	Температура, °С	Теплота конденсації, кДж/кг
$p_{e1} = 8,0$	$t_{e1} = 169,6$	$r_{e1} = 2\,057,0$
$p_{e2} = 5,38$	$t_{e2} = 153,8$	$r_{e2} = 2\,108,6$
$p_{e3} = 2,77$	$t_{e3} = 129,8$	$r_{e3} = 2\,179,5$
$p_{ок} = 0,15$	$t_{ок} = 53,6$	$r_{ок} = 2\,372,0$

**Визначення гідравлічної депресії.** На підставі практичних рекомендацій візьмемо гідравлічну депресію для кожного корпусу  $\Delta''' = 1$  °С, тоді температури вторинних парів у корпусах дорівнюватимуть:

- у першому корпусі  $t_{en1} = t_{e2} + \Delta'''_1 = 153,8 + 1 = 154,8$  °С;
- у другому корпусі  $t_{en2} = t_{e3} + \Delta'''_2 = 129,8 + 1 = 130,8$  °С;
- у третьому корпусі  $t_{en3} = t_{ок} + \Delta'''_3 = 53,6 + 1 = 54,6$  °С.

Сума гідравлічних депресій

$$\sum \Delta''' = \Delta'''_1 + \Delta'''_2 + \Delta'''_3 = 1 + 1 + 1 = 3 \text{ °С.}$$

За температурою вторинної пари знаходимо (табл. А.17) її тиск і питому теплоту пароутворення по корпусах (табл. 4.12).

Таблиця 4.12 – Визначення тиску і теплоти пароутворення вторинної пари

Температура, °С	Тиск, ат	Теплота пароутворення, кДж/кг
$t_{en1} = 154,8$	$p_{en1} = 5,445$	$r_{en1} = 2\,105,1$
$t_{en2} = 130,8$	$p_{en2} = 2,737$	$r_{en2} = 2\,176,8$
$t_{en3} = 54,6$	$p_{en3} = 0,155$	$r_{en3} = 2\,369,2$

**Визначення гідростатичної депресії.** Для вибору висоти кип'ятильних труб  $H_{mp}$  потрібно орієнтовно визначити поверхню теплопередачі випарних апаратів  $F_{op}$ . Під час кипіння водних розчинів можна взяти питоме теплове навантаження апаратів із природною циркуляцією  $q = 30\,000$  Вт/м<sup>2</sup>.

Тоді поверхня теплопередачі орієнтовно дорівнюватиме:

$$\text{– для першого корпусу } F_{op1} = \frac{W_1 \cdot r_{en1}}{q} = \frac{1,7 \cdot 2105,1 \cdot 10^3}{30000} \approx 119 \text{ м}^2;$$

$$\text{– для другого корпусу } F_{op2} = \frac{W_2 \cdot r_{en2}}{q} = \frac{1,86 \cdot 2176,8 \cdot 10^3}{30000} \approx 135 \text{ м}^2;$$

$$\text{– для третього корпусу } F_{op3} = \frac{W_3 \cdot r_{en3}}{q} = \frac{2,04 \cdot 2369,2 \cdot 10^3}{30000} \approx 161 \text{ м}^2.$$

За таблицею Б.26 для випарного апарата з природною циркуляцією та винесеною гріючою камерою найближчою поверхнею є  $F_{op} = 180$  м<sup>2</sup> за діаметра труб 38 мм × 2 мм і довжини труб  $H_{mp} = 5$  м.

Густина розчинів може бути обчислена за формулою [37]:

$$\lg \rho_p = \lg \rho_e + (a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2) \cdot x, \quad (4.128)$$

де  $a_0, a_1, a_2$  – коефіцієнти, що наведені в таблиці 4.13;  $\rho_e$  – густина води, яка може



бути розрахована за формулою

$$\rho_e = 1000 - 0,063 \cdot t - 0,00355 \cdot t^2. \quad (4.129)$$

Таблиця 4.13 – Значення коефіцієнтів рівняння (4.128)

Розчинена речовина		$a_0 \cdot 10^4$	$a_1 \cdot 10^6$	$-a_2 \cdot 10^8$
Гідроксид калію	KOH	3 589,98	406,64	271,68
Гідроксид натрію	NaOH	3 937,43	370,31	271,64
Карбонат калію	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	3 658,27	489,43	274,16
Карбонат натрію	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	4 221,32	424,62	387,14
Нітрат амонію	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	1 904,83	-248,78	77,72
Нітрат калію	KNO <sub>3</sub>	2 739,01	68,47	221,32
Нітрат натрію	NaNO <sub>3</sub>	2 978,91	-48,30	125,17
Сульфат амонію	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	2 302,10	559,82	327,34
Сульфат магнію	MgSO <sub>4</sub>	4 362,22	86,50	161,57
Сульфат міді	CuSO <sub>4</sub>	4 690,88	-364,49	249,85
Сульфат натрію	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	3 669,39	701,87	398,19
Хлорид амонію	NH <sub>4</sub> Cl	1 126,89	587,31	319,05
Хлорид калію	KCl	2 579,40	657,08	402,14
Хлорид кальцію	CaCl <sub>2</sub>	3 518,10	463,51	270,30
Хлорид магнію	MgCl <sub>2</sub>	3 372,00	791,13	324,26
Хлорид натрію	NaCl	2 889,19	614,36	447,68

Також густину води  $\rho_e$  за температури  $t_{en}$  і густину розчину NaOH  $\rho_p$  кінцевої концентрації  $x_k$  можна визначити за довідковими даними [1, 39]:

- у першому корпусі  $\rho_{e1} = 912,3 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{p1} = 1 034 \text{ кг/м}^3$ ;
- у другому корпусі  $\rho_{e2} = 934,5 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{p2} = 1 136,2 \text{ кг/м}^3$ ;
- у третьому корпусі  $\rho_{e3} = 986 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{p3} = 1 500 \text{ кг/м}^3$ .

Оптимальну висоту рівня розчину у випарних апаратах із природною циркуляцією розраховуємо за формулою (4.43):

- у першому корпусі  $H_{onm1} = (0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{p1} - \rho_{e1})) \cdot H_{mp} =$   
 $= (0,26 + 0,0014 \cdot (1034 - 912,3)) \cdot 5 \approx 2,15 \text{ м};$
- у другому корпусі  $H_{onm2} = (0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{p2} - \rho_{e2})) \cdot H_{mp} =$   
 $= (0,26 + 0,0014 \cdot (1136,2 - 934,5)) \cdot 5 \approx 2,71 \text{ м};$
- у третьому корпусі  $H_{onm3} = (0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{p3} - \rho_{e3})) \cdot H_{mp} =$   
 $= (0,26 + 0,0014 \cdot (1500 - 986)) \cdot 5 \approx 4,9 \text{ м}.$

Тиски в середньому шарі кип'ятильних труб визначаємо за рівнянням (4.42):

- у першому корпусі  $p_{cep1} = p_{en1} + 0,5 \cdot \rho_{p1} \cdot H_{onm1} \cdot g =$   
 $= 5,445 + 0,5 \cdot 1034 \cdot 2,15 \cdot 9,81 \cdot 10^{-5} \approx 5,554 \text{ ат};$
- у другому корпусі  $p_{cep2} = p_{en2} + 0,5 \cdot \rho_{p2} \cdot H_{onm2} \cdot g =$   
 $= 2,737 + 0,5 \cdot 1136,2 \cdot 2,71 \cdot 9,81 \cdot 10^{-5} \approx 2,888 \text{ ат};$
- у третьому корпусі  $p_{cep3} = p_{en3} + 0,5 \cdot \rho_{p3} \cdot H_{onm3} \cdot g =$   
 $= 0,155 + 0,5 \cdot 1500 \cdot 4,9 \cdot 9,81 \cdot 10^{-5} \approx 0,515 \text{ ат}.$

Цим тискам відповідають (табл. А.17) такі температури кипіння і теплоти пароутворення (табл. 4.14).

Таблиця 4.14 – Визначення температури і теплоти пароутворення вторинної пари в середньому шарі кип’ятильних труб

Тиск, ат	Температура, °С	Теплота пароутворення, кДж/кг
$p_{cep1} = 5,554$	$t_{cep1} = 155,8$	$r_{cep1} = 2\,101,7$
$p_{cep2} = 2,888$	$t_{cep2} = 132,4$	$r_{cep2} = 2\,172,3$
$p_{cep3} = 0,515$	$t_{cep3} = 82,1$	$r_{cep3} = 2\,304,2$

Гідростатичну депресію по корпусах визначаємо за формулою (4.38):

– у першому корпусі  $\Delta_1'' = t_{cep1} - t_{en1} = 155,8 - 154,8 = 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у другому корпусі  $\Delta_2'' = t_{cep2} - t_{en2} = 132,4 - 130,8 = 1,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у третьому корпусі  $\Delta_3'' = t_{cep3} - t_{en3} = 82,1 - 54,6 = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Сума гідростатичних депресій

$$\sum \Delta'' = \Delta_1'' + \Delta_2'' + \Delta_3'' = 1,0 + 1,6 + 27,5 = 30,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**Визначення температурної депресії.** Нормальну температурну депресію  $\Delta'_n$  по корпусах за атмосферного тиску визначаємо за даними таблиці 4.6:

– за кінцевої концентрації  $x_{k1} = 13,2 \text{ } \%$  після першого корпусу  $\Delta'_{n1} = 4,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– за кінцевої концентрації  $x_{k2} = 20,4 \text{ } \%$  після другого корпусу  $\Delta'_{n2} = 8,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– за кінцевої концентрації  $x_{k3} = 50,0 \text{ } \%$  після третього корпусу  $\Delta'_{n3} = 42,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температурну депресію по корпусах з урахуванням середнього тиску в них визначаємо за формулою (4.33):

– у першому корпусі  $\Delta'_1 = 16,2 \cdot \frac{T_{cep1}^2}{r_{cep1}} \cdot \Delta'_{n1} = 16,2 \cdot \frac{(155,8 + 273)^2}{2101,7 \cdot 10^3} \cdot 4,4 \approx 6,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у другому корпусі  $\Delta'_2 = 16,2 \cdot \frac{T_{cep2}^2}{r_{cep2}} \cdot \Delta'_{n2} = 16,2 \cdot \frac{(132,4 + 273)^2}{2172,3 \cdot 10^3} \cdot 8,5 \approx 10,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у третьому корпусі  $\Delta'_3 = 16,2 \cdot \frac{T_{cep3}^2}{r_{cep3}} \cdot \Delta'_{n3} = 16,2 \cdot \frac{(82,1 + 273)^2}{2304,2 \cdot 10^3} \cdot 42,2 \approx 37,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Сума температурних депресій

$$\sum \Delta' = \Delta'_1 + \Delta'_2 + \Delta'_3 = 6,2 + 10,4 + 37,4 = 54,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тоді температури кипіння розчинів у корпусах дорівнюватимуть:

– у першому корпусі  $t_{k1} = t_{e2} + \Delta'_1 + \Delta_1'' + \Delta_1''' = 153,8 + 6,2 + 1,0 + 1,0 = 162 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у другому корпусі  $t_{k2} = t_{e3} + \Delta'_2 + \Delta_2'' + \Delta_2''' = 129,8 + 10,4 + 1,6 + 1,0 = 142,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у третьому корпусі  $t_{k3} = t_{\bar{\sigma}k} + \Delta'_3 + \Delta_3'' + \Delta_3''' = 53,6 + 37,4 + 27,5 + 1,0 = 119,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Загальну корисну різницю температур визначаємо за формулою (4.55):

$$\sum \Delta t_{кор} = t_{e1} - t_{\bar{\sigma}k} - \sum \Delta' - \sum \Delta'' - \sum \Delta''' = 169,6 - 53,6 - 54 - 30,1 - 3 = 28,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Корисну різницю температур у корпусах визначаємо за формулою (4.54):

– у першому корпусі  $\Delta t_{кор1} = t_{e1} - t_{k1} = 169,6 - 162 = 7,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у другому корпусі  $\Delta t_{кор2} = t_{e2} - t_{k2} = 153,8 - 142,8 = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– у третьому корпусі  $\Delta t_{кор3} = t_{e3} - t_{k3} = 129,8 - 119,5 = 10,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Перевіримо загальну корисну різницю температур:

$$\sum \Delta t_{кор} = \Delta t_{кор1} + \Delta t_{кор2} + \Delta t_{кор3} = 7,6 + 11 + 10,3 = 28,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

### 4.8.3. Визначення теплових навантажень

За даними таблиці 4.6 нормальна температурна депресія для розчину NaOH початкової концентрації  $x_n = 10\%$  становить  $\Delta'_{n0} = 2,8\text{ }^\circ\text{C}$ . Температурну депресію з урахуванням тиску вторинної пари в першому корпусі визначаємо за формулою (4.33):

$$\Delta'_n = 16,2 \cdot \frac{T_{gn1}^2}{r_{gn1}} \cdot \Delta'_{n0} = 16,2 \cdot \frac{(154,8 + 273)^2}{2105,1 \cdot 10^3} \cdot 2,8 \approx 3,9\text{ }^\circ\text{C}.$$

Тоді температура кипіння розчину, що надходить до першого корпусу, становитиме

$$t_n = t_{gn1} + \Delta'_n = 154,8 + 3,9 = 158,7\text{ }^\circ\text{C}.$$

Питому теплоємність розчину NaOH у корпусах залежно від температури та концентрації визначаємо за довідковими даними [39]:

- на вході у перший корпус  $c_{pn} = 4\ 116\text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
- на виході з першого корпусу  $c_{p1} = 4\ 075\text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
- на виході з другого корпусу  $c_{p2} = 3\ 865\text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
- на виході з третього корпусу  $c_{p3} = 3\ 202\text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Вихідні дані для розрахунку теплових навантажень зводимо в таблицю 4.15.

Таблиця 4.15 – Вихідні дані для розрахунку теплових балансів

Параметр	Номер корпусу		
	1-й	2-й	3-й
Концентрація вихідного розчину $x_n, x_k, \%$ мас.	10	13,2	20,4
Температура вихідного розчину $t_n, t_k, ^\circ\text{C}$	158,7	162	142,8
Температура упареного розчину $t_k, ^\circ\text{C}$	162	142,8	119,5
Теплоємність вихідного розчину $c_p, \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	4 116	4 075	3 865
Ентальпія вторинної пари $H_{cn}, \text{кДж/кг [1]}$	2 759,3	2 725,4	2 596
Теплота конденсації гріючої пари $r_{e2}, \text{кДж/кг}$	2 057	2 108,6	2 179,5

Витрата гріючої пари в першому корпусі, продуктивність кожного корпусу за випаровуваною водою і теплові навантаження по корпусах визначають сумісним розв'язуванням рівнянь теплових балансів по корпусах (4.23) і рівняння матеріального балансу за водою для всієї установки (4.17):

$$\begin{aligned} Q_1 &= D_{zn} \cdot r_{e1} = 1,03 \cdot (G_n \cdot c_{pn} \cdot (t_{k1} - t_n) + W_1 \cdot (H_{cn1} - c_v \cdot t_{k1})); \\ Q_2 &= W_1 \cdot r_{e2} = 1,03 \cdot ((G_n - W_1) \cdot c_{p1} \cdot (t_{k2} - t_{k1}) + W_2 \cdot (H_{cn2} - c_v \cdot t_{k2})); \\ Q_3 &= W_2 \cdot r_{e3} = 1,03 \cdot ((G_n - W_1 - W_2) \cdot c_{p2} \cdot (t_{k3} - t_{k2}) + W_3 \cdot (H_{cn3} - c_v \cdot t_{k3})); \\ W &= W_1 + W_2 + W_3, \end{aligned} \quad (4.130)$$

де 1,03 – коефіцієнт, що враховує 3% втрат тепла в довкілля.

Підставимо відомі значення в систему рівнянь (4.130):

$$\begin{aligned} D_{zn} \cdot 2057 \cdot 10^3 &= 1,03 \cdot (7 \cdot 4116 \cdot (162 - 158,7) + W_1 \cdot (2759,3 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 162)); \\ W_1 \cdot 2108,6 \cdot 10^3 &= 1,03 \cdot ((7 - W_1) \cdot 4075 \cdot (142,8 - 162) + W_2 \cdot (2725,4 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 142,8)); \\ W_2 \cdot 2179,5 \cdot 10^3 &= 1,03 \cdot ((7 - W_1 - W_2) \cdot 3865 \cdot (119,5 - 142,8) + W_3 \cdot (2596 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 119,5)); \\ 5,6 &= W_1 + W_2 + W_3. \end{aligned}$$

Із першого рівняння одержаної системи маємо

$$W_1 \approx (2057 \cdot 10^3 \cdot D_{zn} - 97932) / (2143 \cdot 10^3) \approx 0,96 \cdot D_{zn} - 0,046.$$

Із другого рівняння одержаної системи маємо

$$W_2 \approx (2028 \cdot 10^3 \cdot W_1 + 564110,4) / (2191 \cdot 10^3) \approx 0,926 \cdot W_1 + 0,257 \approx \\ \approx 0,926 \cdot (0,96 \cdot D_{zn} - 0,046) + 0,257 \approx 0,89 \cdot D_{zn} + 0,214.$$

Із третього рівняння одержаної системи маємо

$$W_3 = (2087 \cdot 10^3 \cdot W_2 - 92756,1 \cdot W_1 + 649292,9) / (2158 \cdot 10^3) \approx 0,967 \cdot W_2 - 0,043 \cdot W_1 + \\ + 0,301 \approx 0,967 \cdot (0,89 \cdot D_{zn} + 0,214) - 0,043 \cdot (0,96 \cdot D_{zn} - 0,046) + 0,301 \approx 0,82 \cdot D_{zn} + 0,51.$$

Підставляючи одержані співвідношення в останнє рівняння системи, маємо

$$5,6 = 0,96 \cdot D_{zn} - 0,046 + 0,89 \cdot D_{zn} + 0,214 + 0,82 \cdot D_{zn} + 0,51.$$

Звідси витрата первинної гріючої пари дорівнює  $D_{zn} = 1,84$  кг/с. Тоді кількість випареної води по корпусах становитиме:

– у першому корпусі  $W_1 = 0,96 \cdot D_{zn} - 0,046 = 0,96 \cdot 1,84 - 0,046 \approx 1,72$  кг/с;

– у другому корпусі  $W_2 = 0,89 \cdot D_{zn} + 0,214 = 0,89 \cdot 1,84 + 0,214 \approx 1,85$  кг/с;

– у третьому корпусі  $W_3 = 0,82 \cdot D_{zn} + 0,51 = 0,82 \cdot 1,84 + 0,51 \approx 2,02$  кг/с.

Перевірка:  $W = W_1 + W_2 + W_3 = 1,72 + 1,85 + 2,02 \approx 5,6$  кг/с.

Оскільки розбіжності між обчисленими значеннями навантажень за водою, що випарюється в кожному корпусі, від попередньо знайдених із матеріального балансу не перевищують 5 %, перераховувати параметри процесу не будемо.

Теплові навантаження по корпусах визначаємо за формулами (4.130):

– для першого корпусу  $Q_1 = D_{zn} \cdot r_{z1} = 1,84 \cdot 2057 \cdot 10^3 \approx 3785 \cdot 10^3$  Вт;

– для другого корпусу  $Q_2 = W_1 \cdot r_{z2} = 1,72 \cdot 2108,6 \cdot 10^3 \approx 3627 \cdot 10^3$  Вт;

– для третього корпусу  $Q_3 = W_2 \cdot r_{z3} = 1,85 \cdot 2179,5 \cdot 10^3 \approx 4032 \cdot 10^3$  Вт.

#### 4.8.4. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі

Вибираємо конструкційний матеріал, стійкий у середовищі розчину NaOH в інтервалі концентрацій від 10 % до 50 % і температур від 40 °С до 165 °С. У цих умовах хімічно стійкою є сталь марки X18H10T; її теплопровідність  $\lambda_{cm} = 16,4$  Вт/(м · К) [1].

Візьмемо, що сумарний термічний опір дорівнює термічному опору стінки  $\delta_{cm}/\lambda_{cm}$  і накипу  $\delta_n/\lambda_n$ . Термічний опір із боку пари не враховуємо.

Беручи для всіх корпусів товщину шару накипу  $\delta_n = 0,5$  мм і теплопровідність накипу  $\lambda_n = 3,05$  Вт/(м · К), одержимо суму термічних опорів:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{0,002}{16,4} + \frac{0,0005}{3,05} \approx 2,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Визначимо теплофізичні властивості розчинів NaOH за температури кипіння.

Густина розчину NaOH  $\rho_p$  кінцевої концентрації  $x_k$  за температури  $t_k$  визначаємо за довідковими даними [39]:

– у першому корпусі  $\rho_{p1} = 1\,029,2$  кг/м<sup>3</sup>;

– у другому корпусі  $\rho_{p2} = 1\,122,6$  кг/м<sup>3</sup>;

– у третьому корпусі  $\rho_{p3} = 1\,432$  кг/м<sup>3</sup>.

Динамічна в'язкість розчинів може бути обчислена за формулою [37]:

$$\lg \mu_p = \lg \mu_e + (d_0 + d_1 \cdot t + d_2 \cdot t^2) \cdot x, \quad (4.131)$$

де  $d_0, d_1, d_2$  – коефіцієнти, наведені в таблиці 4.16;  $\mu_e$  – динамічна в'язкість води, яка може бути розрахована за формулою

$$\mu_e = 0,59849 \cdot (43,252 + t)^{-1,5423}. \quad (4.132)$$

Таблиця 4.16 – Значення коефіцієнтів рівняння (4.131)

Розчинена речовина		$d_0 \cdot 10^2$	$d_1 \cdot 10^4$	$d_2 \cdot 10^9$
Гідроксид калію	KOH	118,70	17,06	-1 098,35
Гідроксид натрію	NaOH	347,89	-122,35	544,64
Карбонат калію	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	146,67	4,80	-245,24
Карбонат натрію	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	310,88	-134,83	-2 914,19
Нітрат амонію	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	-18,55	94,08	150,0
Нітрат калію	KNO <sub>3</sub>	-21,42	65,80	10,0
Нітрат натрію	NaNO <sub>3</sub>	52,32	26,94	0,0
Сульфат амонію	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	73,59	44,64	-409,06
Сульфат магнію	MgSO <sub>4</sub>	287,02	-74,88	130,777
Сульфат міді	CuSO <sub>4</sub>	206,92	-58,83	146,58
Сульфат натрію	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	147,69	8,58	-1 356,01
Хлорид амонію	NH <sub>4</sub> Cl	-20,28	83,11	-910,40
Хлорид калію	KCl	-8,76	71,30	9,97
Хлорид кальцію	CaCl <sub>2</sub>	148,28	-13,30	-3 648,23
Хлорид магнію	MgCl <sub>2</sub>	217,86	-38,25	4 170,79
Хлорид натрію	NaCl	89,22	17,96	-45,46

Також динамічну в'язкість розчину NaOH  $\mu_p$  кінцевої концентрації  $x_k$  за температури  $t_k$  можна визначити за довідковими даними [39]:

– у першому корпусі  $\mu_{p1} = 0,253 \cdot 10^{-3}$  Па · с;

– у другому корпусі  $\mu_{p2} = 0,437 \cdot 10^{-3}$  Па · с;

– у третьому корпусі  $\mu_{p3} = 2,41 \cdot 10^{-3}$  Па · с.

Теплопровідність розчинів може бути обчислена за формулою [37]:

$$\lambda_p = \lambda_e \cdot (1 - \beta \cdot x), \quad (4.133)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, що наведений у таблиці 4.17;  $\lambda_e$  – теплопровідність води, яка може бути розрахована за формулою

$$\lambda_e = 0,5545 + 0,00246 \cdot t - 1,184 \cdot 10^{-5} \cdot t^2. \quad (4.134)$$

Таблиця 4.17 – Значення коефіцієнта рівняння (4.133)

Розчинена речовина		$\beta \cdot 10^3$	Розчинена речовина		$\beta \cdot 10^3$
Гідроксид калію	KOH	130,74	Сульфат магнію	MgSO <sub>4</sub>	250,07
Гідроксид натрію	NaOH	-128,84	Сульфат міді	CuSO <sub>4</sub>	386,53
Карбонат калію	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	180,14	Сульфат натрію	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	425,72
Карбонат натрію	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	143,84	Хлорид амонію	NH <sub>4</sub> Cl	245,88
Нітрат амонію	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	605,04	Хлорид калію	KCl	104,35
Нітрат калію	KNO <sub>3</sub>	334,59	Хлорид кальцію	CaCl <sub>2</sub>	69,74
Нітрат натрію	NaNO <sub>3</sub>	138,88	Хлорид магнію	MgCl <sub>2</sub>	493,17
Сульфат амонію	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	84,81	Хлорид натрію	NaCl	156,97

Також теплопровідність розчину NaOH  $\lambda_p$  кінцевої концентрації  $x_k$  за температури  $t_k$  можна визначити за довідковими даними [39]:

– у першому корпусі  $\lambda_{p1} = 0,588$  Вт/(м · К);

– у другому корпусі  $\lambda_{p2} = 0,579$  Вт/(м · К);

– у третьому корпусі  $\lambda_{p3} = 0,559$  Вт/(м · К).

Поверхневий натяг розчинів NaOH визначаємо, апроксимуючи дані таблиці А.7,

у цьому разі одержали: в 1-му корпусі для розчину кінцевої концентрації  $x_{к1} = 13,2 \%$ , що кипить за температури  $t_{к1} = 162 \text{ }^\circ\text{C}$ , поверхневий натяг становить  $\sigma_{p1} = 69,0 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ ; у 2-му корпусі для розчину кінцевої концентрації  $x_{к2} = 20,4 \%$ , що кипить за температури  $t_{к2} = 142,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , поверхневий натяг становить  $\sigma_{p2} = 77,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ ; у 3-му корпусі для розчину кінцевої концентрації  $x_{к3} = 50 \%$ , що кипить за температури  $t_{к3} = 119,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , поверхневий натяг становить  $\sigma_{p3} = 128 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ . Одержані дані зводимо в таблицю 4.18.

Таблиця 4.18 – Властивості розчинів NaOH та їх парів за температури кипіння

Параметр	Номер корпусу		
	1-й	2-й	3-й
Кінцева концентрація $x_{к}$ , % мас.	13,2	20,4	50
Температура кипіння $t_{к}$ , $^\circ\text{C}$	162	142,8	119,5
Густина $\rho_p$ , $\text{кг/м}^3$	1 029,2	1 122,6	1 432
Динамічна в'язкість $\mu_p \cdot 10^3$ , $\text{Па} \cdot \text{с}$	0,253	0,437	2,41
Теплоємність $c_p$ , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	4 075	3 865	3 202
Теплопровідність $\lambda_p$ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	0,588	0,579	0,559
Поверхневий натяг $\sigma_p \cdot 10^3$ , $\text{Н/м}$	69,0	77,8	128
Теплота пароутворення $r_{нар}$ , $\text{кДж/кг}$	2 082	2 141	2 207
Густина пари $\rho_n$ , $\text{кг/м}^3$	3,424	2,12	1,12
Густина пари за атмосферним тиском $\rho_{n0}$ , $\text{кг/м}^3$	0,579	0,579	0,579

**1-й корпус.** У 1-му наближенні візьмемо різницю температур між гріючою парою і зовнішньою поверхнею стінки труб із боку пари такою, що дорівнює

$$\Delta t'_2 = t_n - t_{cm} = 1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої конденсованої пари, до стінки труб визначаємо за рівнянням (4.68):

$$\alpha'_2 = \frac{2,04 \cdot A_1}{\sqrt[4]{\Delta t'_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7504,4}{\sqrt[4]{1 \cdot 5}} \approx 10238 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $A_1$  – комплекс теплофізичних параметрів водяної пари за температури конденсації у 1-му корпусі  $t_{21} = 169,6 \text{ }^\circ\text{C}$  (див. табл. 4.8).

Перепад температур на стінці (між зовнішньою і внутрішньою поверхнями) розраховуємо за формулою

$$\Delta t'_{cm} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 10238 \cdot 1 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 2,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Різницю між температурою внутрішньої поверхні стінки з боку розчину і температурою його кипіння розраховуємо за формулою

$$\Delta t'_x = \Delta t_{кор1} - \Delta t'_{cm} - \Delta t'_2 = 7,6 - 2,9 - 1 = 3,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труб до киплячого розчину в умовах природної циркуляції визначаємо за рівнянням (4.86):

$$\alpha'_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p1}^{1,3} \cdot \rho_{p1}^{0,5} \cdot \rho_{n1}^{0,06} \cdot (\alpha'_2 \cdot \Delta t'_2)^{0,6}}{\sigma_{p1}^{0,5} \cdot r_{нар1}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p1}^{0,3} \cdot \mu_{p1}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,588^{1,3} \cdot 1029,2^{0,5} \cdot 3,424^{0,06} \cdot (10238 \cdot 1)^{0,6}}{(69 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2082 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 4075^{0,3} \cdot (0,253 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 3012 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Перевіримо правильність першого наближення за рівністю питомих теплових



навантажень:

$$q'_2 = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = 10238 \cdot 1 = 10238 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q'_x = \alpha'_x \cdot \Delta t'_x = 3012 \cdot 3,7 \approx 11144 \text{ Вт/м}^2.$$

Як бачимо,  $q'_2 \neq q'_x$ . У 2-му наближенні візьмемо  $\Delta t''_2 = 2 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha''_2 = \frac{2,04 \cdot A_1}{\sqrt[4]{\Delta t''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7504,4}{\sqrt[4]{2 \cdot 5}} \approx 8609 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\Delta t''_{cm} = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 8609 \cdot 2 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 4,9 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\Delta t''_x = \Delta t_{кор1} - \Delta t''_{cm} - \Delta t''_2 = 7,6 - 4,9 - 2 = 0,7 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\alpha''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p1}^{1,3} \cdot \rho_{p1}^{0,5} \cdot \rho_{n1}^{0,06} \cdot (\alpha''_2 \cdot \Delta t''_2)^{0,6}}{\sigma_{p1}^{0,5} \cdot r_{nap1}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p1}^{0,3} \cdot \mu_{p1}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,588^{1,3} \cdot 1029,2^{0,5} \cdot 3,424^{0,06} \cdot (8609 \cdot 2)^{0,6}}{(69 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2082 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 4075^{0,3} \cdot (0,253 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 4106 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q''_2 = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 = 8609 \cdot 2 = 17218 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q''_x = \alpha''_x \cdot \Delta t''_x = 4106 \cdot 0,7 \approx 2874 \text{ Вт/м}^2.$$

І знову  $q''_2 \neq q''_x$ . У 3-му наближенні візьмемо  $\Delta t'''_2 = 1,1 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha'''_2 = \frac{2,04 \cdot A_1}{\sqrt[4]{\Delta t'''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7504,4}{\sqrt[4]{1,1 \cdot 5}} \approx 9997 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\Delta t'''_{cm} = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 9997 \cdot 1,1 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 3,1 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\Delta t'''_x = \Delta t_{кор1} - \Delta t'''_{cm} - \Delta t'''_2 = 7,6 - 3,1 - 1,1 = 3,4 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\alpha'''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p1}^{1,3} \cdot \rho_{p1}^{0,5} \cdot \rho_{n1}^{0,06} \cdot (\alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2)^{0,6}}{\sigma_{p1}^{0,5} \cdot r_{nap1}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p1}^{0,3} \cdot \mu_{p1}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,588^{1,3} \cdot 1029,2^{0,5} \cdot 3,424^{0,06} \cdot (9997 \cdot 1,1)^{0,6}}{(69 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2082 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 4075^{0,3} \cdot (0,253 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 3138 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$q'''_2 = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 = 9997 \cdot 1,1 \approx 10997 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q'''_x = \alpha'''_x \cdot \Delta t'''_x = 3138 \cdot 3,4 \approx 10669 \text{ Вт/м}^2.$$

Як бачимо,  $q'''_2 \approx q'''_x$ . Коефіцієнт теплопередачі у 1-му корпусі розраховуємо за рівнянням (4.60):

$$K_1 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha''_2} + \frac{1}{\alpha''_x} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right) = 1 / \left( \frac{1}{9997} + \frac{1}{3138} + 2,86 \cdot 10^{-4} \right) \approx 1419 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**2-й корпус.** У 1-му наближенні візьмемо  $\Delta t'_2 = 1 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha'_2 = \frac{2,04 \cdot A_2}{\sqrt[4]{\Delta t'_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7468,3}{\sqrt[4]{1 \cdot 5}} \approx 10188 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

де  $A_2$  – комплекс теплофізичних параметрів водяної пари за температури конденсації у 2-му корпусі  $t_{22} = 153,8 \text{ }^\circ\text{С}$  (див. табл. 4.8),

$$\Delta t'_{cm} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 10188 \cdot 1 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 2,9 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\Delta t'_x = \Delta t_{кор2} - \Delta t'_{cm} - \Delta t'_2 = 11 - 2,9 - 1 = 7,1 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\alpha'_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p2}^{1,3} \cdot \rho_{p2}^{0,5} \cdot \rho_{n2}^{0,06} \cdot (\alpha'_2 \cdot \Delta t'_2)^{0,6}}{\sigma_{p2}^{0,5} \cdot r_{nap2}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p2}^{0,3} \cdot \mu_{p2}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,579^{1,3} \cdot 1122,6^{0,5} \cdot 2,12^{0,06} \cdot (10188 \cdot 1)^{0,6}}{(77,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2141 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3865^{0,3} \cdot (0,437 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 2386 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q'_2 = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = 10188 \cdot 1 \approx 10188 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q'_x = \alpha'_x \cdot \Delta t'_x = 2386 \cdot 7,1 \approx 16941 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо,  $q'_2 \neq q'_x$ . У 2-му наближенні візьмемо  $\Delta t''_2 = 2 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha''_2 = \frac{2,04 \cdot A_2}{\sqrt[4]{\Delta t''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7468,3}{\sqrt[4]{2 \cdot 5}} \approx 8567 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\Delta t''_{cm} = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 8567 \cdot 2 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 4,9 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\Delta t''_x = \Delta t_{kop2} - \Delta t''_{cm} - \Delta t''_2 = 11 - 4,9 - 2 = 4,1 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\alpha''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p2}^{1,3} \cdot \rho_{p2}^{0,5} \cdot \rho_{n2}^{0,06} \cdot (\alpha''_2 \cdot \Delta t''_2)^{0,6}}{\sigma_{p2}^{0,5} \cdot r_{nap2}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p2}^{0,3} \cdot \mu_{p2}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,579^{1,3} \cdot 1122,6^{0,5} \cdot 2,12^{0,06} \cdot (8567 \cdot 2)^{0,6}}{(77,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2141 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3865^{0,3} \cdot (0,437 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 3262 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q''_2 = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 = 8567 \cdot 2 \approx 17134 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q''_x = \alpha''_x \cdot \Delta t''_x = 3262 \cdot 4,1 \approx 13374 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

І знову  $q''_2 \neq q''_x$ . У 3-му наближенні візьмемо  $\Delta t'''_2 = 1,7 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha'''_2 = \frac{2,04 \cdot A_2}{\sqrt[4]{\Delta t'''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7468,3}{\sqrt[4]{1,7 \cdot 5}} \approx 8923 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\Delta t'''_{cm} = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 8923 \cdot 1,7 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 4,3 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\Delta t'''_x = \Delta t_{kop2} - \Delta t'''_{cm} - \Delta t'''_2 = 11 - 4,3 - 1,7 = 5 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$\alpha'''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p2}^{1,3} \cdot \rho_{p2}^{0,5} \cdot \rho_{n2}^{0,06} \cdot (\alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2)^{0,6}}{\sigma_{p2}^{0,5} \cdot r_{nap2}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p2}^{0,3} \cdot \mu_{p2}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,579^{1,3} \cdot 1122,6^{0,5} \cdot 2,12^{0,06} \cdot (8923 \cdot 1,7)^{0,6}}{(77,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2141 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3865^{0,3} \cdot (0,437 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 3032 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q'''_2 = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 = 8923 \cdot 1,7 \approx 15169 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q'''_x = \alpha'''_x \cdot \Delta t'''_x = 3032 \cdot 5 \approx 15160 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо,  $q'''_2 \approx q'''_x$ . Коефіцієнт теплопередачі у 2-му корпусі розраховуємо за рівнянням (4.60):

$$K_2 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha'''_2} + \frac{1}{\alpha'''_x} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right) = 1 / \left( \frac{1}{8923} + \frac{1}{3032} + 2,86 \cdot 10^{-4} \right) \approx 1374 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**3-й корпус.** У 1-му наближенні візьмемо  $\Delta t'_2 = 1 \text{ }^\circ\text{С}$ . Тоді

$$\alpha'_2 = \frac{2,04 \cdot A_3}{\sqrt[4]{\Delta t'_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7328,2}{\sqrt[4]{1 \cdot 5}} \approx 9997 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $A_3$  – комплекс теплофізичних параметрів водяної пари за температури конденсації в 3-му корпусі  $t_{23} = 129,8$  °С (див. табл. 4.8);

$$\Delta t'_{cm} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 9997 \cdot 1 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 2,9 \text{ °С},$$

$$\Delta t'_x = \Delta t_{кор3} - \Delta t'_{cm} - \Delta t'_2 = 10,3 - 2,9 - 1 = 6,4 \text{ °С},$$

$$\alpha'_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p3}^{1,3} \cdot \rho_{p3}^{0,5} \cdot \rho_{n3}^{0,06} \cdot (\alpha'_2 \cdot \Delta t'_2)^{0,6}}{\sigma_{p3}^{0,5} \cdot r_{нар3}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p3}^{0,3} \cdot \mu_{p3}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,559^{1,3} \cdot 1432^{0,5} \cdot 1,12^{0,06} \cdot (9997 \cdot 1)^{0,6}}{(128 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2207 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3202^{0,3} \cdot (2,41 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 1189 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q'_2 = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = 9997 \cdot 1 \approx 9997 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q'_x = \alpha'_x \cdot \Delta t'_x = 1189 \cdot 6,4 \approx 7610 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо,  $q'_2 \neq q'_x$ . У 2-му наближенні прийнемо  $\Delta t''_2 = 2$  °С. Тоді

$$\alpha''_2 = \frac{2,04 \cdot A_3}{\sqrt[4]{\Delta t''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7328,2}{\sqrt[4]{2 \cdot 5}} \approx 8407 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\Delta t''_{cm} = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 8407 \cdot 2 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 4,8 \text{ °С},$$

$$\Delta t''_x = \Delta t_{кор3} - \Delta t''_{cm} - \Delta t''_2 = 10,3 - 4,8 - 2 = 3,5 \text{ °С},$$

$$\alpha''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p3}^{1,3} \cdot \rho_{p3}^{0,5} \cdot \rho_{n3}^{0,06} \cdot (\alpha''_2 \cdot \Delta t''_2)^{0,6}}{\sigma_{p3}^{0,5} \cdot r_{нар3}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p3}^{0,3} \cdot \mu_{p3}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,559^{1,3} \cdot 1432^{0,5} \cdot 1,12^{0,06} \cdot (8407 \cdot 2)^{0,6}}{(128 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2207 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3202^{0,3} \cdot (2,41 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 1613 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q''_2 = \alpha''_2 \cdot \Delta t''_2 = 8407 \cdot 2 \approx 16814 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q''_x = \alpha''_x \cdot \Delta t''_x = 1613 \cdot 3,5 \approx 5646 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

І знову  $q''_2 \neq q''_x$ . У 3-му наближенні візьнемо  $\Delta t'''_2 = 0,7$  °С. Тоді

$$\alpha'''_2 = \frac{2,04 \cdot A_3}{\sqrt[4]{\Delta t'''_2 \cdot H_{mp}}} = \frac{2,04 \cdot 7328,2}{\sqrt[4]{0,7 \cdot 5}} \approx 10930 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\Delta t'''_{cm} = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 \cdot \sum \delta / \lambda = 10930 \cdot 0,7 \cdot 2,86 \cdot 10^{-4} \approx 2,2 \text{ °С},$$

$$\Delta t'''_x = \Delta t_{кор3} - \Delta t'''_{cm} - \Delta t'''_2 = 10,3 - 2,2 - 0,7 = 7,4 \text{ °С},$$

$$\alpha'''_x = \frac{780 \cdot \lambda_{p3}^{1,3} \cdot \rho_{p3}^{0,5} \cdot \rho_{n3}^{0,06} \cdot (\alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2)^{0,6}}{\sigma_{p3}^{0,5} \cdot r_{нар3}^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_{p3}^{0,3} \cdot \mu_{p3}^{0,3}} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,559^{1,3} \cdot 1432^{0,5} \cdot 1,12^{0,06} \cdot (10930 \cdot 0,7)^{0,6}}{(128 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot (2207 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3202^{0,3} \cdot (2,41 \cdot 10^{-3})^{0,3}} \approx 1005 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$q'''_2 = \alpha'''_2 \cdot \Delta t'''_2 = 10930 \cdot 0,7 \approx 7651 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q'''_x = \alpha'''_x \cdot \Delta t'''_x = 1005 \cdot 7,4 \approx 7437 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо,  $q'''_2 \approx q'''_x$ . Коефіцієнт теплопередачі в 3-му корпусі дорівнюватиме

$$K_3 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha'''_2} + \frac{1}{\alpha'''_x} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right) = 1 / \left( \frac{1}{10930} + \frac{1}{1005} + 2,86 \cdot 10^{-4} \right) \approx 729 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

#### 4.8.5. Розподіл корисної різниці температур. Поверхня теплопередачі. Технічна характеристика випарного апарата

Корисні різниці температур у корпусах установки обчислюємо з умови рівності їх поверхонь теплопередачі за рівнянням (4.59):

$$\begin{aligned} \text{– у першому корпусі} \quad \Delta t_{\text{кор}1} &= \frac{Q_1}{K_1} \cdot \sum \Delta t_{\text{кор}} / \left( \frac{Q_1}{K_1} + \frac{Q_2}{K_2} + \frac{Q_3}{K_3} \right) = \\ &= \frac{3785}{1419} \cdot 28,9 / \left( \frac{3785}{1419} + \frac{3627}{1374} + \frac{4032}{729} \right) \approx 7,1 \text{ } ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{– у другому корпусі} \quad \Delta t_{\text{кор}2} &= \frac{Q_2}{K_2} \cdot \sum \Delta t_{\text{кор}} / \left( \frac{Q_1}{K_1} + \frac{Q_2}{K_2} + \frac{Q_3}{K_3} \right) = \\ &= \frac{3627}{1374} \cdot 28,9 / \left( \frac{3785}{1419} + \frac{3627}{1374} + \frac{4032}{729} \right) \approx 7,0 \text{ } ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{– у третьому корпусі} \quad \Delta t_{\text{кор}3} &= \frac{Q_3}{K_3} \cdot \sum \Delta t_{\text{кор}} / \left( \frac{Q_1}{K_1} + \frac{Q_2}{K_2} + \frac{Q_3}{K_3} \right) = \\ &= \frac{4032}{729} \cdot 28,9 / \left( \frac{3785}{1419} + \frac{3627}{1374} + \frac{4032}{729} \right) \approx 14,8 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Перевірка:  $\sum \Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{кор}1} + \Delta t_{\text{кор}2} + \Delta t_{\text{кор}3} = 7,1 + 7,0 + 14,8 = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Оскільки розраховані величини теплових навантажень, коефіцієнтів теплопередачі та корисної різниці температур по корпусах, визначаємо поверхню теплопередачі випарних апаратів за формулою (4.95):

$$\text{– для першого корпусу} \quad F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_{\text{кор}1}} = \frac{3785 \cdot 10^3}{1419 \cdot 7,1} \approx 376 \text{ м}^2;$$

$$\text{– для другого корпусу} \quad F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_{\text{кор}2}} = \frac{3627 \cdot 10^3}{1374 \cdot 7,0} \approx 377 \text{ м}^2;$$

$$\text{– для третього корпусу} \quad F_3 = \frac{Q_3}{K_3 \cdot \Delta t_{\text{кор}3}} = \frac{4032 \cdot 10^3}{729 \cdot 14,8} \approx 374 \text{ м}^2.$$

За таблицею Б.26 беремо випарний апарат із природною циркуляцією розчину та винесеною гріючою камерою з такою технічною характеристикою:

- площа поверхні теплопередачі  $F = 450 \text{ м}^2$ ;
- діаметр труб  $d = 38 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ ;
- довжина труб  $l = 5 \text{ 000 мм}$ ;
- діаметр гріючої камери  $D = 1 \text{ 600 мм}$  (не менше);
- діаметр сепаратора  $D_1 = 4 \text{ 000 мм}$  (не більше);
- діаметр циркуляційної труби  $D_2 = 1 \text{ 000 мм}$  (не більше);
- висота апарата  $H = 15 \text{ 000 мм}$  (не більше);
- маса апарата  $M = 31 \text{ 800 кг}$  (не більше).

Площа поверхні теплопередачі прийнятого випарного апарата  $F = 450 \text{ м}^2$ , що значно більше від орієнтовно вибраної поверхні  $F_{op} = 180 \text{ м}^2$ . Проте необхідності вносити корективи в розрахунок немає, тому що конструктивні розміри (діаметр і висота труб) залишилися незмінними.

Уточнимо температури кипіння розчинів, температури вторинних парів та їх тиски по корпусах (див. табл. 4.19).

Таблиця 4.19 – Уточнення розрахункових параметрів випарної установки

Номер корпусу	Температура, °C,		Тиск вторинної пари $p_{\text{внi}}$ , ат (див. табл. А.17)
	кипіння розчину $t_{ki} = t_{zi} - \Delta t_{\text{кори}}$	вторинної пари $t_{\text{внi}} = t_{ki} - \Delta'_i - \Delta''_i - \Delta'''_i$	
1-й	$169,6 - 7,1 = 162,5$	$162,5 - 6,2 - 1,0 - 1,0 = 154,3$	5,478
2-й	$153,8 - 7,0 = 146,8$	$146,8 - 10,4 - 1,6 - 1 = 133,8$	3,087
3-й	$129,8 - 14,8 = 115$	$115 - 37,4 - 27,5 - 1,0 = 49,1$	0,121

Із розрахунку випливає, що корисні різниці температур, розраховані з умови рівного перепаду тиску в корпусах і знайдені в першому наближенні з умови рівності поверхонь теплопередачі в корпусах, розрізняються в 2-му і в 3-му корпусах, а в 1-му корпусі практично не змінюються. Тому при уточненому розрахунку площі поверхні теплопередачі параметри розчинів і парів по корпусах, теплові навантаження, коефіцієнти теплопередачі та корисні різниці температур зміняться в основному для 2-го і 3-го корпусів, а для 1-го корпусу ці показники практично не зміняться, так само практично не зміниться площа поверхні теплопередачі в 1-му, а отже, і в інших корпусах. Тому подальші розрахунки з уточнення площі поверхні теплопередачі виконувати не будемо.

#### 4.8.6. Конструктивний розрахунок випарного апарата

Подальші розрахунки випарної установки покажемо на прикладі 3-го корпусу. **Гріюча камера.** Число кип'ятильних труб визначаємо за рівнянням (4.96):

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_g \cdot H_{\text{тр}}} = \frac{450}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 5} \approx 843.$$

За рекомендаціями [6] для випарного апарата з природною циркуляцією розчину візьмемо кратність циркуляції  $k_u = 65$ . Тоді швидкість розчину в кип'ятильних трубах розраховуємо за формулою (4.98):

$$w = \frac{(G_n - W_1 - W_2) \cdot k_u}{0,785 \cdot d_g^2 \cdot \rho_{p3} \cdot n} = \frac{(7 - 1,72 - 1,85) \cdot 65}{0,785 \cdot 0,034^2 \cdot 1432 \cdot 843} \approx 0,2 \text{ м/с.}$$

Об'ємну витрату розчину, що циркулює через переріз усіх гріючих труб, розраховуємо за рівнянням (4.97):

$$V_u = \frac{(G_n - W_1 - W_2) \cdot k_u}{\rho_{p3}} = \frac{(7 - 1,72 - 1,85) \cdot 3600 \cdot 65}{1432} \approx 560 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Кип'ятильні труби розміщуємо в трубних решітках по боках правильних шестикутників із кроком  $s = 48$  мм. Взавши коефіцієнт використання трубної решітки  $\psi = 0,85$ , внутрішній розрахунковий діаметр обичайки гріючої камери визначаємо за формулою (4.100):

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot \sin 60 \cdot n \cdot s^2}{\pi \cdot \psi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sin 60 \cdot 843 \cdot 0,048^2}{3,14 \cdot 0,85}} \approx 1,59 \text{ м.}$$

Остаточно беремо діаметр гріючої камери  $D_k = 1\ 600$  мм, що відповідає технічній характеристиці.

Розрахунковий діаметр циркуляційної труби для випарного апарата з кипінням розчину в гріючих трубах визначаємо за рівнянням (4.102):

$$D_u = \sqrt{0,6 \cdot d_g^2 \cdot n} = \sqrt{0,6 \cdot 0,034^2 \cdot 843} \approx 0,76 \text{ м.}$$

Остаточно беремо діаметр циркуляційної труби  $D_u = 800$  мм, що також відповідає технічній характеристиці.

Для вилучення інертних газів із міжтрубного простору гріючої камери третього корпусу встановлюємо в ній центральну трубу, перфоровану по всій довжині отворами діаметром 10 мм (див. рис. 4.31). Кількість суміші пари і неконденсованих газів, що відводиться з гріючої камери, визначаємо за формулою

$$g_{cm} = 0,03 \cdot W_2 = 0,03 \cdot 1,85 \approx 0,056 \text{ кг/с.}$$

Густина суміші пари і неконденсованих газів, що відводиться з міжтрубного простору гріючої камери третього корпусу, визначаємо за таблицею А.17 за параметрами вторинної пари попереднього другого корпусу (див. табл. 4.19):  $\rho_{cm} \approx 1,618 \text{ кг/м}^3$ .

Взявши швидкість руху суміші в отворах  $w_{cm} = 10$  м/с, знаходимо кількість отворів на перфорованій трубі за залежністю (4.104):

$$n_{отв} = \frac{g_{cm}}{0,785 \cdot d_{отв}^2 \cdot w_{cm} \cdot \rho_{cm}} = \frac{0,056}{0,785 \cdot 0,01^2 \cdot 10 \cdot 1,618} \approx 44.$$

**Сепарційна камера.** Допустиме масове напруження парового простору сепаратора третього корпусу розраховуємо за рівнянням (4.106):

$$R_{мас} = f_1 \cdot f_2 \cdot R_{атм} = 0,85 \cdot 1 \cdot 1000 = 850 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{год).}$$

Тоді об'єм сепаратора третього корпусу визначаємо за формулою (4.105):

$$V_{сн} = W_3 / R_{мас} = 2,02 \cdot 3600 / 850 \approx 8,6 \text{ м}^3.$$

Ураховуючи, що розчин NaOH має здатність до спінювання, внаслідок цього складно визначити дійсну в'язкість вторинної пари, розрахунок діаметра сепаратора будемо здійснювати на основі граничного напруження дзеркала випарювання. Беручи найменше з рекомендованих значень  $R_s = 0,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , внутрішній діаметр обичайки сепаратора третього корпусу визначаємо за формулою (4.110):

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot W_3}{\pi \cdot \rho_{ен3} \cdot R_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,02}{3,14 \cdot 1,12 \cdot 0,4}} \approx 2,39 \text{ м.}$$

Остаточно беремо діаметр сепаратора  $D_c = 2\ 400$  мм, що відповідає технічній характеристиці.

Висоту надрозчинної частини сепаратора (від рівня розчину в сепараторі до бризкоуловлювача) визначаємо за формулою (4.111):

$$H_c = \frac{4 \cdot V_{сн}}{\pi \cdot D_c^2} = \frac{4 \cdot 8,6}{3,14 \cdot 2,4^2} \approx 1,9 \text{ м.}$$

Остаточно беремо висоту парового простору  $H_c = 2\ 500$  мм, що узгоджується з рекомендаціями [19] для розчинів, які піняться.

Діаметр вхідної труби, по якій парорідинна суміш надходить із гріючої камери до сепаратора, визначаємо зі співвідношення  $D_c = (3,5-4) \cdot D_{ex}$  [9]. Таким чином,

$$D_{ex} = D_c / 4 = 2,4 / 4 = 0,6 \text{ м.}$$

Діаметри штуцерів для входу гріючої пари, виходу вторинної пари, входу та виходу розчину, а також для виходу конденсату визначають із рівняння об'ємної витрати відповідного потоку за стандартною методикою (див. попередні розділи).



## Розділ 5

### РОЗРАХУНОК НАСАДКОВОГО АБСОРБЕРА

У хімічній і нафтогазопереробній промисловості абсорбція є одним із поширених технологічних процесів, унаслідок якого відбувається вилучення одного або декількох компонентів із складних газових сумішей за допомогою рідкого поглинача.

**Абсорбцією** називають фізико-хімічний процес вибіркового – селективного – поглинання одного або декількох компонентів із складної газової суміші рідким поглиначем – **абсорбентом**. Компоненти газової фази, які практично не поглинаються рідиною, називають інертними, вони є газовою фазою-носієм. Абсорбент також є рідкою фазою-носієм. Компонент, що поглинається з газової фази рідиною, називають **абсорбатом**, частку поглиненого компонента в абсорбенті називають **абсорбтивом**.

Якщо в процесі контактування газової й рідкої фаз відбувається фізичне розчинення абсорбату в абсорбенті, й вони не вступають в хімічну взаємодію між собою, то такий процес називають **фізичною абсорбцією**. Якщо компонент, що поглинається, вступає в хімічну реакцію з абсорбентом, то такий процес називають **хемосорбцією**.

Процес абсорбції зворотний, тому його використовують не лише для одержання розчинів газів у рідинах, а й для розділення газових сумішей. У цьому разі вибіркової абсорбції одного або декількох компонентів із газової або парової суміші проводять **десорбцію** – виділення цих компонентів із рідини – і таким чином здійснюють розділення. Регенований абсорбент знову повертається на абсорбцію.

Основними сферами використання абсорбційних процесів у хімічній, нафтогазопереробній, нафтохімічній та споріднених технологіях є такі виробництва [28, 29]:

- одержання багатьох хімічних продуктів поглинанням окремих газових компонентів рідиною (наприклад, абсорбція  $\text{SO}_3$  у виробництві сірчаної кислоти, абсорбція  $\text{HCl}$  з отриманням соляної кислоти, абсорбція  $\text{NH}_3$  у виробництві аміачної води, абсорбція оксидів азоту з отриманням азотної кислоти і нітратів та ін.), у цьому разі абсорбцію проводять без десорбції;

- вилучення цінних компонентів із газових сумішей (наприклад, абсорбція  $\text{C}_6\text{H}_6$  із коксового газу, абсорбція бутадієну у виробництві синтетичного каучуку, абсорбція  $\text{C}_2\text{H}_2$  із газів крекінгу або піролізу природного газу та ін.), у цьому разі абсорбцію проводять у поєднанні з десорбцією;

- очищення газу від домішок шкідливих компонентів (наприклад, очищення топкових газів від  $\text{SO}_2$ , очищення від фтористих сполук газів, що виділяються під час виробництва мінеральних добрив, очищення коксового й нафтового газів від  $\text{H}_2\text{S}$ , очищення азотоводневої суміші для синтезу аміаку від  $\text{CO}_2$  і  $\text{CO}$ , осушування сірчистого газу у виробництві контактної сірчаної кислоти та ін.), при цьому витягуванні з газових сумішей компоненти зазвичай використовують, тому їх виділяють десорбцією;

- вловлювання цінних компонентів із газової суміші для запобігання їх втра-там, а також із санітарних міркувань, наприклад, рекуперація летких розчинників (спирти, кетони, ефіри та ін.).

Залежно від продуктивності та призначення процесу використовують різні мкнені та циркуляційні схеми абсорбційних установок [27].

**Розімкненими** називають такі схеми абсорбції, в яких відсутня стадія десорбції та регенерації абсорбенту. **Циркуляційні** схеми абсорбційно-десорбційних установок характеризуються наявністю замкнених циклів, у яких абсорбент за зміни тиску і за допомогою відцентрових насосів постійно циркулює в системі «абсорбер –



ві; 2) насадкові; 3) барботажні (тарілчасті); 4) розпилювальні.

Насадкові абсорбери набули найбільшого застосування в промисловості як апарати з безперервним контактом взаємодіючих фаз, у цьому разі поверхня контакту фаз утворюється на поверхні шару насадки – тілах певного розміру і спеціальної форми, завантажених навалом або викладених організовано на опорно-розподільних решітках.

Типовий насадковий абсорбер (рис. 5.2 а) складається із суцільнозварного або царгового циліндричного корпусу 1, закритого днищем 2 та знімною кришкою 3. Всередині корпусу на опорній решітці 4 завантажена насадка 6, на яку за допомогою розподільного пристрою 5 подається абсорбент. Абсорбент стікає вниз шаром насадки та взаємодіє з потоком газу, водночас між газом та рідиною відбувається масообмін, у результаті якого поглинається компонент, що переходить із газової фази в рідину та насичує її, насичений абсорбент відводиться знизу колони. Очищений газ після проходження бризкоуловлювача 7 відводиться з абсорбера зверху [27].

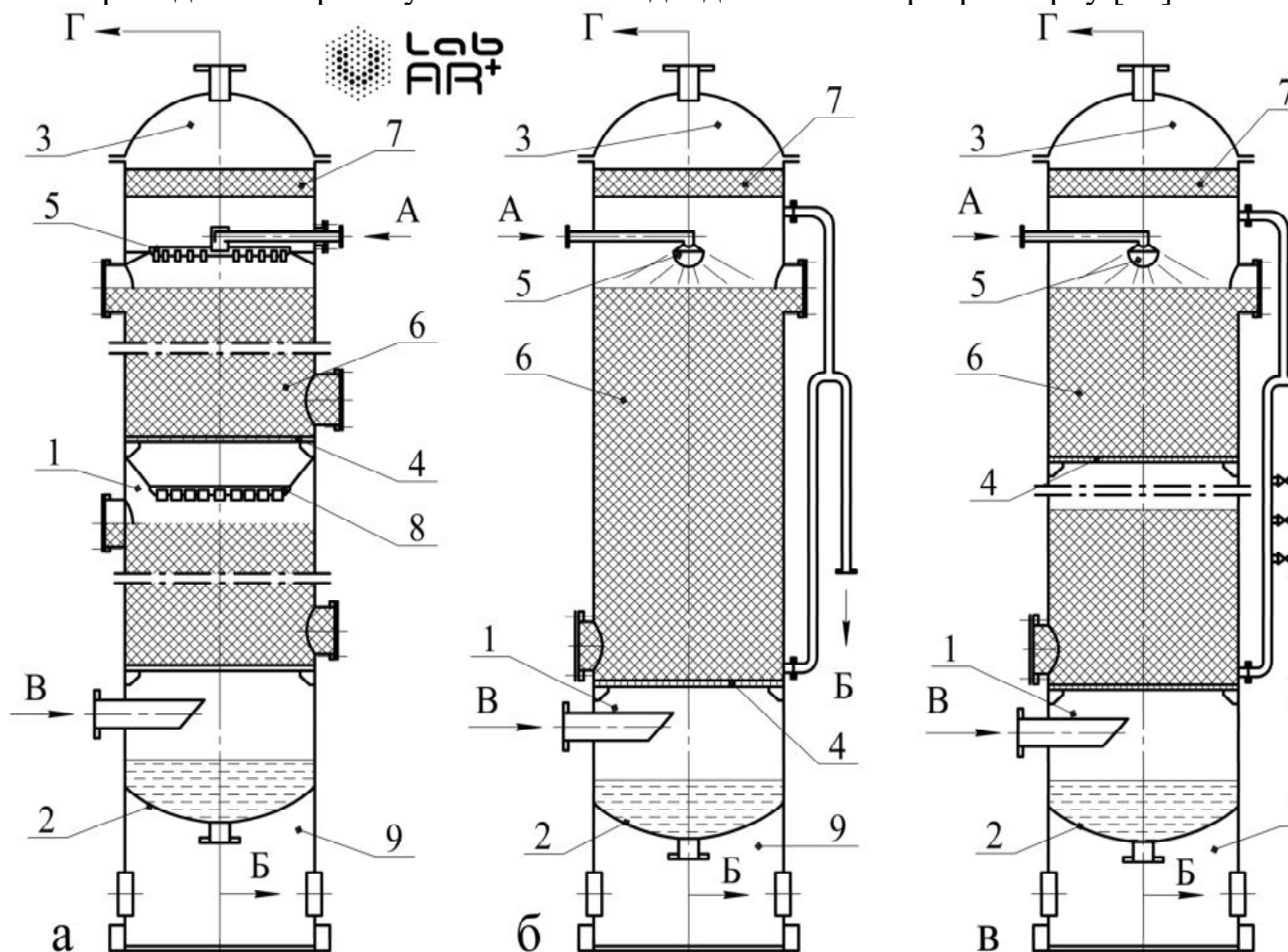


Рисунок 5.2 – Будова насадкових абсорберів: а – плівкового; б – емульгаційного; в – емульгаційного секціонованого; А – подавання абсорбенту; Б – відведення абсорбенту; В – подавання газової суміші; Г – відведення очищеного газу; 1 – корпус; 2 – днище; 3 – кришка; 4 – решітка опорна; 5 – розподільний пристрій (тарілка типу ТСН-III); 6 – шар насадки; 7 – бризкоуловлювач; 8 – перерозподільний пристрій (тарілка типу ТСН-II); 9 – опора; 10 – вентиль

У колонах, в яких загальна висота шару насадки  $H_n > 5D_a$ , насадку розміщують окремими шарами висотою 2–3 м й установлюють між ними перерозподільні пристрої 8, основним призначенням яких є відведення абсорбенту від стінок до центра колони та перерозподіл рідини для створення рівномірної щільності зрошення насадки.

Стабілізація найбільш ефективного режиму роботи насадкових колон – режиму емульгування – реалізується в колонах із затопленою насадкою (емульгаційних), наве-

дених на рисунку 5.2 б, в. Виведення абсорбенту з колони здійснюється по спеціальній П-подібній перетічній трубці, яка разом із колоною являє собою сполучені посудини. На перетіканні встановлені вентилі 10, які дозволяють підтримувати рівень газорідинної суміші, що дорівнює висоті шару насадки за всіх режимів роботи колони.

Умови проходження процесів абсорбційної взаємодії фаз у системі «газ – рідина» характеризуються їх статикою й кінетикою [27, 29].

**Статика** процесу абсорбції характеризує умови досягнення рівноважного стану в системі «газ – рідина» залежно від концентрацій фаз, фізико-хімічних властивостей газових компонентів і поглинача, а також параметрів системи (температури й тиску).

**Кінетика** процесу абсорбції характеризує зміну швидкості перенесення речовини з газової в рідку фазу залежно від фізико-хімічних властивостей газових компонентів і абсорбенту. У цьому разі враховують умови контактування взаємодіючих фаз в абсорбері (гідродинамічний режим руху фаз та спосіб диспергування потоків), напрям відносного руху фаз, а також параметри процесу (тиск і температуру).

### 5.1. Статика абсорбції

В основу законів перенесення маси (та енергії) покладено другий закон термодинаміки, відповідно до якого всі фізико-хімічні процеси проходять у напрямку досягнення рівноваги – стану, в якому збалансовані всі протилежно спрямовані на систему впливові фактори.

Параметри складної фізико-хімічної системи (тиск, температура, концентрації фаз), в якій досягнуто рівноважний стан, називаються **рівноважними параметрами**.

Фізичними і термодинамічними умовами рівноваги в усіх точках замкненої системи є рівність температур, тисків та хімічних потенціалів.

Нехай у двофазній системі (див. рис. 5.3 а) із трикомпонентної газової суміші речовина  $A$  поглинається рідкою фазою. У початковий момент часу концентрація речовини  $A$  в газовій суміші відносно висока і дорівнює  $y_{A1}$ , цю концентрацію в конкретний момент часу прийнято називати **робочою**. Робоча концентрація речовини  $A$  в рідкій фазі в розглянутий момент часу низька і відповідно дорівнює  $x_{A1}$ .

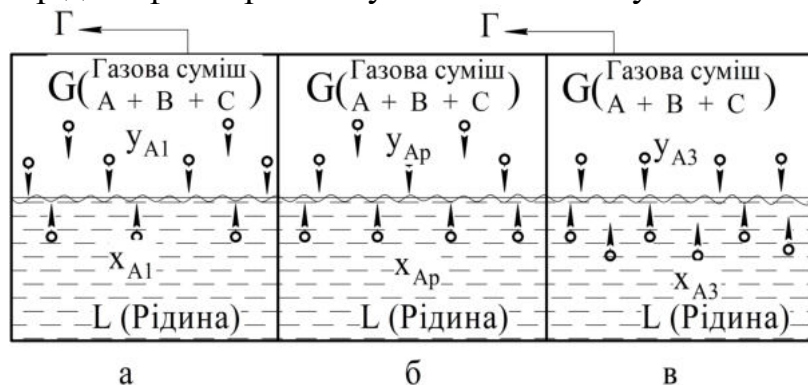


Рисунок 5.3 – Варіанти процесів масопередачі в системі «газ – рідина»: а – масопередача речовини з газової фази в рідку (абсорбція); б – динамічна рівновага в системі; в – масопередача речовини з рідкої фази в газову (десорбція)

Якщо в початковий момент часу газова і рідка фази вступили у фазовий контакт, то почнеться перенесення маси речовини  $A$  з газової фази в рідку.

У міру зниження концентрації речовини  $A$  в газовій фазі швидкість прямого процесу буде зменшуватися. Одночасно в міру збільшення концентрації речовини  $A$  в рідкій фазі збільшується швидкість зворотного процесу. Через певний проміжок часу концентрація переданої речовини в газовій фазі знизиться до певної величини, відповідно в рідкій фазі концентрація речовини  $A$  підвищиться також до деякого значення і настане час, коли швидкості масопередачі в прямому (з газової фази в рі-

дку) і зворотному (з рідкої фази в газу) напрямках зрівнюються.

Такий стан системи, коли швидкості прямого і зворотного процесів масопередачі дорівнюють одна одній, називається **рівноважним**. Стан динамічної рівноваги для розглянутої системи умовно показаний на рисунку 5.3 б.

Стан рівноваги і число незалежних параметрів системи відповідають правилу фаз Гіббса, згідно з яким число незалежних ступенів вільності системи дорівнює

$$C = K - \Phi + 2, \quad (5.1)$$

де  $C$  – число незалежних змінних параметрів (ступенів вільності), які визначають термодинамічну рівновагу в системі;  $K$  – число компонентів системи;  $\Phi$  – число фаз, що беруть участь у процесі.

Абсорбція як типовий дифузійний процес реалізується у двофазній системі «газ – рідина». За мінімального числа компонентів у системі три (інертний газ-носії, поглинальний компонент і абсорбент) з газу в рідину переходить одна речовина – абсорбат.

За правилом фаз Гіббса в такій системі можна варіювати трьома незалежними параметрами, а саме температурою, тиском і концентрацією абсорбату в одній із фаз.

У більш складних випадках при абсорбційному вилученні вуглеводневих компонентів із природних газів у системі наявна багатокомпонентна газова суміш та може відбуватися поглинання абсорбентом декількох компонентів, що відповідно збільшує число варійованих параметрів і значно ускладнює розрахунки процесу абсорбції.

У стані рівноваги двофазної трикомпонентної системи за умови сталості температури і загального тиску залежність між концентраціями розподільного в газовій і рідкій фазах компонента буде однозначною. Ця залежність описується законом **Генрі**, згідно з яким парціальний тиск компонента газової суміші над рідиною пропорційний його мольній концентрації в рідині [1, 7, 18, 19, 27–29]:

$$p_A^* = E_A \cdot x_A, \quad (5.2)$$

або розчинність газу в рідині за даної температури пропорційна його парціальному тиску над рідиною:

$$x_A^* = p_A / E_A, \quad (5.3)$$

де  $E_A$  – коефіцієнт пропорційності, що називається константою Генрі;  $p_A^*$  – парціальний тиск поглиненого газу, що перебуває в рівновазі з рідиною концентрації  $x_A$ ;  $x_A^*$  – концентрація газу в рідині, рівноважна з газовою фазою, в якій парціальний тиск поглиненого компонента дорівнює  $p_A$ .

Значення коефіцієнта Генрі залежать від природи поглиненого газу і поглиначка, а також температури, але не залежать від загального тиску в системі. Залежність коефіцієнта Генрі від температури для деяких газів показана на рисунку 5.4.

За відсутності експериментальних даних залежність коефіцієнта Генрі від температури розраховують за таким рівнянням [7, 29]:

$$\ln E = -\frac{q}{R \cdot T} + C, \quad (5.4)$$

де  $q$  – диференціальна теплота розчинення газу, кДж/кмоль, кДж/кг;  $R$  – універсальна газова стала,  $R = 8,31$  кДж/(кмоль · К);  $T$  – температура розчинення, К;  $C$  – експериментальна константа для індивідуального газового компонента.

Експериментальні значення диференціальної теплоти розчинення і коефіцієнта Генрі для водних розчинів деяких газів наведені в таблиці А.12.

Закон Генрі добре узгоджується з експериментальними даними за невеликих



тисків газу в системі (до 0,5 МПа) і низьких концентрацій розчиненої речовини, що хімічно не взаємодіє з розчинником.

Залежність між рівноважними складами газової та рідкої фаз можна одержати на основі сумісного використання законів Генрі й Дальтона ( $p_A = P \cdot y_A$ ):

$$y_A^* = \frac{E_A}{P} \cdot x_A = m_A \cdot x_A \text{ або } x_A^* = \frac{P}{E_A} \cdot y_A = \frac{y_A}{m_A}, \quad (5.5)$$

де  $m_A$  – коефіцієнт розподілу поглиненої речовини між газом і рідиною,  $m_A = E_A/P$ .

При вираженні складу фаз не в абсолютних, а у відносних концентраціях змінюється і форма закону Генрі. Однак за малих концентрацій можна взяти  $X_A \approx x_A$  та  $Y_A \approx y_A$ , тоді вираз рівноважної залежності набирає вигляду

$$Y_A^* = m_A \cdot X_A \text{ або } X_A^* = Y_A/m_A. \quad (5.6)$$

Рівняння (5.5) і (5.6) показують, що за постійних температури й тиску рівноважна залежність для системи «газ – рідина» виражається прямою лінією, що проходить через початок координат і має кут нахилу, тангенс якого дорівнює  $m_A$ .

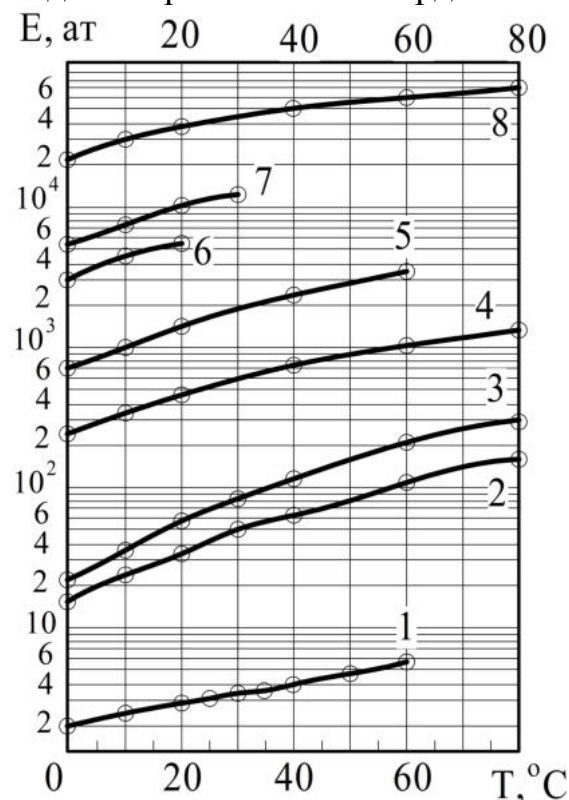


Рисунок 5.4 – Залежність коефіцієнта Генрі від температури для деяких газів:  
1 – аміак; 2 – діоксид сірки; 3 – бром;  
4 – сірководень; 5 – діоксид вуглецю;  
6 – пропілен; 7 – етилен; 8 – метан

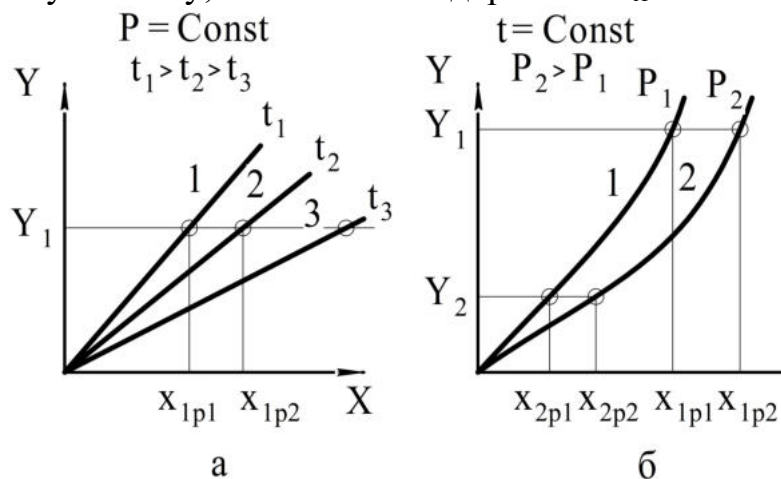


Рисунок 5.5 – Залежність розчинності газів у рідинах:  
а – від температури; б – від загального тиску

Розчинність газів у різних розчинниках визначається експериментально й залежить від фізико-хімічних властивостей поглиненої речовини та абсорбенту, а також температури й тиску. Зазвичай для практично важливих газів розчинність наведена в таблицях або на графіках.

Для попереднього оцінювання розчинності газового компонента в рідині вважають, що за значень коефіцієнта розподілу  $m_A < 1$  гази добре розчиняються в абсорбенті, за значень  $m_A > 100$  гази є слабозрозчинними, за значень  $1 < m_A < 100$  гази можна розглядати як помірно розчинні.

Значення коефіцієнта розподілу зменшуються (отже, розчинність газу в рідині збільшується) з підвищенням тиску і зниженням температури (рис. 5.5).

Здебільшого процеси розчинення газів у рідинах супроводжуються тепловим ефектом – виділенням теплоти розчинення, що призводить до підвищення температури абсорбенту.

Теплові ефекти при абсорбції характеризуються **диференціальною теплотою**

**розчинення** – кількістю тепла, що виділяється під час поглинання рідиною 1 кмоль (1 кг) поглиненої речовини.

Зміну температури рідини можна визначити на основі рівняння теплового балансу, у цьому разі [7, 18, 29]

$$t_{ki} = t_n + q \cdot (X_{ki} - X_n) / c_p, \quad (5.7)$$

де  $t_n, t_{ki}$  – початкова й поточна температури абсорбенту;  $X_n, X_{ki}$  – початкова та поточна концентрації поглиненої речовини в абсорбенті;  $c_p$  – теплоємність абсорбенту.

Для зниження температури процесу абсорбції охолоджують вихідну газову суміш і поглинач, відводять теплоту, що виділяється в процесі абсорбції, за допомогою вбудованих чи зовнішніх теплообмінників.

У хемосорбційних процесах молекули газу, що поглинається рідиною, вступають у хімічну реакцію з розчиненим в абсорбенті активним компонентом (із кислотним або лужним іоном, радикалом та іншими складовими молекули розчиненої речовини). Оскільки теплота розчинення газу при хемосорбції набагато більша від теплоти розчинення при фізичній абсорбції, то хемосорбція є ефективним процесом за малих концентрацій поглинутого газу в початковій газовій суміші (наприклад, у процесах очищення природного газу від домішок кислих компонентів – двоокису вуглецю, сірководню та ін).

Розчинність газу при хемосорбції залежить від його фізичної розчинності, стехіометричних співвідношень при реакції, констант рівноваги хімічної реакції, температури, тиску та ін.

Під час розрахунку констант фазової рівноваги в процесах хемосорбції враховують фізико-хімічні властивості речовини, що поглинається, й абсорбенту, тип хімічної реакції та характер взаємодії поглиненої речовини з поглиначем (хімічна реакція, асоціація, дисоціація та ін.). На базі одержаних даних будують графіки залежностей парціальних тисків компонента, що поглинається, залежно від температури і концентрації речовини в абсорбенті [27, 29].

Коли в рівновазі з рідиною перебуває суміш газів, закону Генрі може відповідати кожний із компонентів суміші окремо. Але зазвичай у разі абсорбції багатокомпонентних сумішей рівноважні залежності значно складніші, ніж при абсорбції одного компонента, особливо тоді, коли розчин сильно відрізняється від ідеального. У цьому разі парціальний тиск кожного компонента газової суміші залежить не лише від його концентрації в розчині, а й від концентрації в розчині інших компонентів, тобто є функцією великої кількості змінних. Тому в подібних випадках рівноважні залежності ґрунтуються на експериментальних даних.

## 5.2. Матеріальний баланс і робоча лінія процесу абсорбції.

### Питома витрата абсорбенту

Робочі концентрації розподілювальної речовини не дорівнюють рівноважним і в діючих апаратах ніколи не досягають рівноважних значень. Залежність між робочими концентраціями розподілювальної речовини у фазах в реальних процесах зображується лінією, яка називається робочою лінією процесу.

Розглянемо схему абсорбера (рис. 5.6), що працює в режимі ідеального витіснення. Нехай у процесі масопередачі абсорбтив переходить із газової фази ( $G$ ) в рідку ( $L$ ), причому фази інертні щодо одна одної й абсорбтиву. Отже,  $G = \text{const}$  та  $L = \text{const}$ , і рівняння матеріального балансу за цільовим компонентом має вигляд [5]:

$$G \cdot Y_n + L \cdot X_n = G \cdot Y_k + L \cdot X_k, \text{ або } \Delta M = G \cdot (Y_n - Y_k) = L \cdot (X_k - X_n). \quad (5.8)$$



Звідси визначають загальну й питому витрату абсорбенту:

$$L = G \cdot \frac{Y_n - Y_k}{X_k - X_n}, \quad (5.9)$$

$$l = \frac{L}{G} = \frac{Y_n - Y_k}{X_k - X_n}. \quad (5.10)$$

Для довільного перерізу протитечійного абсорбера М – М (рис. 5.6 а) рівняння матеріального балансу має вигляд

$$G \cdot Y_n + L \cdot X = G \cdot Y + L \cdot X_k, \quad (5.11)$$

звідси

$$Y = \frac{L}{G} \cdot X + \left( Y_n - \frac{L}{G} \cdot X_k \right) = l \cdot X + (Y_n - l \cdot X_k). \quad (5.12)$$

Рівняння (5.12), яке називають рівнянням робочої лінії, виражає залежність між нерівноважними складами фаз у будь-якому перерізі апарата. Як бачимо з цього рівняння, робоча лінія є прямою з нахилом до осі абсцис під кутом, тангенс якого дорівнює  $l$ .

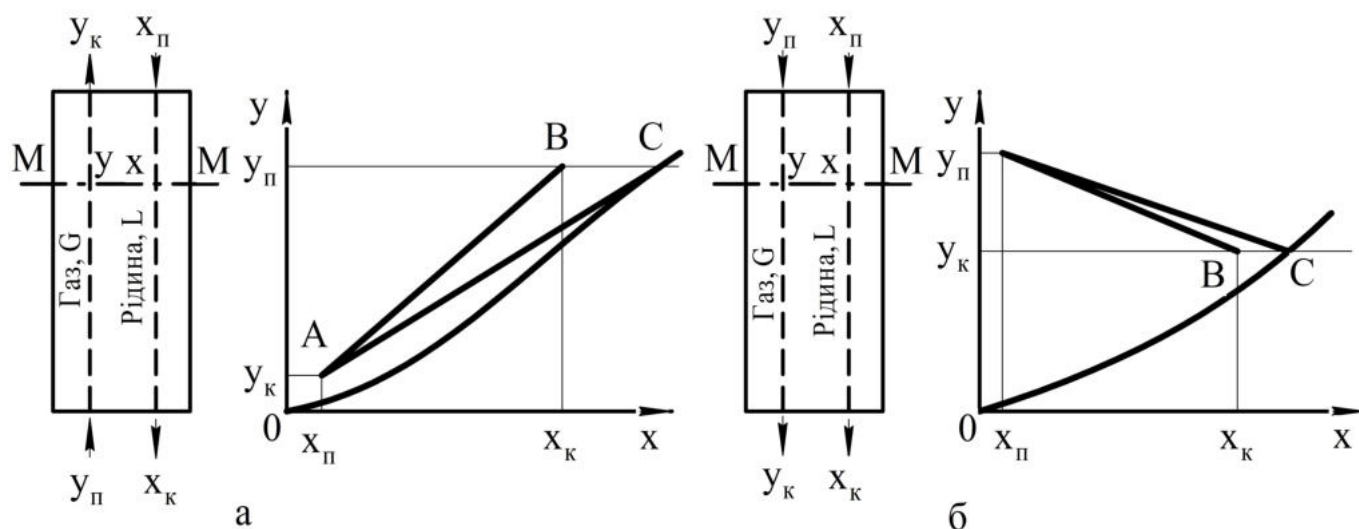


Рисунок 5.6 – Схема матеріального балансу та  $Y$ - $X$ -діаграма:

а – при протитечії; б – при прямотечії; ОС – рівноважна лінія; АВ – робоча лінія

Для побудови робочої лінії, необхідно знати склади фаз на вході в абсорбер ( $X_n, Y_n$ ) і на виході з нього ( $X_k, Y_k$ ). Проте зазвичай бувають задані лише початкові склади рідини і газу та ступінь вилучення, що дозволяє визначити й побудувати точку А (рис. 5.6 а). Залежно від витрати поглиначача робоча лінія буде повертатися навколо точки А. Положення робочої лінії АС, коли точка С лежить на лінії рівноваги, відповідає мінімальній витраті поглиначача:

$$l_{min} = \frac{L_{min}}{G} = \frac{Y_n - Y_k}{X_k^* - X_n}. \quad (5.13)$$

Для довільного перерізу прямотечійного абсорбера М – М (рис. 5.6 б) рівняння матеріального балансу має вигляд

$$G \cdot Y + L \cdot X = G \cdot Y_k + L \cdot X_k, \quad (5.14)$$

звідси

$$Y = -\frac{L}{G} \cdot X + \left( Y_k + \frac{L}{G} \cdot X_k \right) = -l \cdot X + (Y_k + l \cdot X_k). \quad (5.15)$$

Таким чином, робоча лінія АВ при прямиотечії має від'ємний нахил.

У реальних абсорбційних апаратах рівноважна концентрація речовини в абсорбенті практично не досягається, тому робоча питома витрата абсорбенту завжди більша від мінімальної питомої витрати.

У розрахунках абсорбційних колон робочу питому витрату абсорбенту прийнято виражати залежністю [27]:

$$l = \beta \cdot l_{min}, \quad (5.16)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт надлишку абсорбенту, для продукційних абсорберів  $\beta = 1,1-1,25$ ; для абсорберів санітарного очищення викідних газів  $\beta = 10-20$ .

Між питомою витратою абсорбенту і розмірами апарата існує певний зв'язок (рис. 5.7 а). Якщо робоча лінія АВ збігається з вертикаллю, то рушійна сила процесу має максимальне значення, проте питома витрата абсорбенту в цьому разі буде нескінченно великою. Якщо ж лінія робочих концентрацій АВ<sub>3</sub> торкається лінії рівноваги, то питома витрата абсорбенту мінімальна, а рушійна сила в точці дотику дорівнює нулю. У першому випадку розміри абсорбера будуть найменшими за нескінченно великої витрати абсорбенту, у другому – витрата абсорбенту буде найменшою за нескінченно великих розмірів апарата. Обидва випадки є граничними і практично нездійсненими.

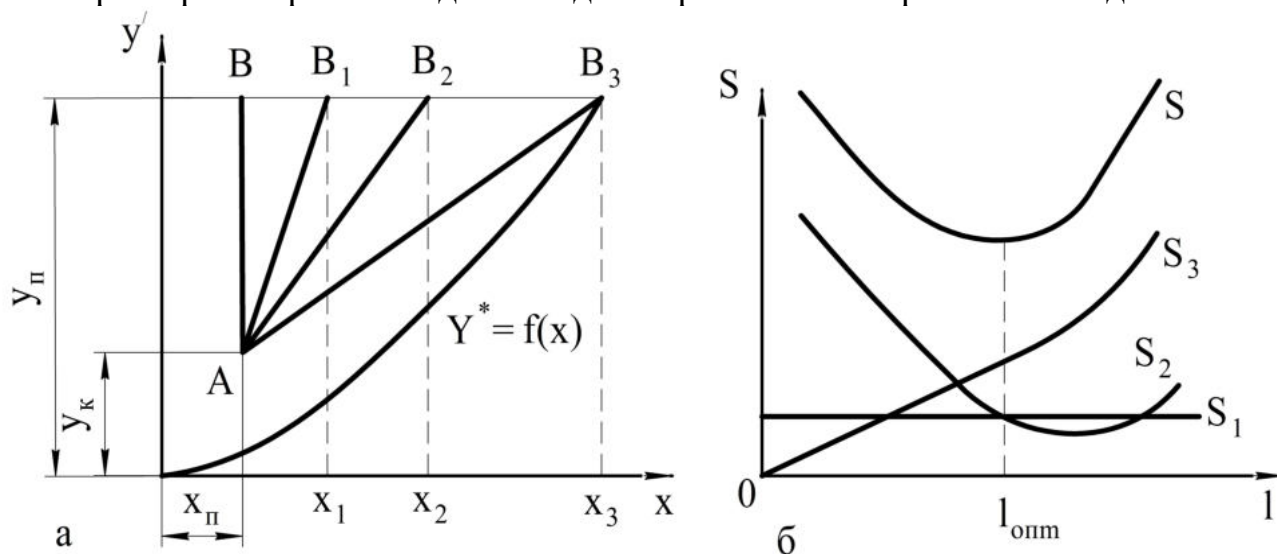


Рисунок 5.7 – До визначення оптимальної питомої витрати абсорбенту: а – положення робочих ліній за різних питомих витрат абсорбенту; б – залежність витрат на проведення процесу від питомої витрати абсорбенту

З підвищенням витрати поглинача зменшуються розміри абсорбера, але зростають витрати на десорбцію, а також на перекачування поглинача. За деякої оптимальної витрати поглинача загальні витрати будуть мінімальними. Оптимальна питома витрата поглинача може бути визначена лише за допомогою техніко-економічного розрахунку.

Суму витрат на перероблення в абсорбері 1 кг газу можна подати у вигляді

$$S = S_1 + S_2 + S_3 = S_1 + (\pi \cdot D_k \cdot H_k + 2 \cdot F_{дн}) \cdot \delta_{ст} \cdot \rho_m \cdot s_m + V_H \cdot \rho_H \cdot s_H + L \cdot \tau \cdot s_l, \quad (5.17)$$

де  $S_1$  – витрати, що не залежать від розмірів абсорбера і витрати абсорбенту (вартість газу, обслуговування тощо);  $S_2$  – витрати, які залежать від розмірів абсорбера (ремонт і амортизація, вартість енергії на подолання опору під час проходження газу через абсорбер, собівартість тощо);  $S_3$  – витрати, що залежать від витрати поглинача (вартість перекачування поглинача, витрати на десорбцію тощо);  $D_k, H_k$  – діаметр і висота колони;  $F_{дн}$  – площа поверхні еліптичного днища;  $\delta_{ст}$  – товщина стінки;  $\rho_m, s_m$  – гус-

тина і вартість 1 кг конструкційного матеріалу;  $V_n$ ,  $\rho_n$ ,  $s_n$  – об’єм, насипна густина і вартість 1 кг насадки;  $L$  – витрата абсорбенту;  $\tau$  – термін придатності апарата;  $S_l$  – вартість перекачування і регенерації 1 кг абсорбенту.

Оскільки величина  $S_1$  не залежить від витрати абсорбенту, то функція  $S_1 = f_1(l)$  виражається горизонтальною прямою лінією (рис. 5.7 б). Зі зростанням  $l$  зменшуються робоча висота абсорбера і його гідравлічний опір, але одночасно дещо збільшується діаметр, тому що знижуються допустимі швидкості газу в апараті. Отже, крива  $S_2 = f_2(l)$  має мінімум. Зі зростанням  $l$  збільшуються витрати на десорбцію і перекачування поглинача, тобто функція  $S_3 = f_3(l)$  зростає. Складаючи ординати всіх кривих, одержимо криву сумарних витрат на абсорбцію 1 кг газу:  $S = f(l)$ . Ця крива також має мінімум, що відповідає оптимальній питомій витраті  $l_{opt}$  абсорбенту [7].

Таким чином, для визначення оптимальної питомої витрати абсорбенту необхідно для кожного прийняттого варіанта конструктивного виконання колони оцінити сумарні витрати на проведення процесу.

### 5.3. Кінетика абсорбції

За відсутності рівноваги між фазами відбувається масопередача – перехід речовини з однієї фази в іншу. Аналогічно теплопередачі цей процес складається з процесів перенесення речовини в межах кожної з фаз (масовіддача) і перенесення речовини через межу поділу фаз.

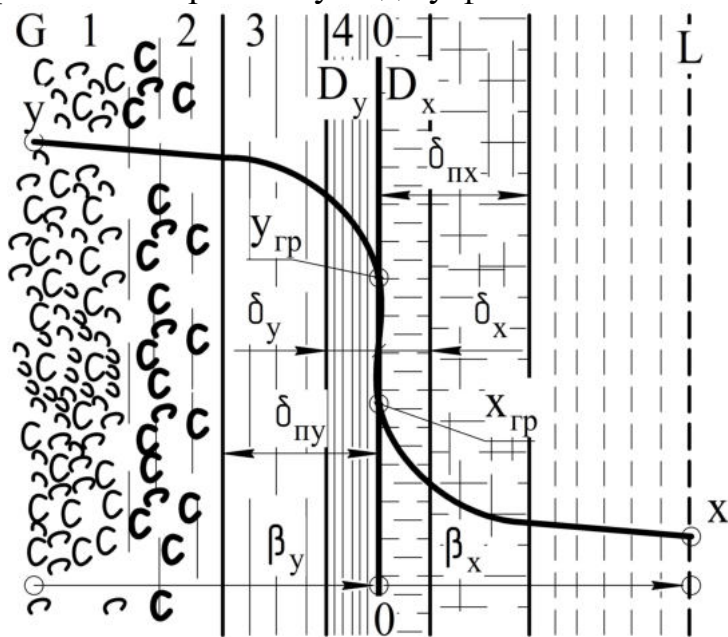


Рисунок 5.8 – Схема процесу масопередачі

у двофазній системі «газ – рідина»:

$G$  – газ;  $L$  – рідина; 0-0 – межа поділу фаз; 1 – ядро потоку; 2 – турбулентний прошарок; 3 – в'язкий прошарок; 4 – дифузійний прошарок

На цей час серед поширених теорій масопередачі та взаємодії фаз на межі їх поділу найбільш визнаною є теорія (модель Ландау – Левіча), згідно з якою структура потоку в напрямку від ядра потоку до межі поділу фаз включає турбулентний, в'язкий і дифузійний прошарки (рис. 5.8) [27, 29]. На межі поділу фаз із боку кожної фази формується примежовий прошарок, товщина якого визначається режимом руху потоку в межах розглянутої фази.

Нехай у безперервному процесі масопередачі взаємодіють газ  $G$  і рідина  $L$ , що рухаються протічійно і розділені межею поділу – поверхнею фазового контакту, у цьому разі відбувається перенесення речовини з газової фази в рідку.

Максимальна концентрація речовини у зосереджена в ядрі (центрі) потоку газу (передавальної фази). У напрямку до поверхні масопередачі відбувається зниження концентрації речовини в потоці, і на межі поділу фаз концентрація речовини досягає  $y_{гр}$ , що дорівнює рівноважній концентрації. У рідкій (приймальній) фазі концентрація речовини має максимальну величину  $x_{гр}$  на межі поділу фаз, а потім зменшується в напрямку до ядра потоку приймальної фази, де концентрація речовини дорівнює  $x$ .

Перенесення речовини з ядра потоку фази в область в'язкого прошарку відбу-

вається за допомогою **конвективної дифузії** – за рахунок перемішування і переміщення макрооб’ємів речовини в рухомому потоці однорідної фази, переміщення речовини через примежову плівку (дифузійний підшарок) відбувається за допомогою **молекулярної дифузії** – перенесення молекул за рахунок молекулярно-кінетичного механізму.

Отже, загальна швидкість процесу перенесення речовини в межах однорідної фази з ядра потоку до межі поділу визначається сукупним впливом конвективної та молекулярної дифузії.

Передавання речовини в межах однієї фази з ядра потоку до межі поділу між фазами називається **масовіддачею**.

Швидкість процесів масовіддачі речовини в кожній фазі визначається фізико-хімічними властивостями фаз, які взаємодіють, величиною рушійної сили процесу у фазах, гідродинамічними й теплофізичними параметрами потоків у кожній із фаз.

Результуючий процес перенесення речовини з ядра потоку газової фази  $G$  через міжфазову межу в ядро потоку рідкої фази  $L$  називається **масопередачею**.

### 5.3.1. Молекулярна дифузія

Молекулярна дифузія описується першим законом Фіка, згідно з яким маса речовини  $\Delta M$ , що дифундує за час  $\tau$  через поверхню  $F$  (нормальну до напрямку дифузії), пропорційна градієнту концентрації цієї речовини (зміні концентрації  $\Delta C$  за товщиною шару  $\delta$ ):

$$\Delta M = -D \cdot \frac{\Delta C}{\delta} \cdot F \cdot \tau. \quad (5.18)$$

Знак «мінус» перед правою частиною рівняння (5.18) свідчить про те, що молекулярна дифузія завжди проходить в напрямку зменшення концентрації розподілюваного компонента.

Коефіцієнт пропорційності  $D$  у формулі (5.18) називається коефіцієнтом молекулярної дифузії і показує, яка кількість речовини дифундує за одиницю часу через одиницю поверхні при одиничному градієнті концентрації.

Коефіцієнт молекулярної дифузії являє собою фізичну константу, що характеризує здатність даної речовини проникати внаслідок дифузії в нерухоме середовище. Значення  $D$  є функцією властивостей розподілюваної речовини та середовища, через яку вона дифундує, а також температури й тиску.

Числові значення коефіцієнта молекулярної дифузії визначені експериментально і для деяких газів і парів, що дифундують у повітрі (за тиску 0,1 МПа і температури 0 °С) та воді (за температури 20 °С), наведено в додатку А (табл. А.13) [1, 18, 29].

За відсутності експериментальних даних значення коефіцієнтів дифузії наближено можна обчислити за такими рівняннями:

– за дифузії газу А в газі В (формула Джилліленда)

$$D_y = \frac{4,3 \cdot 10^{-2} \cdot T^{1,5}}{P \cdot (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}; \quad (5.19)$$

– за дифузії газу А в рідині В за температури 20 °С (формула Арнольда)

$$D_{x20} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{A \cdot B \cdot \sqrt{\mu_{x20}} \cdot (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (5.20)$$

де  $T$  – абсолютна температура, К;  $P$  – загальний тиск, Па;  $\nu_A, \nu_B$  – мольні об’єми речовин А і В (див. табл. 5.1),  $\text{см}^3/\text{моль}$ ;  $M_A, M_B$  – мольні маси речовин А і В,  $\text{кг}/\text{кмоль}$ ;  $A, B$  – коефіцієнти, що враховують властивості розчиненої речовини та розчинника (див. табл. 5.2);  $\mu_{x20}$  – динамічна в’язкість розчинника за температури  $20\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\text{мПа} \cdot \text{с}$ .

Зазвичай величини  $D_y$  зростають зі збільшенням температури і зниженням тиску. Як впливає з формули (5.19), якщо відома величина  $D_{y0}$ , значення коефіцієнта дифузії за температури  $T$  і тиску  $P$  можна визначити за співвідношенням

$$D_y = D_{y0} \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,5} \quad (5.21)$$

З підвищенням температури коефіцієнт дифузії в рідинах також збільшується і для визначення  $D_x$  за температури  $t$  можна користуватися залежністю

$$D_x = D_{x20} \cdot \left[ 1 + \frac{0,2 \cdot \sqrt{\mu_{x20}}}{\sqrt[3]{\rho_x}} \cdot (t - 20) \right] \quad (5.22)$$

Таблиця 5.1 – Мольні та атомні об’єми деяких речовин

Молекула, атом, зв’язок	$\nu$ , $\text{см}^3/\text{моль}$	Молекула, атом, зв’язок	$\nu$ , $\text{см}^3/\text{моль}$
$\text{H}_2$	14,3	F	8,7
$\text{O}_2$	25,6	H	3,7
$\text{N}_2$	31,2	I	37,0
Повітря	29,9	N (у первинних амінах)	10,5
CO	30,7	N (у вторинних амінах)	12,0
$\text{CO}_2$	34,0	N (в інших сполуках)	15,6
$\text{SO}_2$	44,8	O (в метиловому ефірі)	9,1
$\text{N}_2\text{O}$	36,4	O (в етиловому ефірі)	9,9
NO	23,6	O (у вищих ефірах)	11,0
$\text{NH}_3$	25,8	O (в кислотах)	12,0
$\text{H}_2\text{O}$	18,9	O (пов’язаний із S, P, N)	8,3
$\text{H}_2\text{S}$	32,9	O (в інших сполуках)	7,4
COS	51,5	S	25,6
$\text{Cl}_2$	48,4	Тричленне кільце	-6,0
$\text{Br}_2$	53,2	Чотиричленне кільце	-8,5
$\text{I}_2$	71,5	П’ятичленне кільце	-11,5
Br	27,0	Бензольне кільце	-15,0
C	14,8	Нафталінове кільце	-30,0
Cl	24,6	Антраценове кільце	-47,5

Таблиця 5.2 – Поправкові коефіцієнти  $A$  і  $B$  рівняння (5.20) для деяких речовин

Значення коефіцієнта	$A$	Значення коефіцієнта	$B$
Для газів	1	Для води	4,7
Для етилового спирту	1,24	Для етилового спирту	2,0
Для метилового спирту	1,19	Для метилового спирту	2,0
Для оцтової кислоти	1,27	Для ацетону	1,15

### 5.3.2. Конвективна дифузія

Конвективна дифузія описується законом Щукарева, згідно з яким кількість речовини, переданої з ядра потоку середовища до міжфазової поверхні, пропорційна різниці концентрацій речовини в ядрі потоку і на межі поділу фаз, поверхні фазового контакту і часу тривалості процесу:

$$\Delta M = \beta_y \cdot (Y - Y_{zp}) \cdot F \cdot \tau, \text{ або } \Delta M = \beta_x \cdot (X_{zp} - X) \cdot F \cdot \tau, \quad (5.23)$$

де  $\beta_y, \beta_x$  – коефіцієнти масовіддачі відповідно в газовій та рідкій фазах.

**Коефіцієнт масовіддачі** характеризує швидкість перенесення речовини в межах однорідної фази і показує, яка маса речовини передається з ядра потоку до межі поділу фаз (або навпаки) через одиницю поверхні фазового контакту впродовж одиниці часу за одиничної різниці концентрацій.

Коефіцієнт масовіддачі є не фізичною константою, а кінетичною величиною, що відображає ситуацію в потоці фази і залежить як від фізико-хімічних властивостей фази, так і від гідродинамічного режиму її руху та інших параметрів.

Найбільш точний спосіб для визначення коефіцієнтів масовіддачі полягає в інтегруванні диференціального рівняння конвективної дифузії (другий закон Фіка) спільно з рівняннями руху (рівнянням Нав'є – Стокса та рівнянням нерозривності потоку) за заданих початкових і граничних умов. Однак ця система рівнянь не має аналітичного роз'язання і для одержання розрахункових залежностей вдаються до перетворення диференціального рівняння конвективної дифузії методами теорії подібності на критеріальні рівняння масовіддачі.

Основні критерії подібності, застосовувані в розрахунках процесів масовіддачі, наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Основні критерії подібності, застосовувані в критеріальних рівняннях конвективної масовіддачі

Найменування	Формула	Основна фізична сутність
Критерій Фур'є дифузійний характеризує нестационарність процесів масовіддачі	$Fo_D = \frac{D \cdot \tau}{l^2}$	Міра співвідношення маси речовини, переданої дифузією та локальними пульсаціями в нестационарному потоці
Критерій Нуссельта дифузійний характеризує масообмін у межах однорідної фази	$Nu_D = \frac{\beta \cdot l}{D}$	Міра співвідношення інтенсивності конвективного й дифузійного потоків під час масообміну на межі поділу фаз
Критерій Пекле дифузійний характеризує дифузійну подібність	$Pe_D = \frac{w \cdot l}{D}$	Міра співвідношення конвективних і дифузійних складових під час масообміну в ядрі потоку
Критерій Прандтля дифузійний характеризує фізико-хімічні властивості фази	$Pr_D = \frac{Pe_D}{Re} = \frac{\mu}{\rho \cdot D}$	Міра співвідношення в'язкісних і дифузійних властивостей речовини в процесі конвективного масообміну

Коефіцієнт масовіддачі в газовій фазі в насадкових абсорберах залежить від режиму течії потоку й способу укладання насадки. Для регулярно викладених насадок рекомендовано використовувати критеріальне рівняння Гільденблата [1, 27–29]:

$$Nu_{Dy} = 0,167 \cdot Re_y^{0,74} \cdot Pr_{Dy}^{0,33} \cdot (d_e/h)^{0,47}, \quad (5.24)$$



для неупорядковано засипаних (навалених) насадок застосовують таке критеріальне рівняння [1, 2, 9, 28, 29]:

$$Nu_{Dy} = 0,407 \cdot Re_y^{0,655} \cdot Pr_{Dy}^{0,33}, \quad (5.25)$$

де  $Re_y$  – модифікований критерій Рейнольдса для газу,  $Re_y = \frac{4 \cdot w_y \cdot \rho_y}{a_n \cdot \mu_y} = \frac{w_y \cdot d_e \cdot \rho_y}{\varepsilon \cdot \mu_y}$ ;

$w_y$  – швидкість газу, віднесена до повного поперечного перерізу колони, м/с;  $a_n$  – питома поверхня насадки,  $m^2/m^3$ ;  $\varepsilon$  – вільний об'єм насадки,  $m^3/m^3$ ;  $d_e$  – еквівалентний діаметр насадки, м;  $h$  – висота елемента насадки, м.

Під час роботи абсорбера в плівковому режимі коефіцієнт масовіддачі в газовій фазі розраховують із критеріального рівняння [27]:

$$Nu_{Dy} = 0,027 \cdot Re_y^{0,8} \cdot Pr_{Dy}^{0,33}. \quad (5.26)$$

Коефіцієнт масовіддачі в рідкій фазі в насадкових абсорберах рекомендовано визначати за допомогою критеріального рівняння Ципаріса [1, 27–29]:

$$Nu_{Dx} = 0,0021 \cdot Re_x^{0,75} \cdot Pr_{Dx}^{0,5}, \quad (5.27)$$

де  $Re_x$  – модифікований критерій Рейнольдса для плівки рідини,  $Re_x = \frac{4 \cdot L}{S \cdot a_n \cdot \mu_x \cdot \psi}$ ;

$S$  – площа поперечного перерізу апарата,  $m^2$ ;  $\psi$  – коефіцієнт змочування насадки.

Після визначення дифузійних критеріїв Нуссельта для газової  $Nu_{Dy}$  і рідкої  $Nu_{Dx}$  фаз розраховують відповідні коефіцієнти масовіддачі за формулами:

$$\beta_y = Nu_{Dy} \cdot D_y / d_e, \quad \beta_x = Nu_{Dx} \cdot D_x / \delta_{nl}, \quad (5.28)$$

де  $\delta_{nl}$  – наведена товщина рідкої плівки на поверхні насадки,  $\delta_{nl} = \left( \frac{\mu_x^2}{\rho_x^2 \cdot g} \right)^{0,33}$ .

### 5.3.3. Основне рівняння масопередачі. Залежність між коефіцієнтами масопередачі та масовіддачі. Лімітуюча стадія процесу масопередачі

Складність розрахунку за рівняннями (5.23) пов'язана з тим, що практично неможливо виміряти концентрації фаз безпосередньо біля межі їх поділу. Враховуючи це, основне рівняння масопередачі, що визначає витрату речовини, яка переноситься з однієї фази в іншу, записують таким чином

$$\Delta M = K_y \cdot (Y - Y^*) \cdot F, \text{ або } \Delta M = K_x \cdot (X^* - X) \cdot F, \quad (5.29)$$

де  $(Y - Y^*)$  і  $(X^* - X)$  – рушійні сили процесу масопередачі;  $K_y$  і  $K_x$  – коефіцієнти масопередачі, виражені відповідно через концентрації газової та рідкої фаз.

**Коефіцієнт масопередачі** показує, яка кількість речовини переходить з однієї фази в іншу за одиницю часу через одиничну поверхню контакту фаз за одиничної рушійної сили масопередачі.

Щоб установити залежність між коефіцієнтом масопередачі та коефіцієнтами масовіддачі, зазвичай вважають [7, 18, 29], що біля поверхні зіткнення фаз досягається рівновага. Звідси випливає положення про адитивність фазових опорів, що є однією з передумов для розрахунку коефіцієнтів масопередачі [19]:

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x}}, \quad K_x = \frac{1}{\frac{1}{m \cdot \beta_y} + \frac{1}{\beta_x}}. \quad (5.30)$$

Величини, зворотні коефіцієнтам масовіддачі, відповідають фазовим опорам на межі поділу фаз. Частка кожного з фазових опорів у загальному опорі визначається значеннями  $\beta_y$  і  $\beta_x$ , а також залежить від умов рівноваги. У деяких випадках дифузійний опір однієї з фаз може бути дуже малим порівняно з опором іншої.

Якщо основний опір зосереджено в газовій фазі (для добре розчинних газів при малих нахилах лінії рівноваги), тобто при  $1/\beta_y \gg m/\beta_x$ , то  $K_y \approx \beta_y$ ; якщо основний опір зосереджено в рідкій фазі (для погано розчинних газів при великих нахилах лінії рівноваги), тобто при  $1/\beta_x \gg 1/(m \cdot \beta_y)$ , то  $K_x \approx \beta_x$ .

За середніх значень  $m$  (для помірно розчинних газів) опори кожної з фаз виражаються величинами одного порядку і нехтувати жодним із них не можна.

Прикладами добре розчинних газів є  $\text{NH}_3$  і  $\text{HCl}$ , погано розчинних –  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{S}$ , помірно розчинних –  $\text{SO}_2$ .

#### 5.4. Рушійна сила процесу абсорбції.

##### Число одиниць перенесення і методи його визначення

Рушійна сила абсорбції, як і будь-якого масообмінного процесу, визначається ступенем відхилення від рівноважного стану, і чим більше це відхилення, тим інтенсивніше проходить процес масопередачі. Рушійна сила виражається різницею робочої та рівноважної концентрації цільового компонента в газовій фазі:  $\Delta Y = Y - Y^*$  або різницею концентрацій у рідкій фазі:  $\Delta X = X^* - X$ .

Масопередача при абсорбції може відбуватися під час протитечії, прямо течії та перехресній течії фаз. Крім того, можливі інші види взаємного руху фаз, пов'язані з перемішуванням і розподілом потоків.

Від взаємного напрямку руху фаз і виду їх контакту (безперервний або ступінчастий) залежить величина рушійної сили. Оскільки концентрації фаз змінюються під час їх руху вздовж поверхні поділу, змінюється й рушійна сила, тому до основних рівнянь масопередачі (5.29) входить величина середньої рушійної сили [5, 7]:

$$\Delta Y_{\text{сер}} = \frac{Y_n - Y_\kappa}{\int_{Y_\kappa}^{Y_n} \frac{dY}{Y - Y^*}}, \quad \Delta X_{\text{сер}} = \frac{X_\kappa - X_n}{\int_{X_n}^{X_\kappa} \frac{dX}{X^* - X}}. \quad (5.31)$$

В окремому випадку, коли лінія рівноваги має незначну кривизну, середня рушійна сила визначається як середня логарифмічна величина з рушійних сил біля кінців апарата:

$$\Delta Y_{\text{сер}} = \frac{(Y_n - Y_n^*) - (Y_\kappa - Y_\kappa^*)}{\ln\left(\frac{Y_n - Y_n^*}{Y_\kappa - Y_\kappa^*}\right)} = \frac{\Delta Y_n - \Delta Y_\kappa}{\ln(\Delta Y_n / \Delta Y_\kappa)}, \quad (5.32)$$

$$\Delta X_{\text{сер}} = \frac{(X_\kappa^* - X_\kappa) - (X_n^* - X_n)}{\ln\left(\frac{X_\kappa^* - X_\kappa}{X_n^* - X_n}\right)} = \frac{\Delta X_\kappa - \Delta X_n}{\ln(\Delta X_\kappa / \Delta X_n)}. \quad (5.33)$$

Якщо  $0,5 < \Delta Y_n / \Delta Y_\kappa < 2$ ,  $0,5 < \Delta X_\kappa / \Delta X_n < 2$ , з достатньою точністю середню рушійну силу можна визначити як середньоарифметичну:

$$\Delta Y_{\text{сер}} = \frac{\Delta Y_n + \Delta Y_\kappa}{2}, \quad \Delta X_{\text{сер}} = \frac{\Delta X_n + \Delta X_\kappa}{2}. \quad (5.34)$$

Рівняння (5.32)–(5.34) були одержані стосовно ідеальної протитечії контактуючих фаз, що рухаються в режимі повного витіснення, в цьому разі абсорбер працює з максимальною рушійною силою. Рух зустрічних потоків у реальних апаратах

відбувається з деяким відхиленням від режиму ідеального витіснення, результатом цього є зменшення середньої рушійної сили процесу абсорбції.

Для визначення площі поверхні контакту фаз в умовах, коли рівноважна залежність криволінійна, зручно користуватися поняттям про число одиниць переносу.

**Загальне число одиниць перенесення** характеризує зміну робочої концентрації фази, що припадає на одиницю рушійної сили, і визначається як відношення різниці початкової та кінцевої робочих концентрацій до середньої рушійної сили [5]:

$$n_{oy} = \int_{Y_k}^{Y_n} \frac{dY}{Y - Y^*} = \frac{Y_n - Y_k}{\Delta Y_{сер}}, \quad n_{ox} = \int_{X_n}^{X_k} \frac{dX}{X^* - X} = \frac{X_k - X_n}{\Delta X_{сер}}. \quad (5.35)$$

Якщо залежність  $Y^* = f(X)$  представлена математичним рівнянням, інтеграли у формулах (5.35) можуть бути обчислені в загальному вигляді і для числа одиниць перенесення можна одержати аналітичні вирази. У разі складної залежності  $Y^* = f(X)$  одержуємо формули, не зручні для практичного застосування; в цьому разі віддається перевага графічним методам визначення числа одиниць перенесення або чисельному інтегруванню.

Для визначення загального числа одиниць перенесення методом графічного інтегрування (рис. 5.9) потрібно побудувати криву залежності підінтегральної функції в рівнянні (5.35) від аргументу та знайти з урахуванням масштабних коефіцієнтів  $M_x$  і  $M_y$  площу  $f$ , обмежену цією кривою, віссю абсцис і вертикалями, проведеними через точки, абсциси яких дорівнюють межах інтегрування. Ця площа дорівнює загальному числу одиниць перенесення [19]:

$$n_{oy} = \int_{Y_k}^{Y_n} \frac{dY}{Y - Y^*} = f_y \cdot M_x \cdot M_y, \quad n_{ox} = \int_{X_n}^{X_k} \frac{dX}{X^* - X} = f_x \cdot M_x \cdot M_y. \quad (5.36)$$

З методів чисельного інтегрування, використовуваних для визначення загального числа одиниць перенесення, простим і досить точним є метод Сімпсона [29]. За цим методом відрізок [A; B] ділять на дві рівних ділянки (рис. 5.10); відповідні значення рушійних сил будуть дорівнювати:  $\Delta_1 = y_1 - y_1^*$ ,  $\Delta' = y' - y'^*$ ,  $\Delta_2 = y_2 - y_2^*$ .

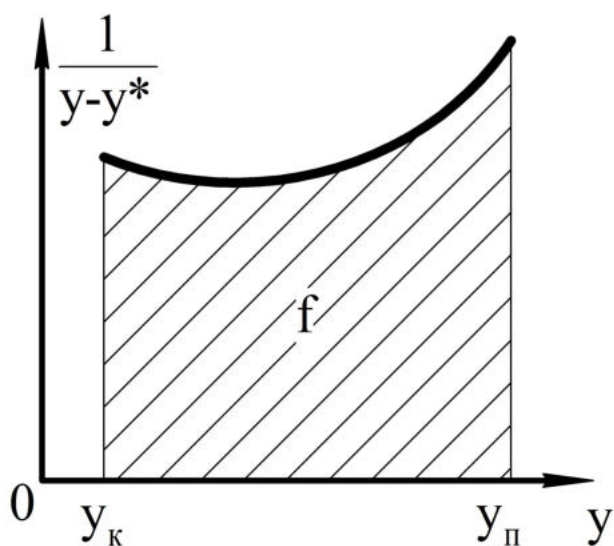


Рисунок 5.9 – Визначення загального числа одиниць перенесення  $n_{oy}$  методом графічного інтегрування

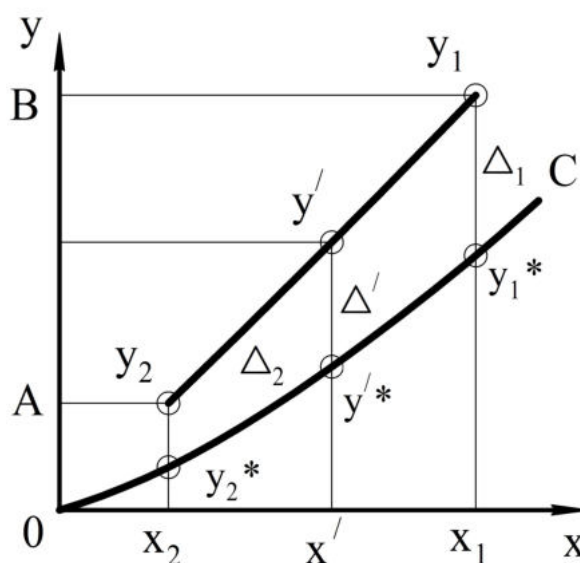


Рисунок 5.10 – Визначення загального числа одиниць перенесення  $n_{oy}$  методом чисельного інтегрування Сімпсона

Загальне число одиниць перенесення в цьому разі буде дорівнювати

$$n_{oy} = \frac{y_1 - y_2}{6} \cdot \left( \frac{1}{\Delta_1} + \frac{4}{\Delta'} + \frac{1}{\Delta_2} \right). \quad (5.37)$$

Якщо відношення  $\Delta_{max}/\Delta_{min} \geq 6$ , розрахунок можна уточнити, розділивши відрізок [А; В] на чотири ділянки зі значеннями рушійних сил:  $\Delta_1 = y_1 - y_1^*$ ,  $\Delta' = y' - y'^*$ ,  $\Delta'' = y'' - y''^*$ ,  $\Delta''' = y''' - y'''^*$ ,  $\Delta_2 = y_2 - y_2^*$ . Тоді

$$n_{oy} = \frac{y_1 - y_2}{12} \cdot \left( \frac{1}{\Delta_1} + \frac{4}{\Delta'} + \frac{2}{\Delta''} + \frac{4}{\Delta'''} + \frac{1}{\Delta_2} \right). \quad (5.38)$$

Якщо абсорбція ускладнена реакцією, то концентрація цільового компонента в рідкій фазі зменшується, що приводить до збільшення градієнта концентрації. Швидкість хемосорбції буде залежати як від швидкості масообміну, так і від швидкості реакції. Розрахунок загального числа одиниць перенесення в цьому разі ускладнюється.

### 5.5. Елементи конструкції та гідродинаміка насадкових абсорберів

У насадкових колонах поверхнею контакту фаз є змочена поверхня **насадки**. Щоб насадка працювала ефективно, вона повинна задовольняти такі вимоги: 1) мати велику питому поверхню та вільний об'єм; 2) добре змочуватися абсорбентом; 3) чинити малий гідравлічний опір газовому потоку; 4) рівномірно розподіляти зрошувальну рідину; 5) бути хімічно стійкою в робочому середовищі; 6) мати малу насипну щільність; 7) мати високу механічну міцність; 8) мати невисоку вартість.

У промисловості застосовують різноманітні за формою і розмірами насадки (рис. 5.11), виготовлені з різних матеріалів (металу, кераміки, пластмас та ін.), що задовольняють основні вимоги під час проведення того чи іншого процесу абсорбції. Наведений перелік не є вичерпним, з'являються все нові конструкції.

Основними конструктивними характеристиками насадки є її питома поверхня та вільний об'єм. Питома поверхня насадки – це сумарна поверхня насадкових тіл в одиниці займаного насадкою об'єму. Чим більша питома поверхня насадки, тим вища ефективність колони, але нижча продуктивність і більший гідравлічний опір.

Вільний об'єм насадки – це сумарний об'єм порожнеч між насадковими тілами в одиниці об'єму, займаного насадкою. Чим більший вільний об'єм насадки, тим вища її продуктивність і менший гідравлічний опір, однак у цьому разі знижується ефективність колони. Характеристики деяких насадок наведено в додатку (табл. Б.12).

Допоміжними вузлами насадкових колон є опорно-розподільні ґрати, розподільники рідини, обмежувачі, колектори і т. ін.

Насадку укладають на **опорно-розподільні ґрати** або плити, деякі конструкції яких наведено на рисунку 5.12. Вільний переріз цих пристроїв повинен по можливості наближатися до величини вільного об'єму насадки, а розміри отворів виключати провал насадкових тіл. Насадку часто укладають на решітки, виконані зі сталевих смуг, поставлених на ребро. Застосування як опорної конструкції під насадку різних сіток і перфорованих плит із дрібними отворами повинно бути виключене, оскільки подібні пристрої призводять до передчасного захливання колони.

Залежно від питомого навантаження застосовують [14]:

– в апаратах із внутрішнім діаметром від 400 до 1 200 мм – решітку з однопролітними секціями на опорному кільці без балок;

– в апаратах із внутрішнім діаметром від 1 400 до 2 000 мм – решітку з однопролітними секціями на опорному кільці без балок або решітку з двопролітними сек-

ціями на опорному кільці з однією центральною балкою;

– в апаратах із внутрішнім діаметром від 2 200 до 2 600 мм – решітку з однопролітними секціями на опорному кільці з однією центральною балкою;

– в апаратах із внутрішнім діаметром від 2 800 до 4 000 мм – решітку з однопролітними секціями на опорному кільці з однією центральною балкою або решітку з двопролітними секціями на опорному кільці з однією центральною та двома боковими балками.

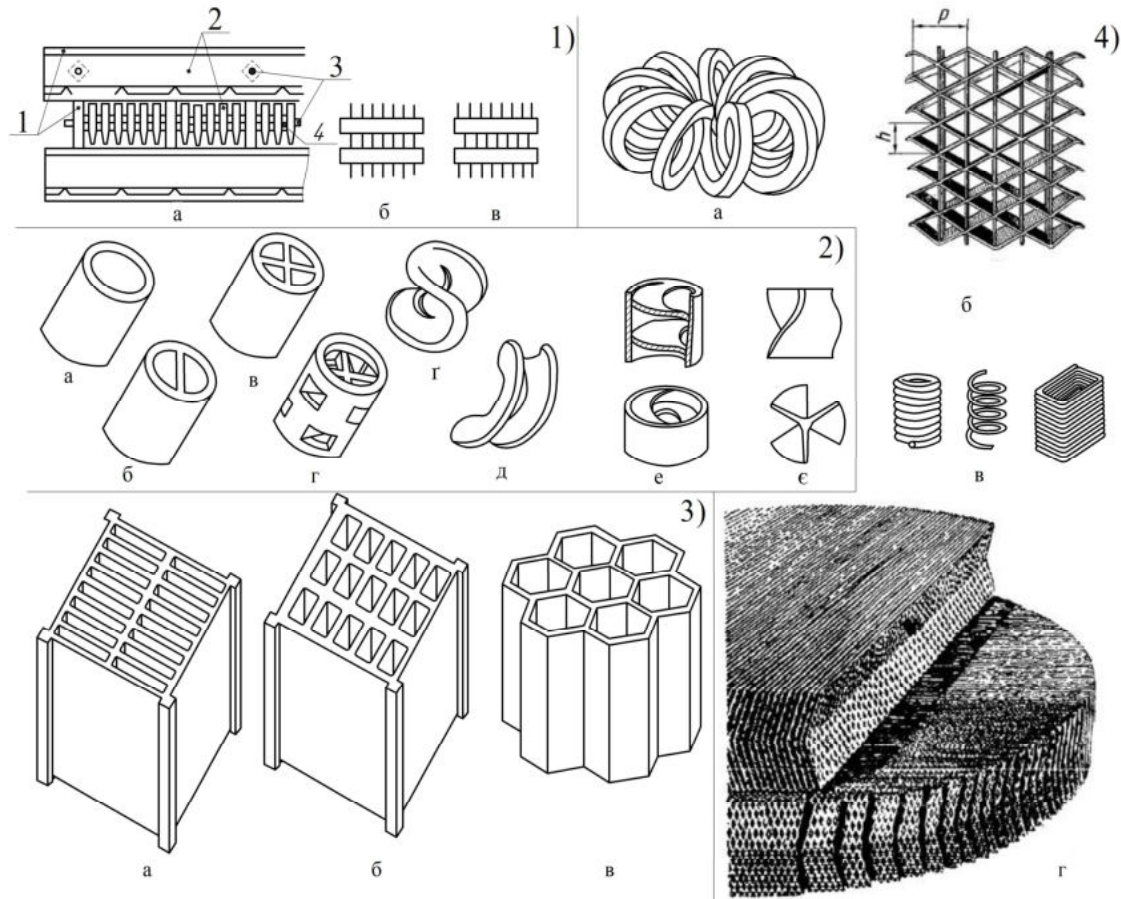


Рисунок 5.11 – Типи насадок: 1) дерев'яна хордова: а – будова насадки; б, в – схеми розміщення решіток; 1 – рейки; 2 – дошки; 3 – штирі; 4 – прокладки; 2) насадкові тіла: а – кільця Рашига; б – кільця Лессінга з перегородкою; в – кільця з хрестоподібною перегородкою; г – кільця Палля; д – сідла Бюрля; е – сідла «Інталокс»; е – кільця з внутрішніми спіралями; е – пропелерна насадка; 3) блокові насадки: а – щілинна; б – ґратчаста; в – сотова; 4) спеціальні насадки: а – поліетиленові розетки Теллера; б – насадка «Спрейпак»; в – виті з дроту насадки; г – сітчаста металева насадка

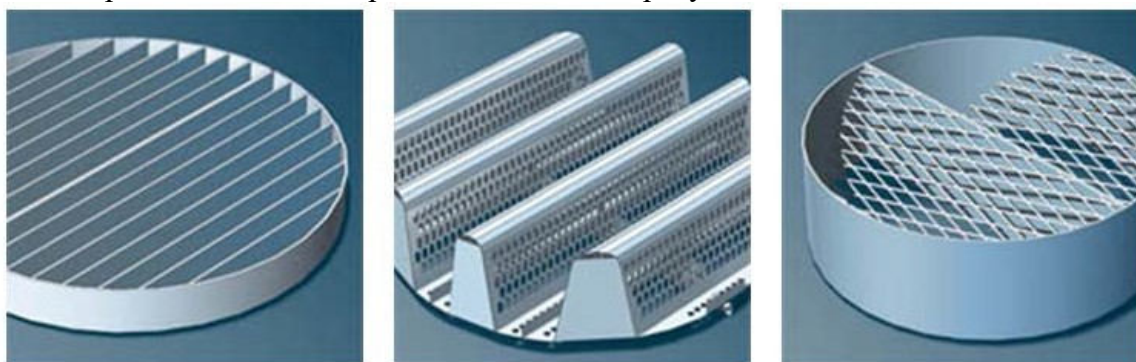


Рисунок 5.12 – Опорно-розподільні плити для насадкових колон

Дуже важливою проблемою для нормальної роботи абсорбера є рівномірне зрошення насадки. З цією метою застосовують спеціальні пристрої – **зрошувачі** (рис. 5.13), які можна поділити на дві групи:



– струминні зрошувачі – пристрої, що подають рідину окремими струменями (розподільні плити, жолоби, дірчасті труби, бризкалки та інші);

– розбризкувальні зрошувачі – пристрої, в яких рідина, що подається на шар насадки, розбивається на краплі в результаті удару струменя об тарілку (тарілчасті зрошувачі), торець насадки (багатоконусні зрошувачі) або під дією відцентрової сили (обертові відцентрові розбризкувачі).

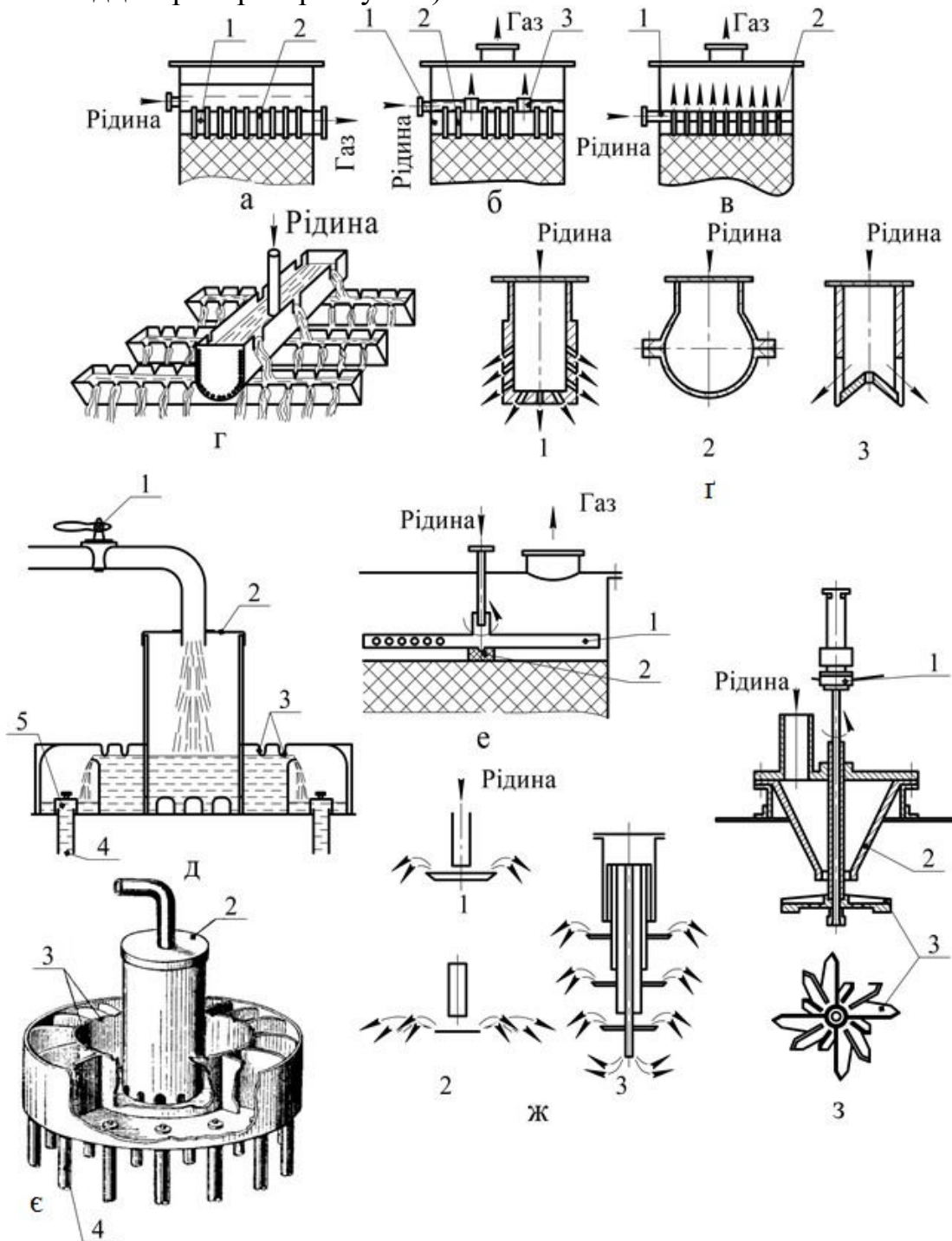


Рисунок 5.13 – Зрошувачі насадкових колон: а – в – розподільні плити: а – із затопленими отворами; б – із затопленими отворами і газовими патрубками; в – із вільним зливом (1 – решітка; 2 – патрубки для рідини; 3 – патрубки для газу); г – розподільні жолоби; г – бризкалки (1 – циліндрична; 2 – півкульова; 3 – щілинна); д – зрошувач типу «Павук» (1 – кран; 2 – глушник для запобігання розбризкуванню; 3 – прорізи для розподілу рідини по радіальних отворах; 4 – трубки; 5 – гідравлічні затвори); е – зрошувач типу сегнерова колеса (1 – обертова дірчаста труба; 2 – підп’ятник); є, ж – розбризкувальні зрошувачі: з – тарілчасті розбризкувачі (1 – з відбортованою тарілкою; 2 – з тарілкою без бортів; 3 – багатотарілчастий); з – відцентровий (1 – привод; 2 – розподільний конус; 3 – розбризкувач)



Основними вимогами до розподільних пристроїв для насадкових колон є, крім забезпечення рівномірного розподілу рідини, подавання її в достатній кількості точок і мінімальне бризковинесення. Цим вимогам найкраще відповідають струминні зрошувачі. Застосування розбризкувальних зрошувачів призводить зазвичай до помітного бризковинесення, що спричиняє необхідність установаження бризкоуловлювачів.

Колони діаметром до 150 мм, заповнені неупорядкованою насадкою, можуть зрошуватися з одиничного центрального джерела. Для колон більшого діаметра необхідні зрошувачі з більшою кількістю джерел: для неупорядкованих насадок 15–30 на 1 м<sup>2</sup> перерізу колони, для впорядкованих – 35–50.

При подальшому пересуванні рідини її контактування з газовою фазою погіршується через відтікання до стінок колони. Тому висоту насадки поділяють на кілька шарів (ярусів) висотою чотири – п'ять діаметрів колони (але не більше ніж 3 м в кожному ярусі), встановлюючи між ними колектори для збирання рідини (рис. 5.14 в) і перерозподільні пристрої у вигляді тарілок.

Конструкції **розподільних і перерозподільних тарілок** для стандартних типорозмірів насадкових колон показані в додатку Б на рисунках Б.22 та Б.23, а їх технічні характеристики наведено в таблицях Б.13 та Б.14.

Для того щоб виключити під час роботи колони переміщення елементів насадки, її у верхній частині закріплюють решітками з великим вільним перерізом. На рисунку 5.14 а показаний варіант такої решітки для колони з насипною насадкою, а на рисунку 5.14 б – для колони з регулярною насадкою.

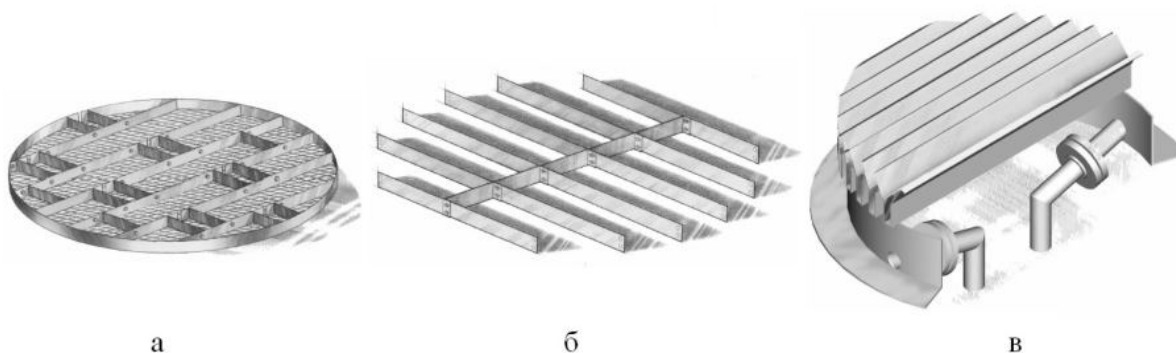


Рисунок 5.14 – Конструкція обмежувальних решіток і колектора фірми «Intalox»: а – обмежувальна решітка для колони з насипною насадкою; б – обмежувальна решітка для колони з регулярною насадкою; в – колектор для збирання рідини

Під час протитечії рідини та газу **гідродинамічний режим роботи** насадкових масообмінних колон залежить від швидкості газу і щільності зрошування, в цьому разі також змінюється інтенсивність міжфазової взаємодії потоків. Співвідношення витрат рідини та газу, що надходять до колони, повинно відповідати оптимальному гідродинамічному режиму роботи насадкового шару.

Під час течії рідини через насадковий абсорбер у насадці постійно міститься деяка кількість рідини. Ця рідина безперервно оновлюється, тобто частина її стікає з шару насадки і негайно ж заміщується такою самою кількістю рідини, що знову надходить. У цьому разі кількість рідини, що міститься в колоні, залишається постійною і називається кількістю утримуваної рідини.

Режим течії рідини залежить від щільності зрошення. За малих щільностей зрошення течія має переривчастий характер: рідина накопичується в точках контакту між насадковими тілами і періодично стікає цівками (рис. 5.15 а) від однієї точки до іншої.

З підвищенням щільності зрошення збільшуються кількість утримуваної ріди-

ни і частка змоченої поверхні внаслідок збільшення кількості рідини в кожній точці контакту, а також за рахунок збільшення кількості активних точок контакту. На поверхні насадкових тіл починає утворюватися плівка (рис. 5.15 б).

З подальшим підвищенням щільності зрошення кількість утримуваної рідини зростає в результаті збільшення змоченої поверхні та товщини плівки. Нарешті, досягається повне змочування поверхні, і рідина починає «провалюватися», падаючи між насадковими тілами у вигляді крапель і струменів (рис. 5.15 в). У цьому разі з підвищенням щільності зрошення подальшого збільшення товщини плівки не відбувається, а зростає кількість рідини, що «провалюється».

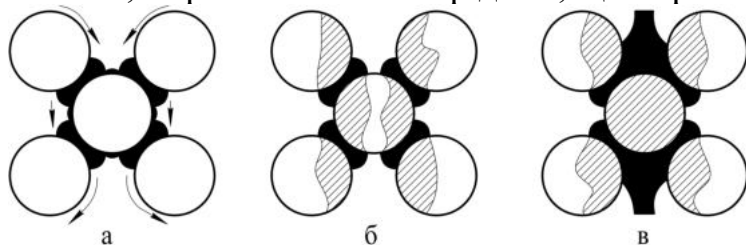
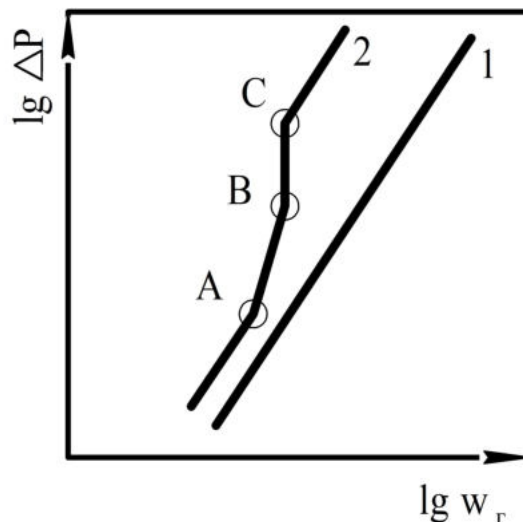


Рисунок 5.15 – Течія рідини по насадці: заштриховані ділянки – плівка рідини; затемнені ділянки – накопичення рідини; а – струминна; б – плівкова; в – «провал»

Рисунок 5.16 – Режим роботи протитечійних насадкових абсорберів: 1 – суха насадка; 2 – зрошувана насадка; А – точка початку підвисання; В – точка початку емульгування (інверсії); С – точка початку винесення



Залежно від швидкості руху газу, щільності зрошення та опору шару зрошуваної насадки розрізняють [5, 9, 10, 27–29] чотири режими руху фаз у насадкових колонах. Найбільш чітко ці режими виявляються на графіку, що виражає залежність гідравлічного опору зрошуваної насадки від швидкості газу в колоні, побудованого в логарифмічних координатах (рис. 5.16).

Перший режим – *плівковий* – спостерігається за невеликих щільностей зрошення і малих швидкостей газу. Кількість утримуваної в насадці рідини в цьому разі практично не залежить від швидкості газу. Цей режим закінчується в точці А.

Другий режим (відрізок АВ) – *підвисання* – характеризується гальмуванням рідини потоком газу, в результаті цього швидкість рідини зменшується, а товщина її плівки і кількість утримуваної в насадці рідини збільшуються, спокійна течія рідини порушується: з'являються завихрення, бризки. Це сприяє інтенсифікації масообміну.

Швидкість газу, що відповідає початку підвисання, рекомендують визначати за формулою [9, 18, 19, 27]:

$$Re_n = 0,045 \cdot Ar^{0,57} \cdot (G/L)^{0,43}, \quad (5.39)$$

де  $Re_n$  – критерій Рейнольдса для газу, що відповідає початку підвисання рідини,  $Re_n = 4 \cdot w_y^* \cdot \rho_y / (a_n \cdot \mu_y)$ ;  $Ar$  – критерій Архімеда, розрахований для еквівалентного діаметра насадки з урахуванням в'язкості газу,  $Ar = d_e^3 \cdot g \cdot \rho_y \cdot (\rho_x - \rho_y) / \mu_y^2$ .

У літературі [2, 29] запропоноване таке рівняння для умов, що відповідають початку підвисання в кільцевій насадці:

$$\lg \left( \frac{w_n^2 \cdot a_n \cdot \rho_y \cdot \mu_x^{0,16}}{g \cdot \varepsilon^3 \cdot \rho_x} \right) = -0,073 - 1,75 \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,125}, \quad (5.40)$$

де  $\mu_x$  – динамічна в'язкість рідини, мПа · с.

Третій режим – *емульгування* – виникає в результаті накопичення рідини у вільному об’ємі насадки. Накопичення рідини відбувається до того часу, поки сила тертя між рідиною, що стікає, і газом, що піднімається по колоні, не зрівноважить сили тяжіння рідини, що міститься в насадці. У цьому разі настає інверсія фаз (рідина стає суцільною фазою, а газ – дисперсною). Режим емульгування відповідає максимальній ефективності насадкової колони, водночас різко зростає її гідравлічний опір (майже вертикальний відрізок ВС на рис. 5.16).

Швидкість газу, що відповідає точці інверсії фаз у кільцевій насадці, рекомендують визначати за формулою [1, 4, 5, 7, 9, 19, 27, 29]:

$$\lg \left( \frac{w_{инв}^2 \cdot a_n \cdot \rho_y \cdot \mu_x^{0,16}}{g \cdot \varepsilon^3 \cdot \rho_x} \right) = 0,022 - 1,75 \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,125} \quad (5.41)$$

Під час роботи в режимі емульгування граничну швидкість газу (швидкість захлинання) в колоні з кільцевою насадкою визначають за формулою [9, 19, 28]:

$$\lg \left( \frac{w_3^2 \cdot a_n \cdot \rho_y \cdot \mu_x^{0,16}}{g \cdot \varepsilon^3 \cdot \rho_x} \right) = 0,079 - 1,75 \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,125} \quad (5.42)$$

Четвертий режим – *винесення* – характеризується тим, що через високий напір потоку газу рідина практично припиняє рух донизу і у вигляді газорідної емульсії рухається вгору та виноситься з апарата. Робота колон у режимі винесення практично не використовується.

Хоча масообмінні насадкові колони найбільш ефективно працюють у режимі емульгування, цей режим є нестійким, і тому під час розрахунків вибирають робочу швидкість газу в межах

$$w_2 = (0,75 - 0,9) \cdot w_{инв} \quad (5.43)$$

У праці [30] наведена більш докладна характеристика гідродинамічних режимів і перехідних точок у насадкових колонах, що працюють у режимі нижче від точки інверсії фаз. Режим, у якому звичайно експлуатуються насадкові колони, визначається за співвідношенням між фактичною швидкістю газу і швидкістю газу в точці інверсії фаз:

– для *плівкового режиму*, при якому рідина рухається від елемента до елемента насадки у вигляді плівки і крапель, а взаємодія між фазами відбувається на поверхні змочених елементів насадки,  $w_2 \leq 0,45 \cdot w_{инв}$ ;

– для *режиму підвісання*, спостережуваного під час струминно-плівкового руху рідини, взаємодія між фазами відбувається на поверхні плівки і струменів у точках контакту рідини з окремими елементами насадки,  $0,45 \cdot w_{инв} \leq w_2 \leq 0,85 \cdot w_{инв}$ ;

– для *режиму емульгування* і турбулентного руху фаз, при якому рідина в більшій кількості утримується висхідним потоком газу, і взаємодія між фазами відбувається на поверхні турбулізованої плівки,  $0,85 \cdot w_{инв} \leq w_2 \leq w_{инв}$ .

## 5.6. Конструктивний розрахунок насадкових абсорберів

### 5.6.1. Діаметр колони та щільність зрошення

Діаметр насадкової колони, так само як і тарілчастої, визначається з рівняння об’ємної витрати суцільної фази залежно від допустимої швидкості газу  $w_2$  та його максимальної витрати  $V_2$ :

$$D'_k = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot w_2}} = \sqrt{\frac{V_2}{0,785 \cdot w_2}} \quad (5.44)$$

Розрахований за формулою (5.44) діаметр колони округлюють до стандартного діаметра  $D_k$  циліндричних обичайок (див. табл. 5.4) та уточнюють фактичну робочу швидкість газу в апараті  $w_y$ :

$$w_y = \frac{V_z}{0,785 \cdot D_k^2} \cdot \quad (5.45)$$

Таблиця 5.4 – Нормальні ряди діаметрів колон

Промисловість	Нормальні ряди діаметрів колонних апаратів, мм
Хімічна	400; 500; 600; 800; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 1 800; 2 200; 2 600; 3 000
Нафтопереробна	1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 1 800; 2 000; 2 200; 2 400; 2 600; 2 800; 3 000; 3 200; 3 400; 3 600; 3 800; 4 000; 4 500; 5 000; 5 500; 6 000; 6 400; 7 000; 8 000; 9 000

Визначення діаметра насадкового абсорбера необхідно пов'язувати зі змочуваністю насадки абсорбентом. Зв'язок щільності зрошення, від якої істотно залежить повнота змочуваності насадки, з діаметром абсорбера і витратою абсорбенту виражається залежністю

$$U = \frac{L}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot \rho_x} \cdot \quad (5.46)$$

За недостатньої щільності зрошення і неправильної організації подавання рідини поверхня насадки може бути змочена неповністю, а частина змоченої поверхні практично не буде брати участі в процесі масопередачі через наявність застійних зон рідини або нерівномірного розподілу газу по перерізу колони.

Існує деяка оптимальна щільність зрошення, вище від якої всю поверхню насадки можна вважати змоченою. Для насадкових абсорберів оптимальну щільність зрошення визначають за співвідношенням [2, 29]:

$$U_{opt} = a_n \cdot q_{ef}, \quad (5.47)$$

де  $q_{ef}$  – ефективна лінійна щільність зрошення, яку можна брати такою, що дорівнює  $3,3 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с для великих кілець Рашига (розміром більше ніж 75 мм) та хордових насадок із кроком більше ніж 50 мм і  $2,2 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с – для всіх інших випадків.

$$U_{opt} = a_n \cdot b, \quad (5.48)$$

де  $b$  – коефіцієнт, значення якого наведено в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Значення коефіцієнта  $b$

Процес	$b, \text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{год})$
Абсорбція аміаку водою	0,158
Абсорбція органічних парів водою	0,093
Абсорбція органічних парів гасом	0,024
Ректифікація, випаровування води	0,065

У працях [18, 19] наведено рівняння для визначення  $U_{opt}$  у насадкових колонах залежно від виду процесу. Якщо щільність зрошення  $U$  менша від  $U_{opt}$ , насадка буде недостатньо змоченою; у

зв'язку з цим у процесі масопередачі буде брати участь не вся можлива поверхня. Це враховується коефіцієнтом змочуваності, що обчислюється за формулою [28, 29]:

$$\psi = 1 - B \cdot \exp(-C \cdot Re_x^n) = 1 - B \cdot \exp\left[-C \cdot \left(\frac{4 \cdot U \cdot \rho_x}{a_n \cdot \mu_x}\right)^n\right], \quad (5.49)$$

де  $B$ ,  $C$  і  $n$  – постійні, значення яких визначаються типом насадки (табл. 5.6).

Таблиця 5.6 – Значення коефіцієнтів  $B$ ,  $C$  і  $n$  рівняння (5.49) для деяких насадок

Невпорядкована насадка	Масова швидкість рідини $W_x$ , кг/(м <sup>2</sup> · с)	Значення коефіцієнтів		
		$B$	$C$	$n$
Кільцева розміром 15–35 мм	0,028–8,3	1,02	0,16	0,4
Кільцева розміром 15 мм	0,17–5,6	1	0,167	0,415
Сідлоподібна розміром 12,5 і 50 мм	0,17–5,6	1	0,089	0,7

Коефіцієнт змочуваності насадки також може бути визначений за рисунком 5.17 залежно від співвідношення  $U/U_{opt}$ .

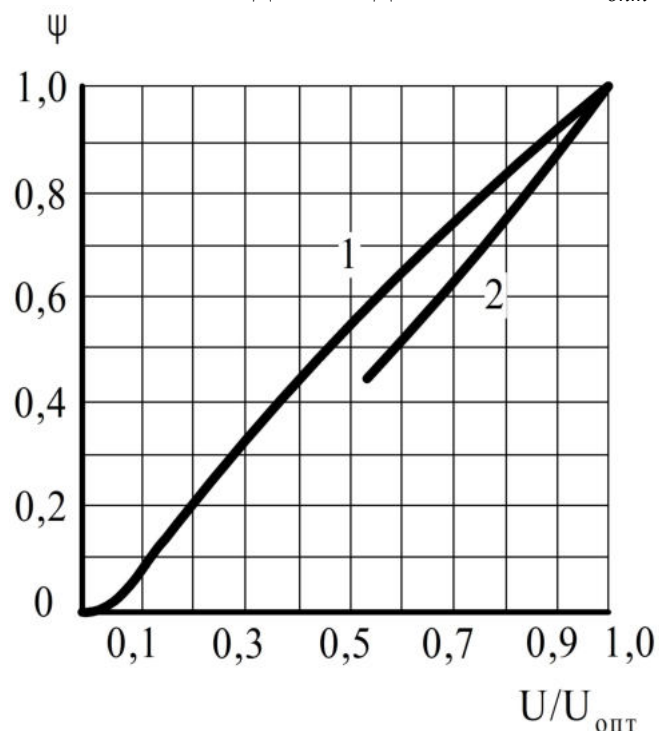


Рисунок 5.17 – Коефіцієнт змочуваності  $\psi$  залежно від співвідношення  $U/U_{opt}$ : 1 – невпорядкована кільцева насадка; 2 – дерев'яна хордова насадка

Якщо за даної щільності зрошення коефіцієнт змочуваності близький до одиниці, то на цьому розрахунок діаметра абсорбера можна вважати закінченим. Якщо ж  $\psi$  помітно менший від одиниці, то змочуваність насадки необхідно визнати незадовільною і потрібно застосувати насадку більших розмірів із меншою питомою поверхнею. Це дозволяє знизити  $U_{opt}$ , а також збільшити допустиму швидкість газу і зменшити площу перерізу колони, що за тієї самої витрати абсорбенту призводить до підвищення щільності зрошення.

Також для рівномірного змочування насадки необхідно забезпечити таке співвідношення діаметра колони  $D_k$  і діаметра насадки  $d_e$ :  $D_k/d_e \geq 8$ .

### 5.6.2. Висота шару насадки та повна висота колони

В інженерній практиці найбільш часто застосовують три методи розрахунку процесів абсорбції.

За першим методом кінетика процесу виражається через коефіцієнти масопередачі (5.30), рушійна сила розраховується за різницею концентрацій (5.31)–(5.34), а висота шару насадки визначається з основного рівняння масопередачі:

$$H = \frac{\Delta M}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot a_n \cdot \psi \cdot K_y \cdot \Delta Y_{cp}} = \frac{\Delta M}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot a_n \cdot \psi \cdot K_x \cdot \Delta X_{cp}} \quad (5.50)$$

За другим методом кінетика виражається за допомогою висоти одиниці перенесення, рушійна сила розраховується через число одиниць перенесення (5.35), а висота шару насадки визначається з модифікованого рівняння масопередачі:

$$H = n_{oy} \cdot h_{oy} = n_{ox} \cdot h_{ox}, \quad (5.51)$$

в якому загальні висоти одиниці перенесення  $h_{oy}$  і  $h_{ox}$  пов'язані з частинними висотами одиниці перенесення  $h_x$  і  $h_y$  співвідношеннями:

$$h_{oy} = h_y + h_x/A, \quad h_{ox} = h_y \cdot A + h_x, \quad (5.52)$$

де  $A$  – абсорбційний фактор,  $A = L/(m \cdot G) = l/m$ .

Співвідношення для визначення частинної висоти одиниці перенесення в газовій фазі одержані [1, 18, 27, 29] на основі критеріальних рівнянь (5.24) і (5.25):

– для регулярних насадок

$$h_y = 1,5 \cdot d_e \cdot Re_y^{0,26} \cdot Pr_{Dy}^{0,67} \cdot (h/d_e)^{0,47}; \quad (5.53)$$

– для неупорядковано засипаних насадок

$$h_y = 0,615 \cdot d_e \cdot Re_y^{0,345} \cdot Pr_{Dy}^{0,67}. \quad (5.54)$$

Частинна висота одиниці перенесення в рідкій фазі визначається за формулою, одержаною після перетворень критеріального рівняння (5.27):

$$h_x = 119 \cdot \delta_{nl} \cdot Re_x^{0,25} \cdot Pr_{Dx}^{0,5}. \quad (5.55)$$

За третім методом кінетика виражається за допомогою висоти, еквівалентної теоретичній тарілці  $h_{emm}$ , рушійна сила розраховується опосередковано через число теоретичних тарілок  $N_{oz}$ , а висота шару насадки визначається за рівнянням

$$H = N_{oz} \cdot h_{emm}. \quad (5.56)$$

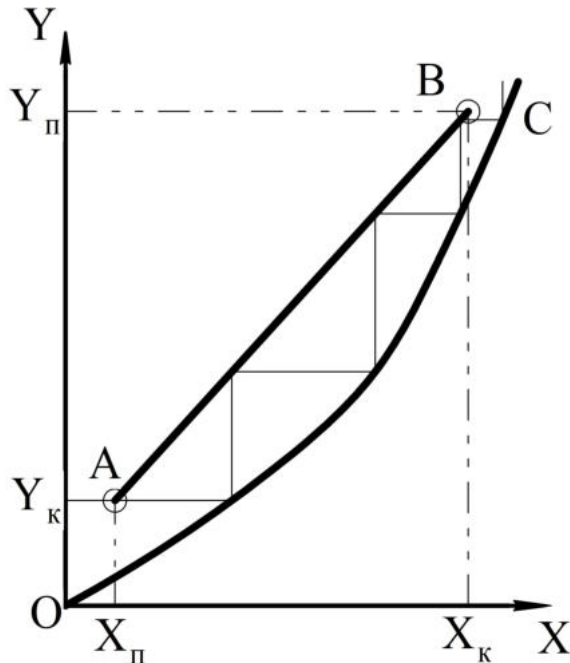


Рисунок 5.18 – Графічне визначення числа теоретичних тарілок у протічній абсорбції

$$N_{oz} = \frac{\lg\left(\frac{A - \varphi}{1 - \varphi}\right)}{\lg A} - 1, \quad (5.57)$$

де  $\varphi$  – **коефіцієнт видобування** ключового компонента газу (відношення фактичної кількості поглиненого компонента до теоретичної, яку досягають в умовах рівноваги між газом, що виходить з абсорбера, та рідиною, що надходить до абсорбера),

$$\varphi = \frac{Y_n - Y_k}{Y_n - Y_k^*}. \quad (5.58)$$

Для спрощення розрахунків за рівнянням (5.57) можна скористатися графіком Кремсера на рисунку 5.19.



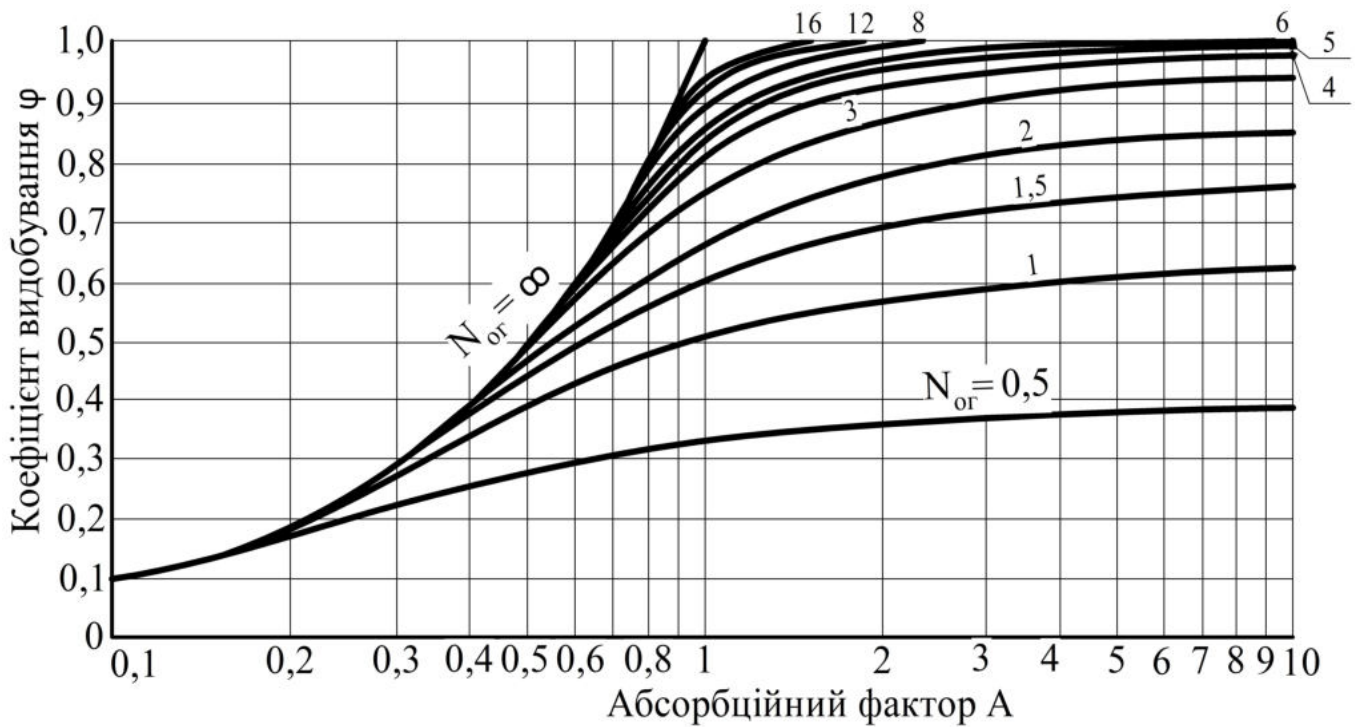


Рисунок 5.19 – Графік Кремсера (взаємозв'язок між коефіцієнтом видобування  $\varphi$ , абсорбційним фактором  $A$  та числом теоретичних тарілок  $N_{or}$  протитечійного абсорбера)

Значення висоти насадки, еквівалентної одній теоретичній тарілці, позначає ефективність контакту, або ефективність насадки. Ефективність насадкової колони залежить від різних факторів: витратних параметрів; фізичних властивостей газу і рідини; типу насадки; початкового розподілу зрошувальної рідини; розміру насадки й матеріалу, з якого вона виготовлена; висоти шару насадки та способу її укладання. Крім того, на ефективність насадкової колони сильно впливає нерівномірність розподілу потоків по перерізу колони, що призводить до вибіркового руху газу і рідини.

Незважаючи на тривалий досвід дослідження насадкових колон, значення висоти насадки, еквівалентної одиниці перенесення, до цього часу визначається за допомогою напівемпіричних та емпіричних рівнянь.

Висоту насадки з кілець Рашига, еквівалентну одній теоретичній тарілці, можна розрахувати за рівнянням [1, 19, 30]:

$$h_{emm} = 5,2 \cdot d_e \cdot Re_y^{0,2} \cdot \left(\frac{G}{L}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{\rho_x}{\rho_y}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg A}{1-1/A} \quad (5.59)$$

Висоту насадки, еквівалентну одній теоретичній тарілці, для умов, що відповідають початку емульгування, можна визначати за рівнянням [9, 10]:

$$h_{emm} = 48 \cdot \left(\frac{w_y \cdot \rho_y}{\mu_y}\right)^{0,2} \cdot a_n^{-1,2} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{G}{L}\right)^{0,405} \cdot \left(\frac{\rho_x}{\rho_y}\right)^{0,225} \cdot \left(\frac{\mu_y}{\mu_x}\right)^{0,045} \cdot \frac{\lg A}{1-1/A} \quad (5.60)$$

Якщо розчинність поглиненого газу підпорядковується закону Генрі, і лінія рівноваги являє собою пряму, множник  $\lg A/(1-1/A)$  з формул (5.59) і (5.60) беруть таким, що дорівнює одиниці.

Висота насадки, еквівалентна одній теоретичній тарілці, для колон, що працюють в емульгаційному режимі, може бути розрахована за рівнянням [7, 9, 30]:

$$h_{emm} = 200 \cdot \left( \frac{\varepsilon}{a_n} \right)^{1,2} \cdot \frac{1}{w_y^{0,4}}. \quad (5.61)$$

Повна висота насадкової колони включає як робочу висоту шару насадки, так і висоту, що враховує необхідність виділення додаткових об'ємів (для сепараційних просторів, установлення додаткових пристроїв – розподільників рідини, конусів, що відводять рідину, перерозподільних тарілок, люків для огляду, ремонту, завантаження і вивантаження насадки та ін.), і визначається за формулою

$$H_k = H + (n - 1) \cdot h_n + H_e + H_n, \quad (5.62)$$

де  $n$  – кількість секцій насадки;  $h_n$  – висота проміжків між секціями насадки, в яких розміщуються перерозподільні тарілки;  $H_e$  – висота сепараційного простору над насадкою;  $H_n$  – відстань між днищем колони і насадкою.

Відношення висоти насадки до діаметра колони повинне задовольняти умову  $H/D_k = 1,5-10$ . Кількість секцій насадки в колоні визначається з умови, що відношення висоти секції до діаметра колони повинне бути не більшим ніж 2,5–3.

Відстань між секціями, необхідна для розміщення опорних і перерозподільних пристроїв, може становити 0,3–0,5 м, а висота секції – 2–3 м.

Відстань  $H_e$  від верху насадки до кришки абсорбера може становити 2–3 м і залежить від розмірів розподільного пристрою для зрошення насадки і висоти сепараційного простору, в якому часто встановлюють краплевідбійники для запобігання бризковинесенню з колони.

Відстань  $H_n$  від днища абсорбера до низу насадки може становити  $(1-1,5) \cdot D_k$ , що визначається необхідністю забезпечення рівномірного введення оброблюваних газів у насадку.

Висоти верхньої  $H_e$  і нижньої  $H_n$  частин колони також можна вибрати залежно від діаметра колони відповідно до рекомендацій таблиці 5.7 [2].

Таблиця 5.7 – Відстані від днища і кришки колони до насадки

Діаметр колони $D_k$ , мм	400 ÷ 1 000	1 200 ÷ 2 200	2 400 і більше
Висота $H_e$ , мм	600	1 000	1 400
Висота $H_n$ , мм	1 500	2 000	2 500

### 5.7. Гідравлічний опір насадкової колони

Для того щоб у колоні відбувався рух газу і рідини, необхідно витратити механічну енергію. Якщо рідина, що надходить зверху колони, може зрошувати насадку самопливом, то газ, що надходить у колону знизу, повинен завжди мати деякий надлишковий тиск для просування його через апарат. Цей тиск повинен бути не меншим, ніж опір, який чинить апарат газовому потоку, тобто гідравлічний опір обумовлює енергетичні витрати на транспортування газового потоку через абсорбер.

Для визначення гідравлічного опору насадкової колони попередньо розраховують опір сухої насадки за звичайним рівнянням [2, 7, 9, 10, 18, 28, 29]:

$$\Delta P_c = \lambda \cdot \frac{H}{d_e} \cdot \frac{\rho_y \cdot w_z^2}{2} = \lambda \cdot \frac{H \cdot a_n}{4 \cdot \varepsilon^3} \cdot \frac{\rho_y \cdot w_y^2}{2}, \quad (5.63)$$

де  $w_z$  – дійсна швидкість газу в шарі насадки,  $w_z = w_y/\varepsilon$ ;  $\lambda$  – коефіцієнт опору, що враховує сумарні втрати тиску на тертя і місцеві опори.

Коефіцієнт опору залежить від режиму руху газу і характеристик насадки. Так,

для невпорядкованих насадок з однаковим (хаотичним) розподілом пустот в усіх напрямках (кулі, сідлоподібна насадка тощо)

$$\lambda = \frac{133}{Re_y} + 2,34. \quad (5.64)$$

Для невпорядкованих кільцевих насадок:

під час ламінарного руху ( $Re_y < 40$ )  $\lambda = 140/Re_y$ ; (5.65)

під час турбулентного руху ( $Re_y > 40$ )  $\lambda = 16/Re_y^{0,2}$ . (5.66)

Для впорядкованих насадок

$$\lambda = \frac{A}{Re_y^{0,375}}, \quad A = 3,12 + 17 \cdot \frac{d_e}{h_1} \cdot \left( \frac{f_{min}}{f_{max}} \right)^{1,37}, \quad (5.67)$$

де  $h_1$  – висота одного ряду насадки;  $f_{min}$  та  $f_{max}$  – мінімальний (у площині дотику рядів) і максимальний (у самому рядку) вільний переріз насадки.

Для кільцевої впорядкованої насадки

$$\frac{f_{min}}{f_{max}} = \frac{d_e}{d_n} \quad \text{і} \quad A = 9,21, \quad (5.68)$$

де  $d_e$  і  $d_n$  – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри кільця.

Для хордової насадки

$$\frac{f_{min}}{f_{max}} = \frac{t}{t+s} \quad \text{і} \quad A = 6,64, \quad (5.69)$$

де  $t$  – відстань між дошками у світлі;  $s$  – товщина дошок.

При зрошенні насадки рідина стікає по поверхні насадки, покриваючи її тонкою плівкою. Деяка кількість рідини затримується в насадці внаслідок змочування її поверхні та скупчення у вузьких криволінійних каналах, утворених дотичними насадковими тілами. У цьому разі зменшуються вільний переріз і вільний об'єм насадки і відповідно збільшуються дійсна швидкість газу і гідравлічний опір насадки.

Опір зрошеної насадки за щільностей зрошення  $U < 50 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$  можна визначити за формулою [9, 18]:

$$\Delta P = \Delta P_c \cdot (1 + k \cdot U), \quad (5.70)$$

де  $k$  – дослідний коефіцієнт (для нерегулярних кільцевих і хордових насадок  $k = 216$ , для впорядкованих насадок  $k = 144$ ).

Опір зрошеної насадки при плівковій течії рідини розраховують [2, 9, 29] за рівнянням Лева:

$$\Delta P = \Delta P_c \cdot 10^{b \cdot U}, \quad (5.71)$$

де  $b$  – коефіцієнт, значення якого для деяких насадок наведено в таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Значення коефіцієнта  $b$  у формулі (5.71)

Насадка	Розмір	$b$	Насадка	Розмір	$B$
Впорядковані кільця Рашига	50 мм	173	Кільця Палля	50 мм	126
	80 мм	144	Керамічні блоки		151
	100 мм	119	Сідла «Інталлокс»	25 мм	33
Невпорядковані кільця Рашига	25 мм	184		50 мм	28
	50 мм	169	Сідла Берля	25 мм	30

Гідралічний опір насадки для систем «газ – рідина» і «пара – рідина» у точці інверсії можна розрахувати за рівнянням [5, 7, 19, 30]:

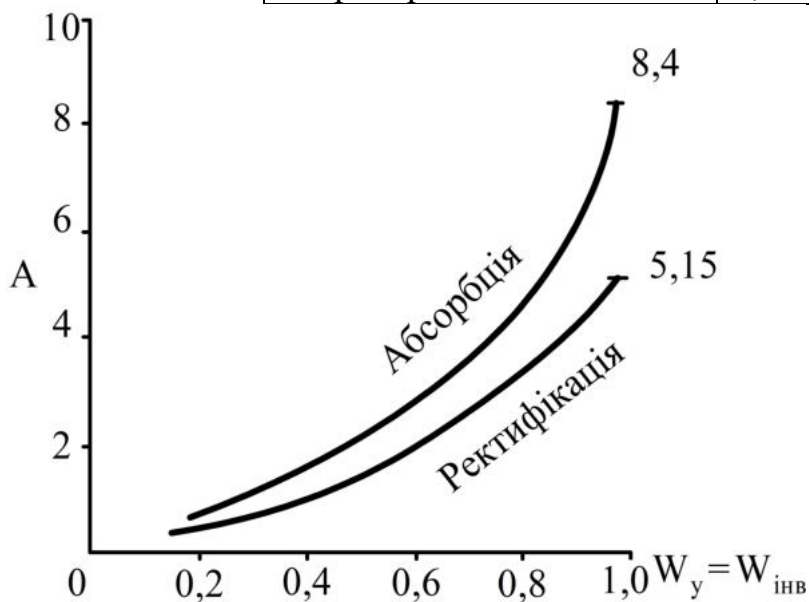
$$\Delta P_{инв} = \Delta P_c \cdot \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^m \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^n \cdot \left( \frac{\mu_x}{\mu_y} \right)^c \right], \quad (5.72)$$

де  $A$ ,  $m$ ,  $n$  і  $c$  – коефіцієнти, значення яких наведені в таблиці 5.9 залежно від пара-

метра  $\Phi = \left( \frac{L}{G} \right)^{1,8} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right) \cdot \left( \frac{\mu_x}{\mu_y} \right)^{0,2}$ .

Таблиця 5.9 – Значення коефіцієнтів  $A$ ,  $m$ ,  $n$  і  $c$  у формулі (5.72)

Система	$A$	$m$	$n$	$c$
«Газ – рідина» при $\Phi < 0,5$	8,4	0,405	0,225	0,045
«Газ – рідина» при $\Phi > 0,5$	10,0	0,945	0,525	0,105
«Пара – рідина»	5,15	0,342	0,19	0,038



Для інших гідродинамічних режимів роботи при  $\Phi < 0,5$  значення коефіцієнта  $A$  у рівнянні (5.72) можна знайти за графіком (рис. 5.20) залежно від величини відношення робочої швидкості газу до швидкості в точці інверсії.

Рисунок 5.20 – Графік для визначення коефіцієнта  $A$  у рівнянні (5.72)

Гідралічний опір насадкової колони вище від точки інверсії в режимі емульгування можна визначити за формулою

$$\Delta P_{ем} = \Delta P_{инв} + \rho_{ем} \cdot g \cdot H, \quad (5.73)$$

де  $\rho_{ем}$  – густина газорідинної емульсії,

$$\rho_{ем} = \rho_y + 0,43 \cdot (\rho_x - \rho_y) \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^{0,325} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{\mu_x}{\mu_y} \right)^{0,0362}$$

## 5.8. Приклад розрахунку насадкового абсорбера

*Завдання.* Розробити насадкову абсорбційну колону. У колоні з газоповітряної суміші поглинається водою аміак за температури  $t_n = 15$  °С і тиску  $P = 0,15$  МПа. Витрата газової суміші  $V_0 = 3600$  м<sup>3</sup>/год (із розрахунку на нормальні умови). Початковий вміст аміаку в газовій суміші  $C_y = 0,09$  кг/м<sup>3</sup>, в абсорбенті  $\bar{X}_n = 0,001$  кг/кг. Ступінь поглинання аміаку в апараті  $C_n = 93$  %.

### 5.8.1. Масова витрата газової суміші. Кількість поглиненого компонента

За рівнянням Менделєєва – Клапейрона визначають:

– об'ємну витрату газової суміші в робочих умовах на вході в абсорбер

$$V_z = \frac{V_0}{3600} \cdot \frac{(t_n + 273) \cdot P_0}{273 \cdot P} = \frac{3600}{3600} \cdot \frac{(15 + 273) \cdot 0,1}{273 \cdot 0,15} \approx 0,703 \text{ м}^3/\text{с};$$

– густину аміаку в робочих умовах

$$\rho_a = \rho_{a0} \cdot \frac{273 \cdot P}{(t_n + 273) \cdot P_0} = 0,77 \cdot \frac{273 \cdot 0,15}{(15 + 273) \cdot 0,1} \approx 1,09 \text{ кг/м}^3;$$

– густину повітря в робочих умовах

$$\rho_n = \rho_{n0} \cdot \frac{273 \cdot P}{(t_n + 273) \cdot P_0} = 1,29 \cdot \frac{273 \cdot 0,15}{(15 + 273) \cdot 0,1} \approx 1,83 \text{ кг/м}^3,$$

де  $\rho_{a0}$ ,  $\rho_{n0}$  – густина аміаку і повітря в нормальних умовах (див. табл. А.1).

Масова витрата аміаку на вході в абсорбер:

$$G_a = V_z \cdot C_y = 0,703 \cdot 0,09 \approx 0,063 \text{ кг/с.}$$

Відносні мольна та масова концентрації аміаку в початковій газовій суміші

$$Y_n = \frac{C_y \cdot R \cdot T_n}{P \cdot M_a - C_y \cdot R \cdot T_n} = \frac{0,09 \cdot 8310 \cdot (15 + 273)}{0,15 \cdot 10^6 \cdot 17 - 0,09 \cdot 8310 \cdot (15 + 273)} \approx 0,0923 \text{ кмоль/кмоль,}$$

$$\bar{Y}_n = Y_n \cdot M_a / M_n = 0,0923 \cdot 17 / 29 \approx 0,0532 \text{ кг/кг,}$$

де  $M_a$  і  $M_n$  – відповідно мольні маси аміаку та повітря.

Густина двокомпонентної газової суміші

$$\rho_y = Y_n \cdot \rho_a + (1 - Y_n) \cdot \rho_n = 0,0923 \cdot 1,09 + (1 - 0,0923) \cdot 1,83 \approx 1,76 \text{ кг/м}^3.$$

Масові витрати початкової газової суміші  $G_z$  та повітря  $G$  (інертного носія):

$$G_z = V_z \cdot \rho_y = 0,703 \cdot 1,76 \approx 1,238 \text{ кг/с,}$$

$$G = G_z - G_a = 1,238 - 0,063 \approx 1,175 \text{ кг/с.}$$

Масові витрати абсорбованого  $\Delta M$  і непоглиненого  $G'_a$  аміаку в газовій суміші на виході з апарата:

$$\Delta M = G_a \cdot C_n / 100 = 0,063 \cdot 93 / 100 \approx 0,0586 \text{ кг/с,}$$

$$G'_a = G_a - \Delta M = 0,063 - 0,0586 \approx 0,0044 \text{ кг/с.}$$

Відносна масова концентрація аміаку в газовій суміші на виході з абсорбера

$$\bar{Y}_k = G'_a / G = 0,0044 / 1,175 \approx 0,0037 \text{ кг/кг.}$$

### 5.8.2. Положення рівноважної та робочої ліній процесу на $Y - X$ -діаграмі.

#### Питома і загальна витрати абсорбенту

Для побудови рівноважної та робочої ліній процесу абсорбції на  $Y - X$ -діаграмі потрібно знайти рівноважну і робочу відносні масові концентрації аміаку в рідині на

виході з апарата.

Кінцева рівноважна відносна мольна концентрація аміаку в рідині визначається за формулою (5.6). Для цього попередньо візьмемо кінцеву температуру рідини, що дорівнює її початковій температурі 15 °С. За цієї температури коефіцієнт Генрі для аміаку дорівнює  $E = 1934$  мм рт. ст. = 0,258 МПа (див. табл. А.12). Тоді

$$X_{\kappa}^* = Y_n \cdot P/E = 0,0923 \cdot 0,15/0,258 \approx 0,0537 \text{ кмоль/кмоль.}$$

Кінцева рівноважна відносна масова концентрація аміаку в рідині

$$\bar{X}_{\kappa}^* = X_{\kappa}^* \cdot M_a/M_g = 0,0537 \cdot 17/18 \approx 0,0507 \text{ кг/кг,}$$

де  $M_g$  – мольна маса абсорбенту (води).

Фактична кінцева температура абсорбенту визначається за формулою (5.7):

$$t'_{\kappa} = t_n + \frac{q \cdot (\bar{X}_{\kappa}^* - \bar{X}_n)}{c_g} = 15 + \frac{2070 \cdot (0,0507 - 0,001)}{4,19} \approx 40 \text{ °С,}$$

де  $q$  – диференціальна теплота розчинення аміаку у воді (див. табл. А.12);  $c_g$  – питома масова теплоємність абсорбенту (води).

Одержаний результат свідчить про те, що розчинення аміаку у воді супроводжується значним виділенням тепла і підвищенням температури. Це впливає на підвищення пружності насичених парів аміаку в розчині та змінює нахил кривої рівноваги. Перерахуємо кінцеві рівноважні відносні мольну і масову концентрації аміаку в рідині, прийнявши кінцеву температуру рідини  $t_{\kappa} = 40$  °С. За цієї температури коефіцієнт Генрі для аміаку дорівнює  $E = 2920$  мм рт. ст. = 0,389 МПа. Тоді

$$X_{\kappa}^* = Y_n \cdot P/E = 0,0923 \cdot 0,15/0,389 \approx 0,0356 \text{ кмоль/кмоль,}$$

$$\bar{X}_{\kappa}^* = X_{\kappa}^* \cdot M_a/M_g = 0,0356 \cdot 17/18 \approx 0,0336 \text{ кг/кг,}$$

$$t'_{\kappa} = t_n + \frac{q \cdot (\bar{X}_{\kappa}^* - \bar{X}_n)}{c_g} = 15 + \frac{2070 \cdot (0,0336 - 0,001)}{4,19} \approx 31 \text{ °С.}$$

Зважаючи на те, що різниця між  $t_{\kappa}$  і  $t'_{\kappa}$  перевищує 1–2 °С застосуємо метод послідовних наближень для визначення  $X_{\kappa}$ , узявши кінцеву температуру рідини  $t_{\kappa} = 31$  °С. За цієї температури  $E = 2451$  мм рт. ст. = 0,327 МПа. Тоді

$$X_{\kappa}^* = Y_n \cdot P/E = 0,0923 \cdot 0,15/0,327 \approx 0,0423 \text{ кмоль/кмоль,}$$

$$\bar{X}_{\kappa}^* = X_{\kappa}^* \cdot M_a/M_g = 0,0423 \cdot 17/18 \approx 0,0399 \text{ кг/кг,}$$

$$t'_{\kappa} = t_n + \frac{q \cdot (\bar{X}_{\kappa}^* - \bar{X}_n)}{c_g} = 15 + \frac{2070 \cdot (0,0399 - 0,001)}{4,19} \approx 34 \text{ °С.}$$

Як і раніше, різниця між  $t_{\kappa}$  і  $t'_{\kappa}$  перевищує 1–2 °С, тому беремо кінцеву температуру рідини  $t_{\kappa} = 34$  °С. За цієї температури  $E = 2585$  мм рт. ст. = 0,344 МПа. Тоді

$$X_{\kappa}^* = Y_n \cdot P/E = 0,0923 \cdot 0,15/0,344 \approx 0,0402 \text{ кмоль/кмоль,}$$

$$\bar{X}_{\kappa}^* = X_{\kappa}^* \cdot M_a/M_g = 0,0402 \cdot 17/18 \approx 0,038 \text{ кг/кг,}$$

$$t'_{\kappa} = t_n + \frac{q \cdot (\bar{X}_{\kappa}^* - \bar{X}_n)}{c_g} = 15 + \frac{2070 \cdot (0,038 - 0,001)}{4,19} \approx 33 \text{ °С.}$$

В останньому наближенні різниця між  $t_{\kappa}$  і  $t'_{\kappa}$  не перевищує 1–2 °С, тому останні одержані значення кінцевих рівноважних концентрацій аміаку в рідині та кінцевої температури рідини будемо вважати остаточними.

Розбиваємо діапазон від 0 до 0,038 на 10 рівних проміжків і, щоб одержати дані



для побудови рівноважної лінії, виконуємо розрахунки відповідно до таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Розрахункові дані для побудови рівноважної лінії абсорбції

Параметр процесу	Відносна масова концентрація NH <sub>3</sub> в рідині $\bar{X}_i$ , кг/кг									
	0,0038	0,0076	0,0114	0,0152	0,019	0,0228	0,0266	0,0304	0,0342	0,038
Температура рідини, °C, $t_i = t_n + q(\bar{X}_i - \bar{X}_n)/c_e$	16,4	18,3	20,1	22,5	23,9	25,8	27,6	29,5	31,4	33,3
Коефіцієнт Генрі, МПа, за табл. А.12, $E_i = f(t_i)$	0,263	0,271	0,278	0,285	0,292	0,300	0,309	0,319	0,329	0,341
Відносна мольна кон- центрація NH <sub>3</sub> в рідині, кмоль/кмоль, $X_i = \bar{X}_i M_e / M_a$	0,0041	0,0081	0,0122	0,0162	0,0203	0,0243	0,0284	0,0324	0,0365	0,0405
Рівноважна відносна мольна концентрація NH <sub>3</sub> в газі, кмоль/кмоль, $Y_i^* = X_i E_i / P$	0,0071	0,0146	0,0225	0,0308	0,0394	0,0486	0,0584	0,0689	0,0799	0,0908
Рівноважна відносна масова концентрація NH <sub>3</sub> в газі, кг/кг, $\bar{Y}_i^* = Y_i^* M_a / M_n$	0,0042	0,0086	0,0132	0,018	0,0231	0,0285	0,0342	0,0404	0,0469	0,0532

Мінімальна питома витрата абсорбенту визначається за формулою (5.13):

$$l_{min} = \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_k}{\bar{X}_k^* - \bar{X}_n} = \frac{0,0532 - 0,0037}{0,038 - 0,001} \approx 1,33 \text{ кг/кг.}$$

Робоча питома витрата абсорбенту визначається за формулою (5.16):

$$l = \beta \cdot l_{min} = 1,22 \cdot 1,33 \approx 1,62 \text{ кг/кг.}$$

Кінцева робоча відносна масова концентрація аміаку в рідині

$$\bar{X}_k = \bar{X}_n + \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_k}{l} = 0,001 + \frac{0,0532 - 0,0037}{1,62} \approx 0,0315 \text{ кг/кг.}$$

На діаграму рівноваги (див. рис. 5.21) наносимо рівноважну криву, що проходить через точки з координатами  $(\bar{X}_i; \bar{Y}_i^*)$ , а також робочу лінію, яка є прямою, що проходить через точки з координатами  $(\bar{X}_n; \bar{Y}_k)$  і  $(\bar{X}_k; \bar{Y}_n)$ .

Загальна витрата абсорбенту

$$L = l \cdot G = 1,62 \cdot 1,175 \approx 1,904 \text{ кг/с.}$$

### 5.8.3. Число одиниць перенесення. Рушійна сила процесу

Якщо рівноважна лінія є прямою або має незначну кривизну, середня рушійна сила за газовою фазою визначається за формулою (5.32):

$$\Delta \bar{Y}_{cp} = \frac{(\bar{Y}_n - \bar{Y}_n^*) - (\bar{Y}_k - \bar{Y}_k^*)}{\ln\left(\frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_n^*}{\bar{Y}_k - \bar{Y}_k^*}\right)} = \frac{(0,0532 - 0,0416) - (0,0037 - 0,0011)}{\ln\left(\frac{0,0532 - 0,0416}{0,0037 - 0,0011}\right)} \approx 0,006 \text{ кг/кг,}$$

де  $\bar{Y}_n^*$ ,  $\bar{Y}_k^*$  – відповідно початкова і кінцева рівноважні відносні масові концентрації аміаку в газовій суміші.

Число одиниць перенесення для газової фази визначається за формулою (5.35):

$$n_{oy} = \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_k}{\Delta \bar{Y}_{cp}} = \frac{0,0532 - 0,0037}{0,006} \approx 8,22.$$

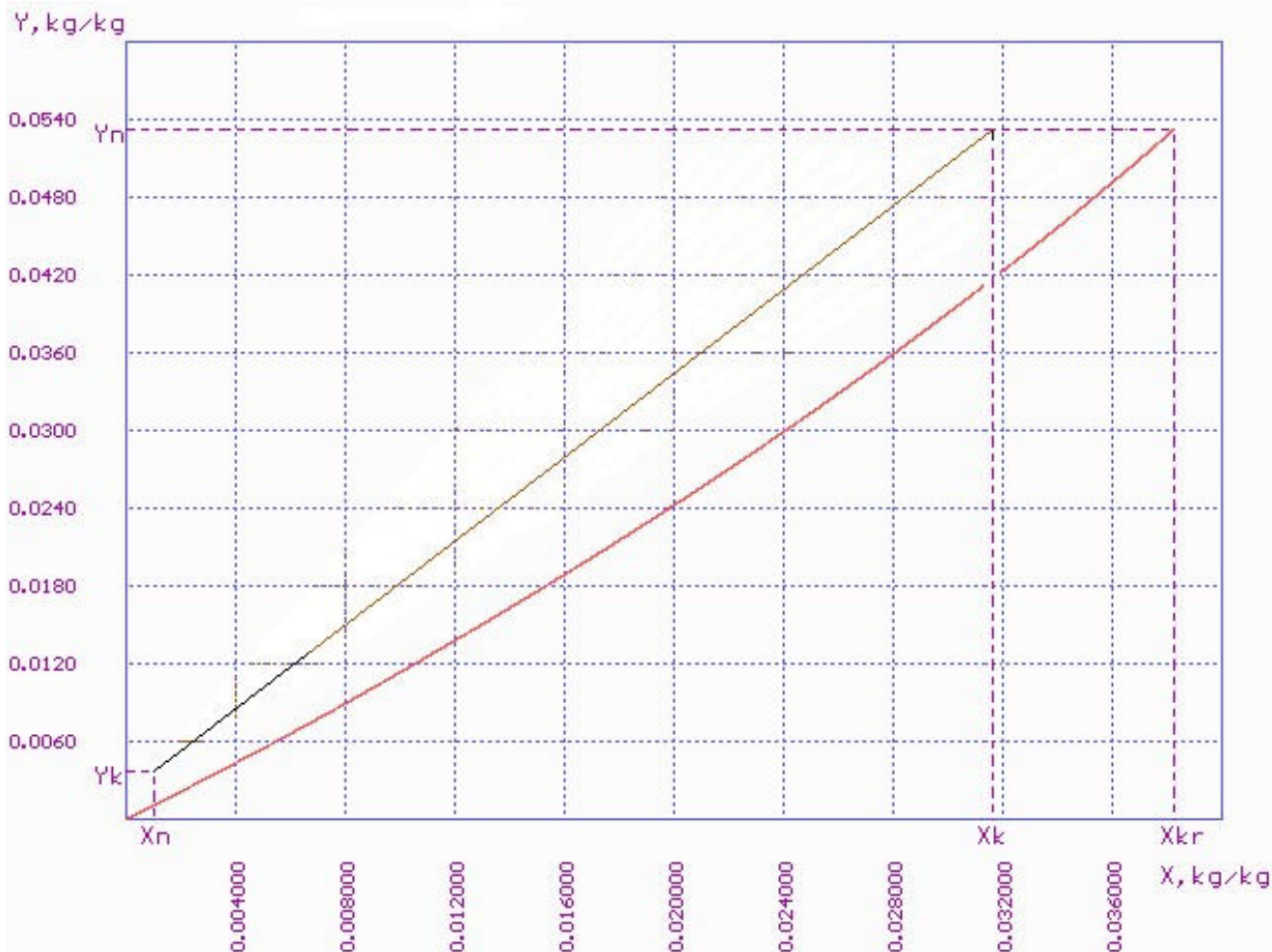


Рисунок 5.21 – Рівноважна і робоча лінії процесу абсорбції аміаку водою (рисунок отримано за допомогою програмного комплексу ABSORB, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [40])

Також визначимо число одиниць перенесення для газової фази методом чисельного інтегрування (методом Сімпсона). Для цього розіб'ємо діапазон від 0,0037 до 0,0532 на 2 рівних проміжки і виконаємо розрахунки відповідно до таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Розрахункові дані для визначення числа одиниць перенесення при абсорбції аміаку водою методом чисельного інтегрування

$\bar{Y}_i$	$\bar{X}_i = \bar{X}_k - (\bar{Y}_n - \bar{Y}_k)/l$	$\bar{Y}_i^*$ за рис. 5.21	$\Delta_i = \bar{Y}_i - \bar{Y}_i^*$
0,0037	0,0010	0,0011	0,0026
0,0285	0,0162	0,0193	0,0092
0,0532	0,0315	0,0416	0,0116

Для визначення числа одиниць перенесення за методом Сімпсона використовуємо рівняння (5.37):

$$n_{oy} = \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_k}{6} \cdot \left( \frac{1}{\Delta_1} + \frac{4}{\Delta_2} + \frac{1}{\Delta_3} \right) = \frac{0,0532 - 0,0037}{6} \cdot \left( \frac{1}{0,0026} + \frac{4}{0,0092} + \frac{1}{0,0116} \right) \approx 7,47.$$

Результат чисельного інтегрування ( $n_{oy} = 7,47$ ) порівняємо з результатом графічного інтегрування за формулою (5.36). Для цього розіб'ємо діапазон від 0,001 до 0,0315 на 20 рівних проміжків і виконаємо розрахунки відповідно до таблиці 5.12.

Таблиця 5.12 – Розрахункові дані для визначення числа одиниць перенесення при абсорбції аміаку водою методом графічного інтегрування

$\bar{X}_i$	$\bar{Y}_i$ за формулою (5.12), $\bar{Y}_i = l\bar{X}_i + (\bar{Y}_n - l\bar{X}_k)$	$\bar{Y}_i^*$ за рис. 5.21	$f_i = \frac{1}{\bar{Y}_i - \bar{Y}_i^*}$	$n_i = 0,5(f_{i+1} + f_i)(\bar{Y}_{i+1} - \bar{Y}_i)$
0,0010	0,0037	0,0011	378,8	0,81
0,0025	0,0061	0,0027	296,0	0,62
0,0040	0,0084	0,0043	241,1	0,56
0,0055	0,0109	0,0060	204,6	0,46
0,0070	0,0133	0,0077	178,6	0,42
0,0085	0,0158	0,0095	159,8	0,37
0,0100	0,0182	0,0113	145,4	0,33
0,0115	0,0206	0,0132	133,9	0,32
0,0130	0,0231	0,0150	124,6	0,29
0,0145	0,0255	0,0169	116,8	0,27
0,0160	0,0279	0,0189	110,5	0,27
0,0175	0,0304	0,0209	105,2	0,25
0,0190	0,0328	0,0229	100,7	0,24
0,0205	0,0352	0,0249	97,1	0,24
0,0220	0,0377	0,0273	96,2	0,23
0,0235	0,0401	0,0295	94,3	0,22
0,0250	0,0425	0,0317	92,6	0,23
0,0265	0,0450	0,0340	90,9	0,22
0,0280	0,0474	0,0364	90,9	0,22
0,0295	0,0498	0,0389	91,7	0,30
0,0315	0,0532	0,0416	86,6	$n_{oy} = \sum n_i \approx 6,76$

За розрахунковими даними таблиці 5.12 будують криву (рис. 5.22) в координатах  $\bar{Y}_i - 1/(\bar{Y}_i - \bar{Y}_i^*)$  та визначають площу, обмежену цією кривою, віссю абсцис і вертикалями, проведеними через точки з абсцисами  $\bar{Y}_k = 0,0037$  кг/кг і  $\bar{Y}_n = 0,0532$  кг/кг, додаванням площ двадцяти трапецій (див. останню колонку табл. 5.12).

Остаточно візьмемо результат визначення числа одиниць перенесення для газової фази, одержаний методом графічного інтегрування ( $n_{oy} = 6,76$ ). Тоді середня рушійна сила процесу за газовою фазою визначається за формулою (5.31):

$$\Delta \bar{Y}_{сер} = \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_k}{n_{oy}} = \frac{0,0532 - 0,0037}{6,76} \approx 0,0073 \text{ кг/кг.}$$

#### 5.8.4. Гідродинамічний режим роботи. Діаметр колони та щільність зрошення

Для забезпечення розвиненої поверхні масообміну колону заповнюють невідповідною насадкою з керамічних кілець Рашига розміром 50 мм × 50 мм × 5 мм. Основні параметри насадки (див. табл. Б.12): питома поверхня  $a_n = 90$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>; вільний об'єм  $\varepsilon = 0,785$ ; еквівалентний діаметр  $d_e = 0,035$  м. Основні параметри води за середньої температури 24 °С (див. табл. А.3 і А.4): густина  $\rho_x = 997$  кг/м<sup>3</sup>; динамічна в'язкість  $\mu_x = 0,93$  мПа · с.

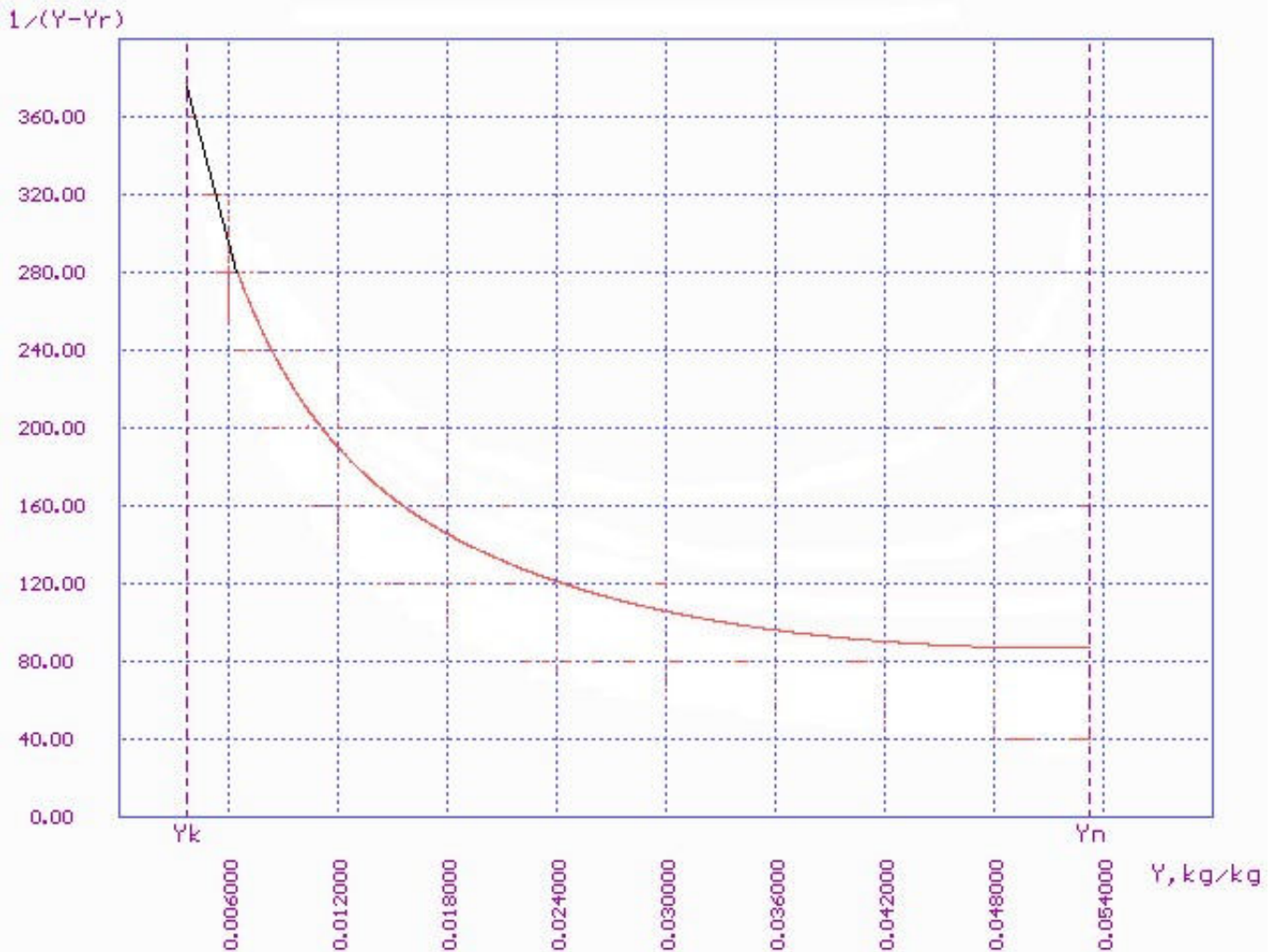


Рисунок 5.22 – До визначення числа одиниць перенесення при абсорбції аміаку водою (рисунок отримано за допомогою програмного комплексу ABSORB, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [40])

Для визначення швидкості газу в точці інверсії застосуємо рівняння (5.41):

$$\lg\left(\frac{w_{инв}^2 \cdot 90 \cdot 1,76 \cdot 0,93^{0,16}}{9,81 \cdot 0,785^3 \cdot 997}\right) = 0,022 - 1,75 \cdot \left(\frac{1,904}{1,175}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1,76}{997}\right)^{0,125},$$

розв'язавши яке, одержимо  $w_{инв} = 2,015$  м/с. Робочу швидкість газу попередньо візьмемо  $w_2 = 0,85 \cdot w_{инв} = 0,85 \cdot 2,015 \approx 1,71$  м/с. Тоді розрахунковий діаметр абсорбера визначимо за формулою (5.44):

$$D'_k = \sqrt{\frac{V_2}{0,785 \cdot w_2}} = \sqrt{\frac{0,703}{0,785 \cdot 1,71}} \approx 0,72 \text{ м.}$$

Візьмемо стандартний діаметр  $D_k = 0,8$  м (див. табл. 5.4). Тоді фактичну робочу швидкість газу в апараті визначимо за формулою (5.45):

$$w_y = \frac{V_2}{0,785 \cdot D_k^2} = \frac{0,703}{0,785 \cdot 0,8^2} \approx 1,4 \text{ м/с.}$$

Відношення робочої швидкості газу до швидкості газу в точці інверсії становить  $w_y/w_{инв} = 1,4/2,015 \approx 0,69$ .

Це означає, що колона буде працювати в режимі підвисання. Фактичну щільність зрошування визначимо за формулою (5.46):

$$U = \frac{L}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot \rho_x} = \frac{1,904}{0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 997} \approx 0,0038 \text{ м/с.}$$

Для визначення оптимальної щільності зрошення застосуємо формулу (5.48):

$$U_{opt} = a_n \cdot b = 90 \cdot 0,158/3600 \approx 0,00395 \text{ м/с.}$$

Відношення фактичної щільності зрошення до оптимальної становить

$$U/U_{opt} = 0,0038/0,00395 \approx 0,96.$$

Коефіцієнт змочуваності насадки визначимо за графіком (рис. 5.17):  $\psi \approx 0,97$ .

Це значення близьке до одиниці, тому розрахунок діаметра колони будемо вважати закінченим.

### 5.8.5. Висота шару насадки та повна висота колони

Коефіцієнти дифузії аміаку в повітрі та воді в робочих умовах визначаються відповідно за формулами (5.21) і (5.22):

$$D_y = D_{y0} \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \left(\frac{T_n}{T_0}\right)^{1,5} = 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,1}{0,15} \cdot \left(\frac{15+273}{273}\right)^{1,5} \approx 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$D_x = D_{x20} \cdot \left[1 + \frac{0,2 \cdot \sqrt{\mu_{x20}}}{\sqrt[3]{\rho_x}} \cdot (t_{cep} - 20)\right] = 1,76 \cdot 10^{-9} \left[1 + \frac{0,2 \cdot \sqrt{1}}{\sqrt[3]{997}} (24 - 20)\right] \approx 1,9 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с},$$

де  $D_{y0}$  і  $D_{x20}$  – відповідно коефіцієнти дифузії аміаку в повітрі в нормальних умовах та воді за температури 20 °С (див. табл. А.13).

Динамічні в'язкості газів у робочих умовах визначаються за формулою (1.74):

$$\begin{aligned} \text{для аміаку } \mu_a &= \mu_{a0} \cdot \left(\frac{T_0 + C_a}{T_0 + t_n + C_a}\right) \cdot \left(\frac{T_0 + t_n}{T_0}\right)^{1,5} = \\ &= 9,18 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{273+626}{273+15+626}\right) \cdot \left(\frac{273+15}{273}\right)^{1,5} \approx 9,78 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{для повітря } \mu_n &= \mu_{n0} \cdot \left(\frac{T_0 + C_n}{T_0 + t_n + C_n}\right) \cdot \left(\frac{T_0 + t_n}{T_0}\right)^{1,5} = \\ &= 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{273+124}{273+15+124}\right) \cdot \left(\frac{273+15}{273}\right)^{1,5} \approx 18,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

Динамічна в'язкість газової суміші

$$\begin{aligned} \mu_y &= \frac{M_a \cdot Y_n + M_n \cdot (1 - Y_n)}{M_a \cdot Y_n / \mu_a + M_n \cdot (1 - Y_n) / \mu_n} = \\ &= \frac{17 \cdot 0,0923 + 29 \cdot (1 - 0,0923)}{17 \cdot 0,0923 / (9,78 \cdot 10^{-6}) + 29 \cdot (1 - 0,0923) / (18,1 \cdot 10^{-6})} \approx 17,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

Критерії Рейнольдса для газової  $Re_y$  та рідкої  $Re_x$  фаз:

$$Re_y = \frac{w_y \cdot d_e \cdot \rho_y}{\varepsilon \cdot \mu_y} = \frac{1,4 \cdot 0,035 \cdot 1,76}{0,785 \cdot 17,3 \cdot 10^{-6}} \approx 6350,$$

$$Re_x = \frac{4 \cdot L}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot a_n \cdot \mu_x \cdot \psi} = \frac{4 \cdot 1,904}{0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 90 \cdot 0,93 \cdot 10^{-3} \cdot 0,97} \approx 187.$$

Дифузійні критерії Прандтля для газової  $Pr_{Dy}$  та рідкої  $Pr_{Dx}$  фаз:

$$Pr_{Dy} = \frac{\mu_y}{\rho_y \cdot D_y} = \frac{17,3 \cdot 10^{-6}}{1,76 \cdot 14,3 \cdot 10^{-6}} \approx 0,69, \quad Pr_{Dx} = \frac{\mu_x}{\rho_x \cdot D_x} = \frac{0,93 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 1,9 \cdot 10^{-9}} \approx 491.$$

Дифузійні критерії Нуссельта для газової  $Nu_{Dy}$  та рідкої  $Nu_{Dx}$  фаз визначаються відповідно за критеріальними рівняннями (5.25) і (5.27):

$$Nu_{Dy} = 0,407 \cdot Re_y^{0,655} \cdot Pr_{Dy}^{0,33} = 0,407 \cdot 6350^{0,655} \cdot 0,69^{0,33} \approx 111,$$

$$Nu_{Dx} = 0,0021 \cdot Re_x^{0,75} \cdot Pr_{Dx}^{0,5} = 0,0021 \cdot 187^{0,75} \cdot 491^{0,5} \approx 2,35.$$

Наведена товщина рідкої плівки на поверхні насадки

$$\delta_{nl} = \left( \frac{\mu_x^2}{\rho_x^2 \cdot g} \right)^{0,33} = \left( \frac{(0,93 \cdot 10^{-3})^2}{997^2 \cdot 9,81} \right)^{0,33} \approx 4,93 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Коефіцієнти масовіддачі у газі  $\beta_z$  та рідині  $\beta_p$  визначаються за формулами (5.28):

$$\beta_z = \frac{Nu_{Dy} \cdot D_y}{d_e} = \frac{111 \cdot 14,3 \cdot 10^{-6}}{0,035} \approx 0,045 \text{ м/с,}$$

$$\beta_p = \frac{Nu_{Dx} \cdot D_x}{\delta_{nl}} = \frac{2,35 \cdot 1,9 \cdot 10^{-9}}{4,93 \cdot 10^{-5}} \approx 9,06 \cdot 10^{-5} \text{ м/с.}$$

Подамо коефіцієнти масовіддачі в кілограмах аміаку, віднесених до одиничної рушійної сили, вираженої у відносних масових концентраціях:

$$\beta_y = \beta_z \cdot \rho_y = 0,045 \cdot 1,76 \approx 0,079 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с);}$$

$$\beta_x = \beta_p \cdot \rho_x = 9,06 \cdot 10^{-5} \cdot 997 \approx 0,09 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с).}$$

Коефіцієнт розподілу аміаку між газом і рідиною

$$m = \bar{Y}_n / \bar{X}_k^* = 0,0532 / 0,038 \approx 1,4 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт масопередачі визначається за формулою (5.30):

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x}} = \frac{1}{\frac{1}{0,079} + \frac{1,4}{0,09}} \approx 0,035 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с).}$$

Тоді за основним рівнянням масопередачі висоту шару насадки визначимо за формулою (5.50):

$$H = \frac{\Delta M}{0,785 \cdot D_k^2 \cdot a_n \cdot \psi \cdot K_y \cdot \Delta \bar{Y}_{сер}} = \frac{0,0586}{0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 90 \cdot 0,97 \cdot 0,035 \cdot 0,0073} \approx 5,23 \text{ м.}$$

Також визначимо висоту насадки за модифікованим рівнянням масопередачі.

Частинні висоти одиниці перенесення в газовій  $h_y$  та рідкій  $h_x$  фазах визначаються відповідно за формулами (5.54) і (5.55):

$$h_y = 0,615 \cdot d_e \cdot Re_y^{0,345} \cdot Pr_{Dy}^{0,67} = 0,615 \cdot 0,035 \cdot 6350^{0,345} \cdot 0,69^{0,67} \approx 0,34 \text{ м,}$$

$$h_x = 119 \cdot \delta_{nl} \cdot Re_x^{0,25} \cdot Pr_{Dx}^{0,5} = 119 \cdot 4,93 \cdot 10^{-5} \cdot 187^{0,25} \cdot 491^{0,5} \approx 0,48 \text{ м.}$$

Абсорбційний фактор  $A = l/m = 1,62/1,4 \approx 1,16$ .

Загальна висота одиниці перенесення визначається за формулою (5.52):

$$h_{oy} = h_y + h_x/A = 0,34 + 0,48/1,16 \approx 0,75 \text{ м.}$$

Тоді за модифікованим рівнянням масопередачі повну висоту шару насадки визначимо за формулою (5.51):



$$H = n_{oy} \cdot h_{oy} = 6,76 \cdot 0,75 \approx 5,07 \text{ м.}$$

Порівняємо результати визначення висоти шару насадки за рівняннями масо-передачі з методом теоретичних тарілок.

Коефіцієнт видобування аміаку визначається за формулою (5.58):

$$\varphi = \frac{\bar{Y}_n - \bar{Y}_\kappa}{\bar{Y}_n - \bar{Y}_\kappa^*} = \frac{0,0532 - 0,0037}{0,0532 - 0,0011} \approx 0,95,$$

де  $\bar{Y}_\kappa^*$  – відносна масова концентрація аміаку в газі, рівноважному з початковим абсорбентом (визначається за рівноважною кривою на рис. 5.21 залежно від значення  $\bar{X}_n$ ).

Для визначення числа теоретичних тарілок використаємо рівняння (5.57):

$$N_{oz} = \frac{\lg\left(\frac{A - \varphi}{1 - \varphi}\right)}{\lg A} - 1 = \frac{\lg\left(\frac{1,16 - 0,95}{1 - 0,95}\right)}{\lg 1,16} - 1 \approx 8,67.$$

Для розрахунку висоти насадки, еквівалентної одній теоретичній тарілці, застосуємо рівняння (5.59):

$$\begin{aligned} h_{emm} &= 5,2 \cdot d_e \cdot Re_y^{0,2} \cdot \left(\frac{G}{L}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{\rho_x}{\rho_y}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg A}{1 - 1/A} = \\ &= 5,2 \cdot 0,035 \cdot 6350^{0,2} \cdot \left(\frac{1,175}{1,904}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{997}{1,76}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg 1,16}{1 - 1/1,16} \approx 1,47 \text{ м.} \end{aligned}$$

Тоді повну висоту шару насадки визначимо за рівнянням (5.56):

$$H = N_{oz} \cdot h_{emm} = 8,67 \cdot 1,47 \approx 12,74 \text{ м.}$$

Як бачимо, останній результат сильно відрізняється від перших двох. Остаточну візьмемо із запасом повну висоту шару насадки  $H = 6$  м. Відношення висоти насадки до діаметра колони становить  $H/D_\kappa = 6/0,8 = 7,5$  і задовольняє умову  $H/D_\kappa = 1,5-10$ . Насадку розмістимо трьома секціями, висота кожної секції – 2 м. Відношення висоти секції до діаметра колони становить  $2/0,8 = 2,5$ . Відстань між секціями для розміщення опорних решіток і перерозподільних тарілок візьмемо  $h_n = 0,5$  м. Висоти верхньої та нижньої частин колони виберемо згідно з рекомендаціями таблиці 5.7:  $H_e = 0,6$  м,  $H_n = 1,5$  м. Тоді повну висоту насадкової колони визначимо за формулою (5.62):

$$H_\kappa = H + (n - 1) \cdot h_n + H_e + H_n = 6 + (3 - 1) \cdot 0,5 + 0,6 + 1,5 = 9,1 \text{ м.}$$

### 5.8.6. Гідравлічний опір насадкової колони

Для визначення коефіцієнта опору для кільцевої невпорядкованої насадки під час турбулентного руху газу ( $Re_y > 40$ ) використаємо рівняння (5.66):

$$\lambda = 16/Re_y^{0,2} = 16/6350^{0,2} \approx 2,78.$$

Тоді опір сухої насадки визначимо за формулою (5.63):

$$\Delta P_c = \lambda \cdot \frac{H \cdot a_n}{4 \cdot \varepsilon^3} \cdot \frac{\rho_y \cdot w_y^2}{2} = 2,78 \cdot \frac{6 \cdot 90}{4 \cdot 0,785^3} \cdot \frac{1,76 \cdot 1,4^2}{2} \approx 1338 \text{ Па.}$$

Для визначення опору зрошеної насадки використаємо формулу (5.70):

$$\Delta P = \Delta P_c \cdot (1 + k \cdot U) = 1338 \cdot (1 + 216 \cdot 0,0038) \approx 2436 \text{ Па.}$$

Вибір насоса для подавання абсорбенту і вентилятора для подавання газу виконаємо за стандартними методиками, наведеними в попередніх розділах.

## Розділ 6

### РОЗРАХУНОК ТА РІЛЧАСТОЇ РЕКТИФІКАЦІЙНОЇ КОЛОНИ

У хімічній, харчовій, нафтогазопереробній, нафтохімічній та багатьох інших галузях промисловості часто виникає необхідність розділяти складні однорідні рідкі суміші на практично чисті компоненти або фракції, збагачені окремими речовинами. Характерними прикладами таких процесів є розділення водно-спиртових розчинів, органічних сполук, нафти на окремі продукти і фракції, зрідженого повітря або зрідженого природного газу – на окремі корисні компоненти.

Процеси розділення однорідних рідких сумішей ґрунтуються на тому, що компоненти, які складають суміш, мають різну температуру кипіння або різну леткість, тобто за однакової температури мають різну пружність парів. Компонент, що кипить за більш низької температури, називають **легкокиплячим компонентом (ЛКК)**, за більш високої – **висококиплячим компонентом (ВКК)**.

Для розділення складних однорідних рідких сумішей на індивідуальні компоненти або окремі збагачені фракції великого поширення набули процеси дистиляції та ректифікації.

**Дистиляцією** називають процес розділення рідкої однорідної суміші на окремі фракції частковим випаровуванням рідини й конденсації утвореної пари. У результаті проведення процесу одержують збагачену ЛКК рідину – **дистилят**, та збагачену ВКК частину рідкої суміші, що не випарувалася, – **кубовий залишок**.

Дистиляцію зазвичай використовують для попереднього, відносно грубого методу розділення рідкої суміші на окремі фракції, збагачені деякими компонентами. Залежно від складу вихідної суміші та вимог до продуктів розділення розрізняють просту (одноразову) і складну (багаторазову) дистиляцію. Проте використання дистиляції не дозволяє одержувати практично чистих речовин.

Більшого поширення в різноманітних технологіях розділення складних однорідних розчинів набула ректифікація.

**Ректифікацією** називають процес розділення рідких сумішей на практично чисті компоненти застосуванням методу багаторазової (багатоступінчастої) протитечійної дистиляції, проведеної в ректифікаційній колоні. Взаємодія фаз під час ректифікації є дифузійною ЛКК з рідини в пар і ВКК – з пари в рідину, обумовлену багаторазовим контактом між нерівноважними потоками пари та рідини. Таким чином, стічна рідина збагачується ВКК, а пари, що підіймаються, збагачуються ЛКК, у результаті цього пари, які виходять з апарату, являють собою майже чистий ЛКК, а рідина – майже чистий ВКК.

Застосування ректифікації дозволяє одержувати речовини високого ступеня чистоти і навіть розділяти рідкі суміші ізотопного складу.

Хоча в промисловій практиці порівняно рідко трапляються випадки розділення двокомпонентних систем, теорія ректифікації бінарних сумішей має велике значення, бо дозволяє подати принципи розрахунку різних режимів роботи колони на наочних розрахункових діаграмах, які можна застосовувати і до більш складних випадків, якщо розділенню підлягає не бінарна, а значно складніша багатоконпонентна система [27].

Принципова схема ректифікаційної установки безперервної дії для розділення бінарної суміші показана на рисунку 6.1. Вихідна суміш з ємності-сховища 1 насосом 2 подається в підігрівач 3, де підігрівається до температури кипіння, підігріта суміш подається в середню частину ректифікаційної колони на тарілку живлення.

Ректифікаційна колона складається з двох частин: верхньої (концентраційної) частини 4 і нижньої (вичерпної) частини 5.

У нижній частині колони з рідини вилучається ЛКК під час взаємодії на тарілках пари, що підіймається по колоні знизу вгору, з рідиною, що стікає згори вниз. Пара у верхній частині колони утворюється за рахунок випаровування частини кубового залишку в кип'ятильнику 6. Кубовий залишок виводиться з нижньої частини колони і після охолодження в холодильнику 7 надходить в ємність-сховище 8, звідси відцентровим насосом 9 відкачується на подальше перероблення.

У верхній частині колони відбувається підвищення концентрації парової фази ЛКК за рахунок взаємодії пари, що підіймається по колоні, зі стічною флегмою, що подається на верхню тарілку колони. Висококонцентрована пара ЛКК з колони надходить у конденсатор 10, частково конденсується, конденсат у вигляді флегми повертається в колону. Частина пари надходить у конденсатор-холодильник 11, де повністю конденсується, водночас отримують цільовий продукт – дистиллят. Концентрацію дистилляту контролюють концентратовимірником 12, дистиллят відводять у ємність-сховище 13 і насосом 14 відкачують на подальше перероблення.

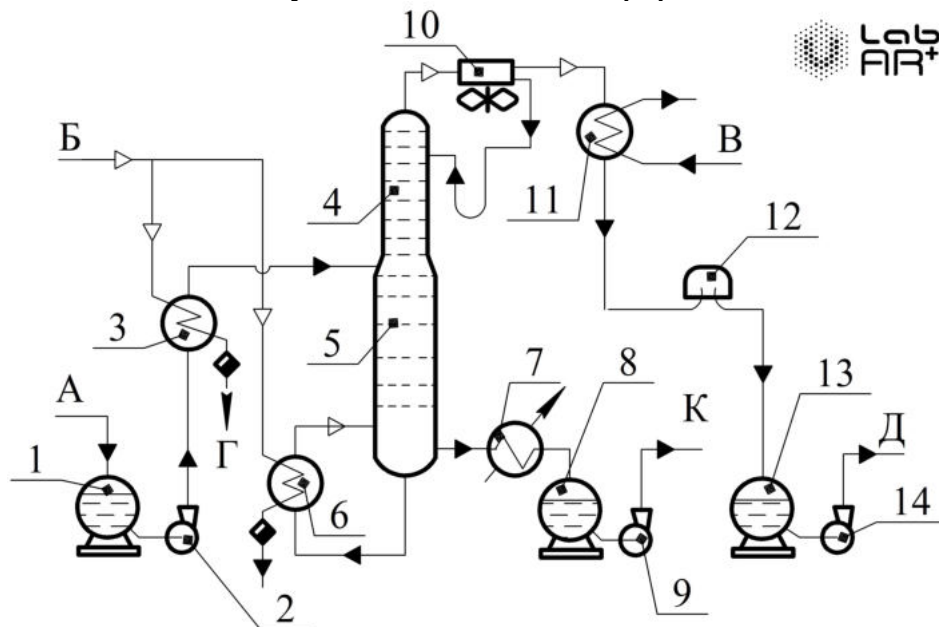


Рисунок 6.1 – Схема ректифікаційної установки безперервної дії:

А – вихідна суміш; Б – грійюча пара; В – вода; Г – конденсат грійючої пари; Д – дистиллят;  
 К – кубовий залишок; 1, 8, 13 – ємності-сховища; 2, 9, 14 – відцентрові насоси; 3 – підігрівник;  
 4, 5 – верхня та нижня частини ректифікаційної колони; 6 – кип'ятильник; 7 – холодильник;  
 10 – конденсатор; 11 – конденсатор-холодильник; 12 – концентратовимірник

Сучасні ректифікаційні колони класифікують залежно від технологічного призначення, тиску і виду внутрішнього пристрою, що забезпечує контакт пари і рідини.

За технологічним призначенням ректифікаційні апарати поділяють на колони атмосферно-вакуумних установок, термічного і каталітичного крекінгов, первинної та вторинної перегонки нафтопродуктів, ректифікації зріджених газів, стабілізації легких нафтових фракцій тощо.

Залежно від застосовуваного тиску ректифікаційні колони поділяють на вакуумні, атмосферні й ті, що працюють під тиском. Під вакуумом ректифікацію проводять, коли розділенню підлягають висококиплячі рідкі суміші. Підвищений тиск застосовують для розділення сумішей, що перебувають у пароподібному стані за більш низького тиску. Атмосферний тиск беруть для розділення сумішей, що мають

температуру кипіння від 30 °С до 150 °С.

Залежно від внутрішньої будови розрізняють ректифікаційні колони тарілчасті, насадкові, роторні (з обертовими деталями). Переважне використання тарілчастих колон у процесах ректифікації пояснюється їх значно більшою продуктивністю порівняно з насадковими.

Звичайно тарілчаста масообмінна колона являє собою циліндричний апарат, по висоті якого на певній відстані встановлені масообмінні контактні тарілки. Вихідний потік пари надходить в апарат знизу, розподіляється по контактних елементах тарілки і барботує через шар рідини. У ректифікаційних колонах на тарілках відбувається багатоступеневий контакт парової та рідкої фаз, у результаті якого парова фаза конденсується в рідкій фазі, за рахунок тепла конденсації з рідкої фази виділяється парова фаза нового складу, збагачена ЛКК, одночасно рідка фаза збагачується ВКК і перетікає на нижчерозміщені тарілки [27].

На цей час у промисловій практиці відомі сотні різних конструкцій тарілок, які можна класифікувати за способом передавання рідини з тарілки на тарілку, за способом взаємодії рідкої та парової фаз, за характером диспергування фаз, що взаємодіють, за конструкцією пристрою для введення пари в рідину та ін. [5].

За способом передавання рідини розрізняють тарілки зі спеціальними перетічними пристроями і тарілки провальні.

У тарілок зі спеціальними перетічними пристроями рідина перетікає з тарілки на тарілку окремо від потоку пари через спеціальні канали (рис. 6.2).

Залежно від навантаження за рідиною і технологічного призначення колони перетікання рідини може відбуватися одним, двома та більше потоками (рис. 6.2 а – в).

У межах полотна тарілки потік рідини можна спрямовувати по горизонтальній поверхні або по злегка похилій у бік зливу як в одному рівні, так і каскадом (рис. 6.2 г).

За низьких значень навантаження за рідиною зазвичай використовують переливні труби (рис. 6.2 д) або спеціальні конструкції переливів із кільцевим рухом рідини на тарілці (рис. 6.2 е).

Контакт між рідиною і паром здійснюється в основному за схемами *перехресної течії* (тарілки з переливними пристроями) або *протитечії* (провальні тарілки).

За характером диспергування фаз, що взаємодіють, розрізняють тарілки *барботажного* і *струминного* типів. На тарілках пара, диспергуючи на дрібні бульбашки і струмені, з великою швидкістю проходить через шар рідини. Парорідинну систему, утворювану в цьому разі, називають піною. Режим взаємодії фаз, коли пара є дисперсною фазою, а рідина – суцільною фазою, називають барботажним, а тарілки, що реалізують цей режим роботи, називаються барботажними. У барботажних тарілках елементи контактних пристроїв (ковпачки, клапани, отвори) створюють у шарі рідини рух пари майже у вертикальному напрямку. Барботажний режим має місце за відносно невеликих швидкостей пари.

Тарілки барботажного типу можуть мати стиснене або вільне дзеркало барботажу (рис. 6.3). У тарілок зі *стисненим дзеркалом барботажу* частина поверхні рідини, через яку пара виходить у міжтарілчастий простір, зайнята контактними пристроями – жолобчастим або круглими ковпачками. У тарілок із *вільним дзеркалом барботажу* пристрої для введення пари в рідину розміщені практично на одному рівні з полотном тарілки (отвори, клапани і т. ін.), внаслідок цього пара може виходити з шару рідини в міжтарілчастий простір у будь-якому місці барботажного шару.

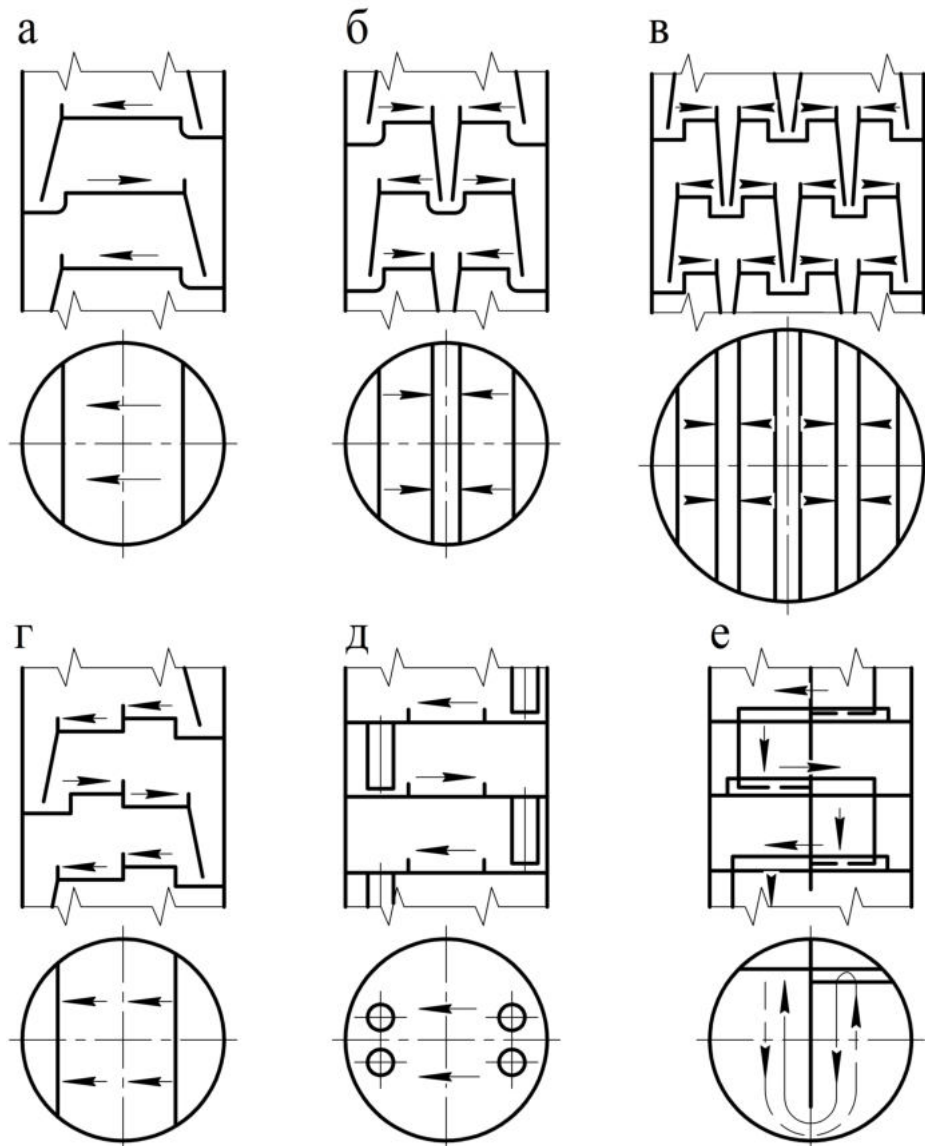


Рисунок 6.2 – Схеми організації руху потоку рідини на тарілках із переливними пристроями: а – однопотокова; б – двопотокова; в – чотирипотокова; г – каскадна; д – із переливними трубами; е – з кільцевим рухом рідини на тарілці

За великих швидкостей пари дисперсною фазою стає рідина, а пара – суцільною фазою. Контакт між фазами здійснюється на поверхні крапель і струменів рідини, що рухаються в міжтарілчастому просторі з великою швидкістю. Цей режим називають струминним, а контактні пристрої, що базуються на цьому принципі взаємодії фаз, називаються струминними. За струминного режиму контакт між парою і рідиною здійснюється в прямотечії.

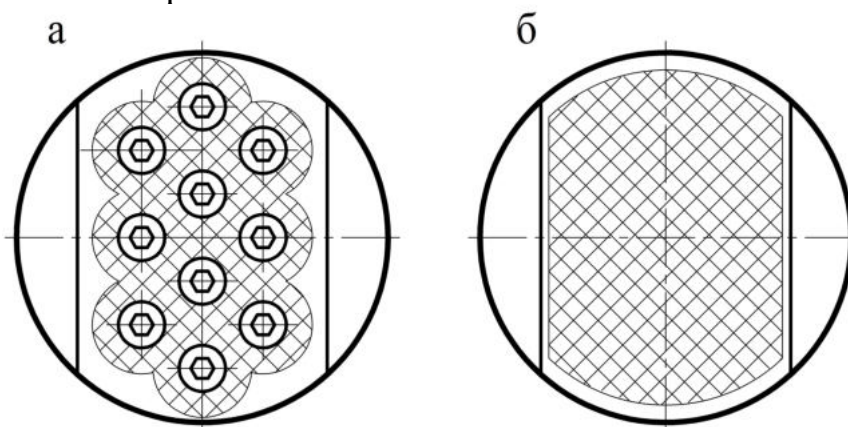


Рисунок 6.3 – Схеми барботажних тарілок зі стисненим (а) і вільним (б) дзеркалами барботажу

Залежно від конструкції пристроїв для введення пари в рідину розрізняють ситчасті, ковпачкові, клапанні, струминні та інші типи тарілок.

Найбільш поширеним типом ректифікаційних колон на цей час є тарілчасті **ковпачкові** колони (рис. 6.4). Основною складальною одиницею є вертикальний циліндричний корпус 1, що виготовляється суцільнозварним або зібраним з окремих частин. У корпусі на певній відстані одна від одної встановлюють багатоковпачкові тарілки 4 переливного типу. Люки-лази 5 для огляду і ремонту тарілок звичайно встановлюють за відстані між тарілками не менше ніж 500 мм, у цьому разі один люк може бути встановлений у розрахунку на обслуговування декількох тарілок [27].

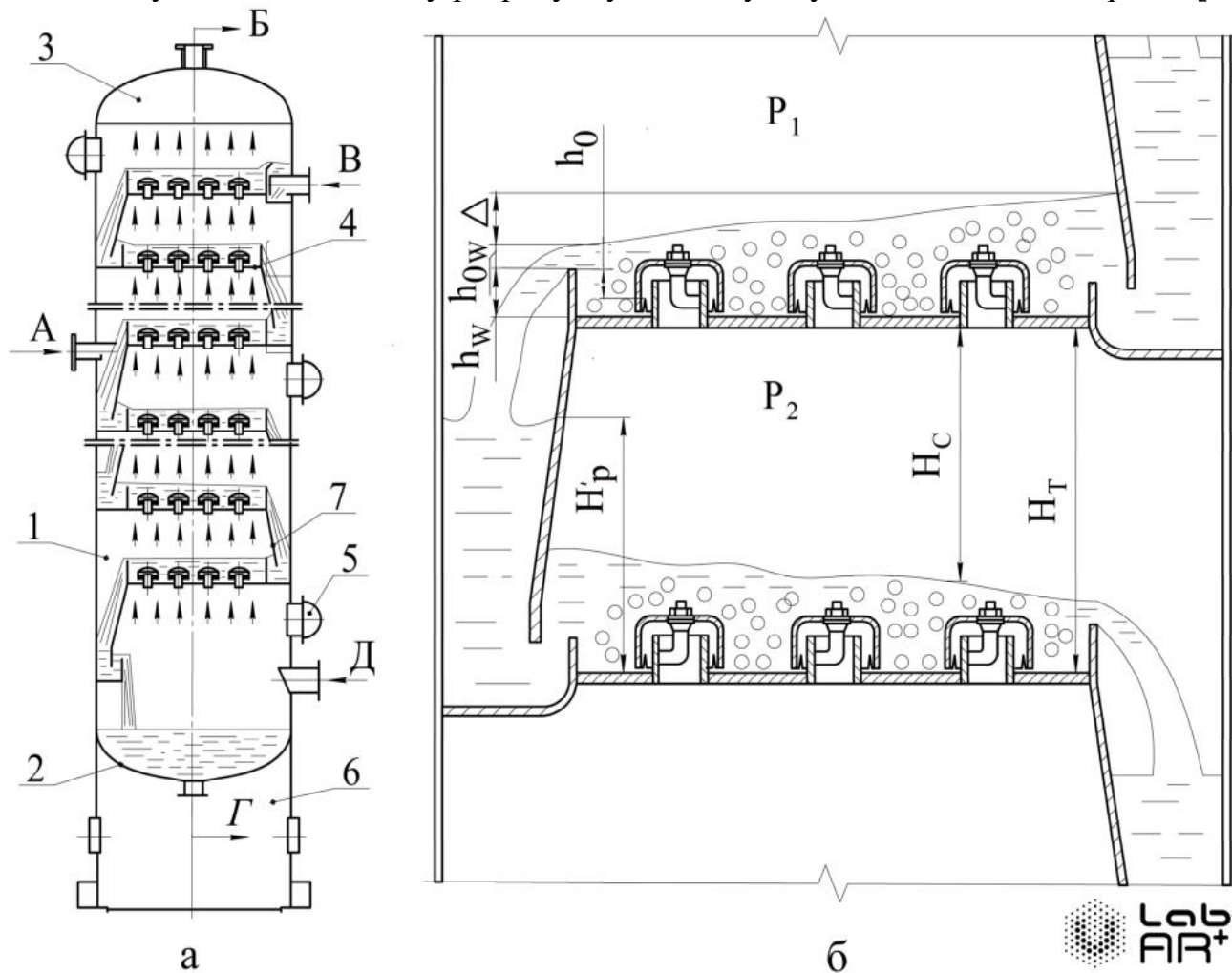


Рисунок 6.4 – Ректифікаційна колона з ковпачковими тарілками:

- а – будова колони; б – схема роботи барботажної тарілки з круглими ковпачками; А – подавання вихідної суміші; Б – відведення пари; В – подавання флегми; Г – відведення кубової рідини; Д – подавання пари; 1 – корпус колони; 2 – днище; 3 – кришка; 4 – тарілка ковпачкова із сегментними переливами; 5 – люк-лаз; 6 – опора; 7 – зливальний лист

Ковпачкова тарілка являє собою круглий диск (для колон діаметром до 1 м) товщиною 2–5 мм, на якому у шаховому порядку укріплені парові патрубки, закриті зверху капсульними або тунельними ковпачками. Для колон діаметром більше ніж 1 м тарілки збирають з окремих секцій, кількість яких залежить від діаметра колони. Конструкції ковпачкових тарілок для стандартних типорозмірів тарілчастих колон показані в додатку Б (рис. Б. 24), а їх технічні характеристики наведено в таблиці Б. 15.

До тарілки кріпиться зливальний лист 7, занурений у шар рідини на нижчерозміщеній тарілці, що утворює на тарілці гідрозатвор, який перешкоджає проходженню парів повз парові патрубки. Рідина надходить на полотно тарілки з переливного при-



строю і тече від припливного боку тарілки до стічного, водночас на тарілці виникає градієнт рівня рідини  $\Delta$ . Рівень рідини в переливному пристрої  $H'_p$  вищий від рівня рідини на тарілці, що забезпечує необхідну витрату рідини.

Висота рівня рідини на полотні тарілки визначається висотою зливної перегородки  $h_w$  і підпором рідини над гребенем зливу  $h_{ow}$ . Змінюючи висоту зливної перегородки, можна змінювати рівень рідини на тарілці.

Внаслідок різниці тисків  $p_1 > p_2$  між двома суміжними тарілками і наявності гідравлічного затвора в переливному пристрої потік парів спрямовується через парові патрубки під ковпачки та через прорізи в його нижніх кромках надходить у шар рідини на тарілці. Під час проходження пари через шар рідини здійснюється контакт між фазами, і проходить процес масообміну між ними.

Потік пари у разі надходження в шар рідини прорізами ковпачків розбивається на велику кількість окремих струменів, які з великою швидкістю входять у рідину. У просторі між суміжними ковпачками парові та рідинні струмені, стикаючись, деформуються, утворюючи шар парорідинної системи (піни) із сильно розвиненою поверхнею контакту фаз.

Висота піни зростає зі збільшенням шару рідини на тарілці й швидкості потоку парів. Висота шару піни на тарілці залежить від фізичних властивостей рідини, що характеризують її здатність до піноутворення (поверхневий натяг, щільності фаз). У разі збільшення висоти шару піни збільшується гідравлічний опір руху потоку парів, і внаслідок зменшення висоти сепараційного простору  $H_c$  зростає винесення рідини на вищерозміщену тарілку [5].

У нафтопереробці для колон діаметром більше ніж 1 400 мм застосовують тарілки з тунельними ковпачками типу ТСТ (рис. 6.5). Тунельний ковпачок шириною і висотою 80 мм та довжиною від 760 мм до 1 800 мм має знизу зубчасті закраїни, його виготовляють штампуванням, установлюють над групою парових патрубків або над плоским щільним каналом. Основними перевагами тунельних ковпачків є їх невелика кількість, полегшений монтаж і можливість періодичного чищення.

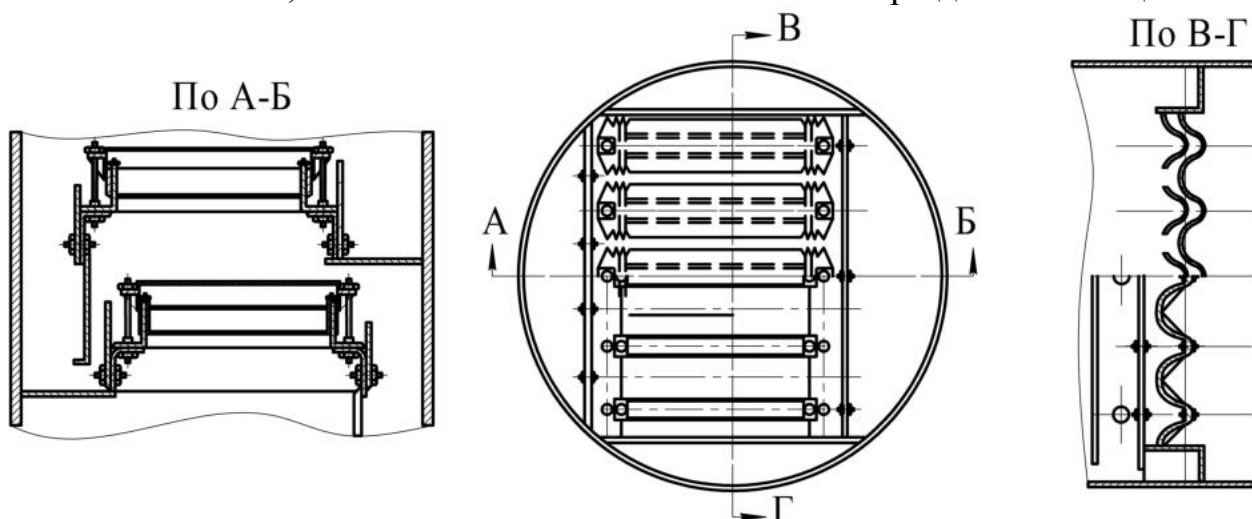


Рисунок 6.5 – Тарілки з тунельними ковпачками

Безковпачкові барботажні тарілки з переливними пристроями за принципом роботи аналогічні роботі ковпачкової тарілки. Шар рідини втримується на таких тарілках завдяки напору потоку парів, що проходять через отвори в полотні тарілки. При недостатньому напорі парів рідина починає стікати на нижчерозміщену тарілку через ті самі отвори, через які проходить і пара, у зв'язку з цим підтримання необ-



хідного рівня рідини на тарілці стає неможливим.

У нафтопереробці широко використовують тарілки із **S-подібних** штампованих елементів (рис. 6.6), металоємність яких майже вдвічі менша, а продуктивність за однакового діаметра на 20–30 % більша, ніж тарілок із капсульними ковпачками. Тарілки з S-подібних елементів є різновидом ковпачкових тарілок і складаються з окремих елементів, кожен із яких утворює одночасно порожнину для парів та рідини.

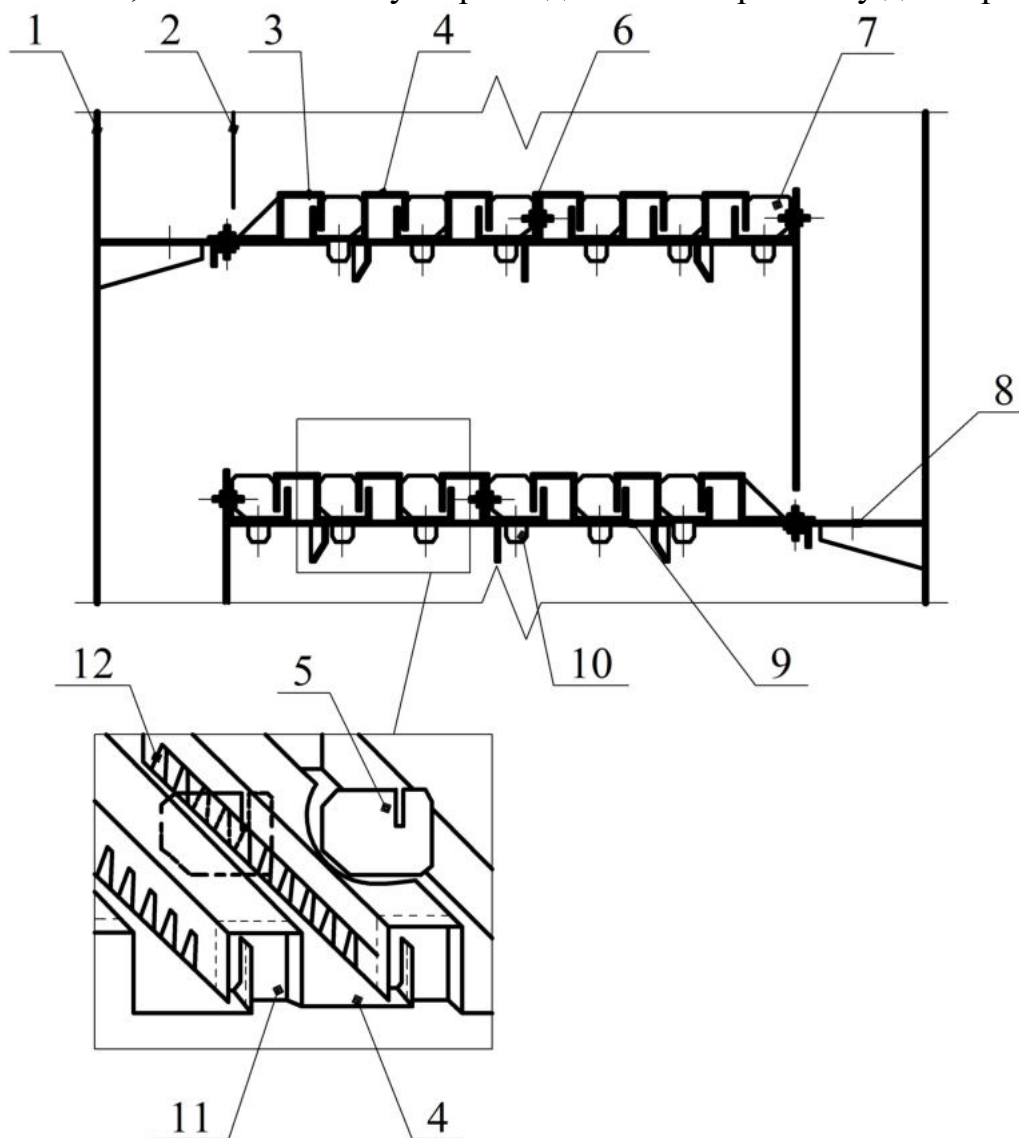


Рисунок 6.6 – Конструкція тарілки з S-подібних елементів:

1 – корпус колони; 2 – зливна перегородка; 3 – паровий елемент; 4 – S-подібний елемент; 5 – поперечні перегородки; 6 – рознімний S-подібний елемент; 7 – рідинний елемент; 8 – отвір для зливання рідини; 9 – опорне кільце; 10 – струбцина; 11 – прорізи в S-подібних елементах

На початку тарілки встановлений паровий елемент 3, а з іншого боку тарілки – рідинний елемент 7. Вертикальна стінка частини S-подібного елемента 4, що відіграє роль ковпачка, забезпечена трапецієподібними прорізами 12. Парова частина S-подібного елемента з торців перекрита заглушками 11, що перешкоджають виходу пари в цьому напрямку. Для підвищення жорсткості конструкції та спрощення монтажу тарілки по довжині S-подібних елементів приварюються поперечні перегородки 5. За великої кількості елементів уздовж потоку рідини в середині тарілки передбачають рознімний S-подібний елемент 6, що дозволяє починати розбирання тарілки також і в середній частині. Профіль S-подібного елемента має підвищену жорсткість, що дозволяє виготовляти їх із сталевого листа товщиною 2 мм і за діаметра

колони до 4 000 мм не застосовувати проміжних опорних балок [5].

Рідина рухається єдиним потоком по тарілці в напрямку до зливу, проходячи над S-подібними елементами і перевалюючись через них. Пара проходить через прорізи S-подібних елементів, барботує через рідину і сприяє її руху на тарілці.

За останній час набули великого поширення колони із **ситчастими** тарілками. Ситчасті тарілки являють собою перфоровані диски товщиною 1–3 мм з отворами діаметром 2–8 мм (або зі щілинами шириною 2–4 мм і довжиною 10–25 мм), забезпечені переливними пристроями (рис. 6.7). Пара, проходячи через отвори в тарілках знизу вгору, утримує на них рідину, що перетікає з тарілки на тарілку переливними пристроями так само, як і в колонах із ковпачковими тарілками [27].

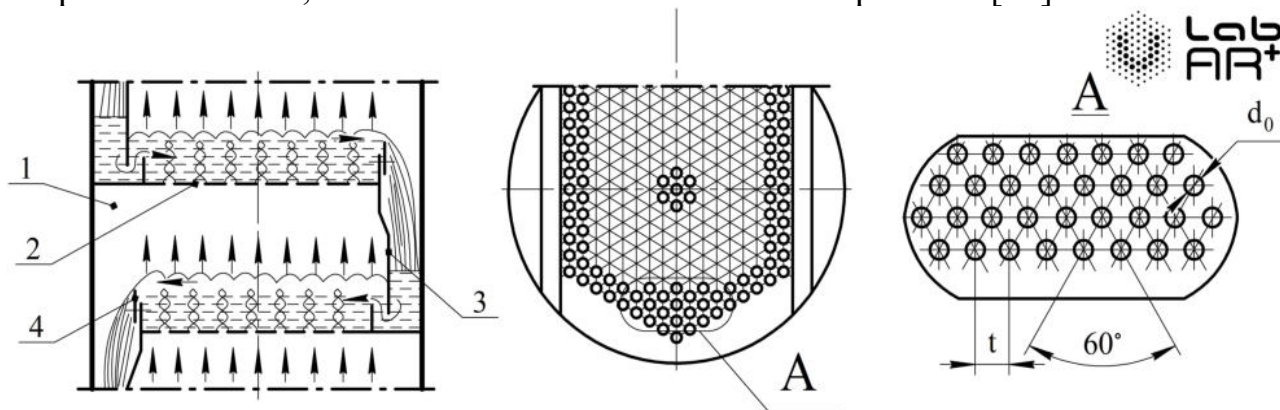


Рисунок 6.7 – Будова і принцип роботи ситчастої тарілки:

1 – корпус колони; 2 – полотно тарілки; 3 – зливна стінка; 4 – переливна планка

Ситчасті тарілки досить прості за конструкцією, однак мають вузький діапазон зміни навантаження за парою. Крім того, нормальна робота ситчастих тарілок можлива лише за умови збереження чистоти отворів, тому застосування таких тарілок допустиме лише для розділення рідких сумішей, що не містять завислих твердих частинок і не утворюють твердого осаду впродовж процесу.

Конструкції ситчастих тарілок для стандартних типорозмірів колон показані в додатку Б (рис. Б. 25), а їх технічні характеристики наведені в таблиці Б. 16.

Усе більшого поширення в нафтогазопереробці набувають тарілчасті колони з **клапанними** тарілками, основними перевагами яких є менші металоємність і вартість виготовлення (на 30–40 % порівняно з ковпачковими тарілками), більш високий діапазон зміни навантажень щодо парової фази, висока ефективність масоперенесення (ККД тарілок досягає 80–85 %) в широкому інтервалі навантажень, низький гідравлічний опір порівняно з ковпачковими тарілками [27].

Будова масообмінної колони з клапанними тарілками принципово не відрізняється від будови колон із ковпачковими і ситчастими тарілками, основною їх відмінністю є пристрій контактного елемента – клапана (рис. 6.8), здатного саморегулювати прохідний переріз під впливом зміни навантаження колони щодо парової фази.

У неробочому стані під дією власної маси клапан закриває отвір на тарілці, під час подавання пари клапан піднімається або піднімається і повертається на деякий кут (див. рис. 6.8 а, б), висота підйому клапана залежить від витрати пари. У разі максимального навантаження клапан займає граничне верхнє положення (див. рис. 6.8 в), максимальна висота підйому клапанів становить 6,5–8 мм.

Диск клапана має знизу три обмежувальні ніжки: одну коротку і дві довгі, розміщені під кутом 120 °, відповідно центр ваги клапана зміщений до довгих ніжок. Підйом клапана обмежений за допомогою L-подібних планок, відігнутих під отвором

тарілки. За малих навантажень щодо пари клапан повертається і піднімається до упору з боку короткої ніжки. За великих навантажень щодо пари клапан піднімається повністю до упору, залишаючись нахиленим під кутом 12–15 ° у бік довгих ніжок. У процесі роботи клапан може нахилитися в різні боки, змінюючи локальний напрямок потоку пари.

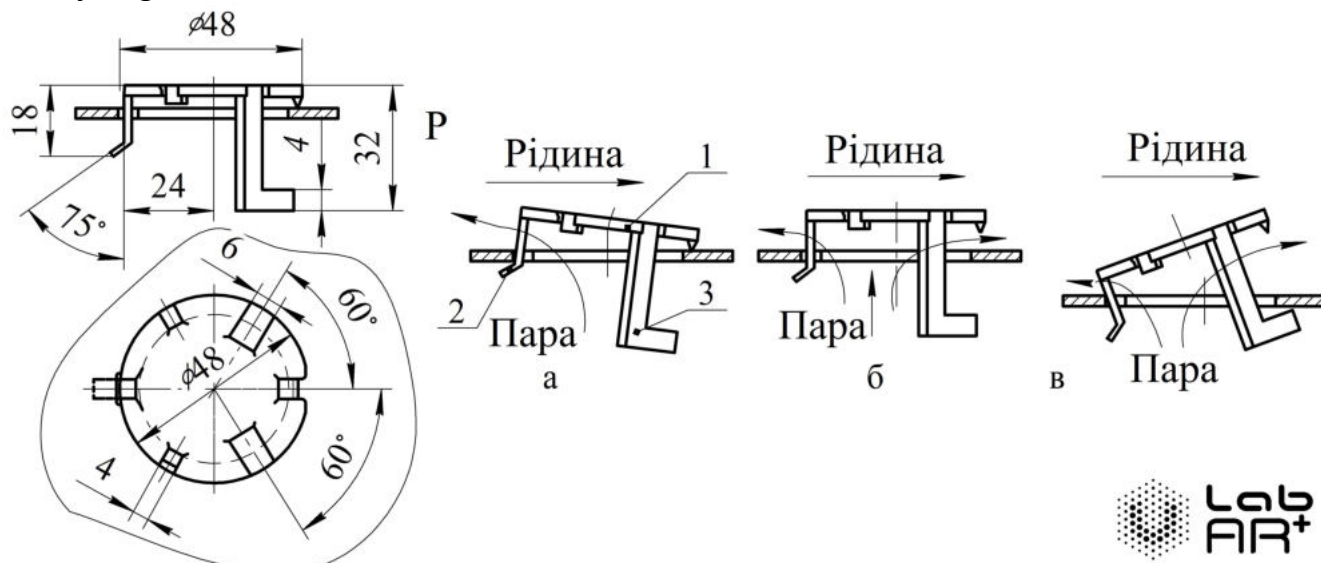


Рисунок 6.8 – Будова піднімально-поворотного клапана:

а, б, в – положення клапана за мінімального, середнього і максимального навантажень відповідно;

1 – диск клапана; 2 – ніжка обмежувальна коротка; 3 – ніжка обмежувальна довга

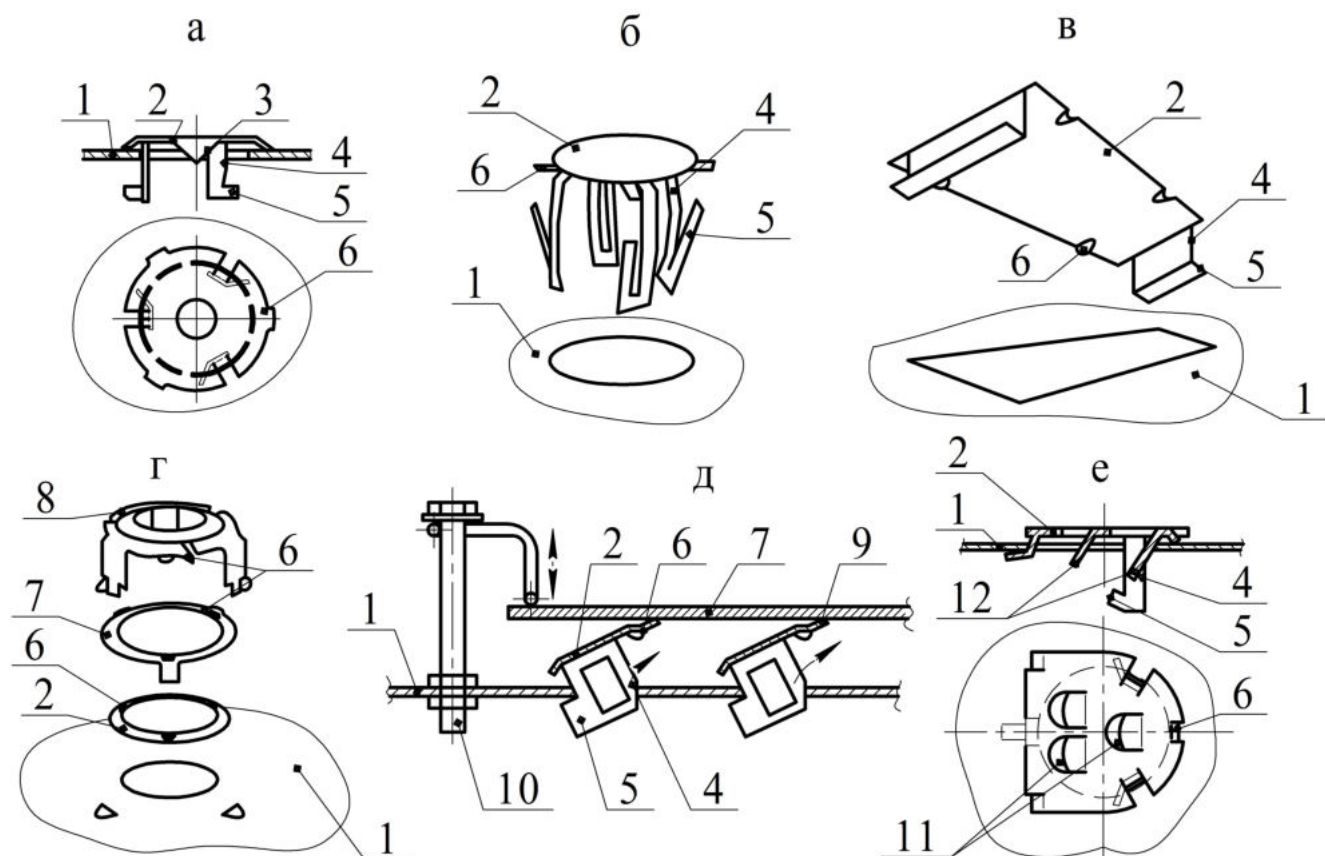


Рисунок 6.9 – Конструкції клапанних тарілок:

а – дисковий клапан фірми «Nutter»; б – дисковий клапан фірми «Sulzer»; в – трапецієподібний клапан ВНДІнафтомаша; г – баластний клапан фірми «Glitsch»; д – баластний клапан ВНДІнафтомаша; е – прямотечійний клапан; 1 – полотно тарілки; 2 – клапан; 3 – конічна заглибина; 4 – напрямні; 5 – обмежувачі вертикального підйому; 6 – обмежувачі початкового зазору; 7 – баласт; 8 – спеціальний обмежувач підйому; 9 – важіль; 10 – болт; 11 – отвори в клапані; 12 – козирки

Найчастіше на полотні тарілки встановлюють поворотні клапани прямокутної форми, підйомні клапани круглої форми та підйомно-поворотні клапани круглої та прямокутної форм. Клапанні тарілки мають переливні пристрої такого самого типу, як ковпачкові або ситчасті тарілки. Клапани різних конструкцій вітчизняних і закордонних фірм показані на рисунку 6.9 [5].

На стандартних клапанних тарілках встановлюють клапани у формі круглого плоского або опуклого диска діаметром 50 і 80 мм масою 30 і 50 г відповідно. Клапани розміщують на тарілках у шаховому або коридорному порядку з кроком від 2 до 4 діаметрів отворів, над якими розміщені клапани. Клапани діаметром 50 мм у вигляді дисків встановлюють на полотні тарілки з проміжком 1–1,5 мм над отворами діаметром 40 мм, це полегшує відрив клапана від поверхні тарілки під час подавання пари і пуску колони. Конструкції клапанних тарілок для стандартних типорозмірів тарілчастих колон показані в додатку Б (рис. Б. 26), а їх технічні характеристики наведені в таблицях Б. 17, Б.18.

Ще більш перспективними, ніж клапанні, є комбіновані тарілки: ситчасто-клапанні та жалюзійно-клапанні.

**Ситчасто-клапанні** тарілки (рис. 6.10) являють собою новий тип контактних пристроїв і рекомендуються для встановлення в колонних апаратах, що працюють під розрядженням або за атмосферного тиску, в разі, якщо потрібна висока чіткість розділення компонентів [32].

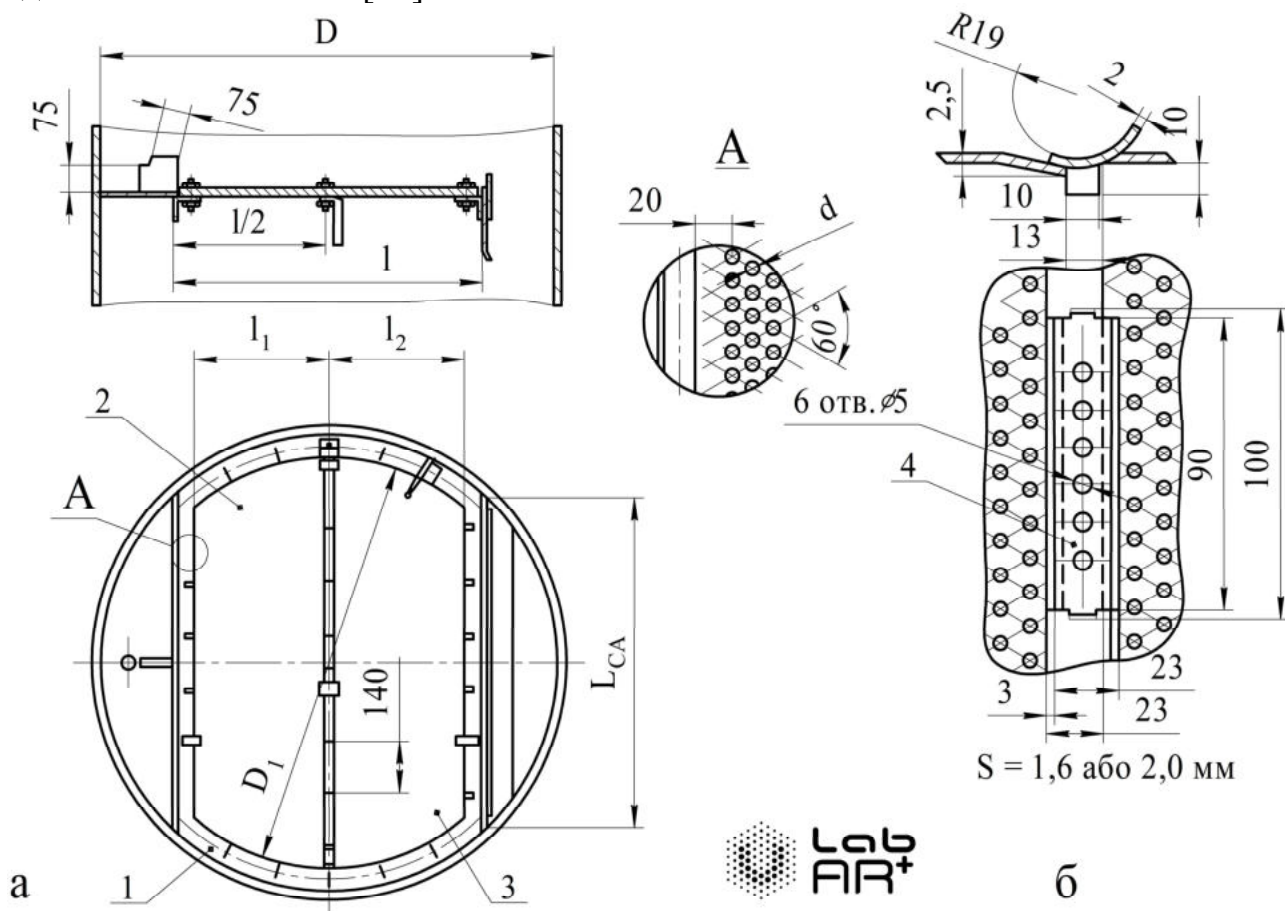


Рисунок 6.10 – Ситчасто-клапанна тарілка (а) та прямокутний підйомно-поворотний клапан (б):  
1 – рама опорна; 2, 3 – секції; 4 – клапан

Клапан ситчасто-клапанної тарілки виконаний у вигляді частини порожнистого циліндра, повернутого опуклою частиною в бік отвору біля основи тарілки. У разі збільшення кількості пари клапан вільно перекочується по опорній площадці гнізда,



і живий переріз тарілки поступово збільшується. Гніздо клапана виконане у вигляді прямокутного отвору з нахилоною вниз опорною площадкою. За невеликої швидкості пара проходить через циліндричні отвори, наявні в полотні тарілки і клапанів. У цьому режимі роботи клапани закриті, й тарілка працює, як звичайна ситчаста. У процесі відкривання клапана вісь, навколо якої він повертається, переміщується, віддаляючись від центра його тяжіння. Водночас плече моменту сил збільшується. Момент закривання клапана буде максимальним, коли клапан спирається на ребро.

Якщо зафіксувати клапан при односторонньому відкриванні та продовжувати збільшувати швидкість пари, то почнеться інтенсивне протікання рідини вздовж полотна тарілки, що призведе до зменшення затримки рідини, зниження ефективності масообміну і різкого збільшення гідравлічного опору. Для усунення цього клапан виконують так, що при подальшому збільшенні швидкості (кількості) пари клапан починає підніматися над гніздом.

Вибір відповідної маси клапана і місця розміщення обмежувачів його підйому, що визначають плече моменту закривання, дозволяють у широких межах зміщувати та змінювати робочий діапазон тарілки. Конструкції ситчасто-клапанних тарілок для стандартних типорозмірів тарілчастих колон показані в додатку Б (рис. Б. 27), а їх технічні характеристики наведені в таблиці Б. 19.

**Жалюзійно-клапанна тарілка** складається з плоскої основи з розміщеними на ній жалюзійно-клапанними елементами. Основною деталлю тарілки є жалюзійно-клапанний елемент (рис. 6.11), що складається з металевої рамки з отворами, в які входять цапфи рухомих пластинок [32].

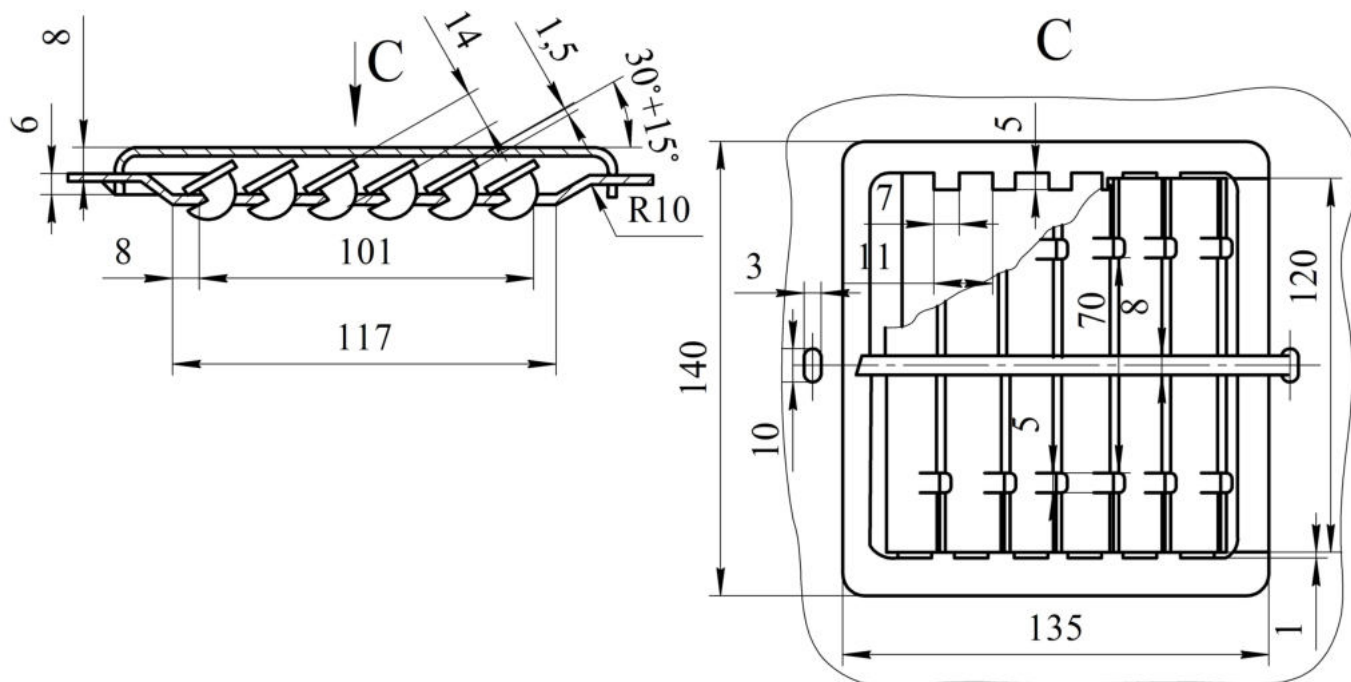


Рисунок 6.11 – Елемент жалюзійно-клапанної тарілки

У разі зміни витрати пари, що надходить під тарілку, пластинки повертаються на цапфах, і пара проходить між ними, переміщуючись над тарілкою під певним кутом. За незначної витрати пари пластинки повертаються на малий кут, у разі збільшення витрати – до упору в перегородку, якою забезпечена рамка. Рідина переміщується по тарілці за рахунок спрямованого руху пари на виході з жалюзійних елементів.

Жалюзійно-клапанні тарілки характеризуються високою роздільною здатністю за великих навантажень за парою та рідиною. Перевагами таких тарілок є високий

коефіцієнт корисної дії в усьому інтервалі навантажень за парою та рідиною, більш високі допустимі швидкості пари порівняно з ковпачковими і клапанними тарілками, легкість монтажу й демонтажу тарілок. Крім того, установка на тарілках дегазаторів із сітки значно збільшує їх пропускну здатність і зменшує бризковинесення. Конструкції жалюзійно-клапанних тарілок показані в додатку Б (рис. Б. 28), а їх технічні характеристики наведені в таблиці Б. 20.

**Струминні тарілки** створюють проточний рух фаз у межах усієї тарілки або окремих її ділянок за високих швидкостей руху пари (рис. 6.12) [5].

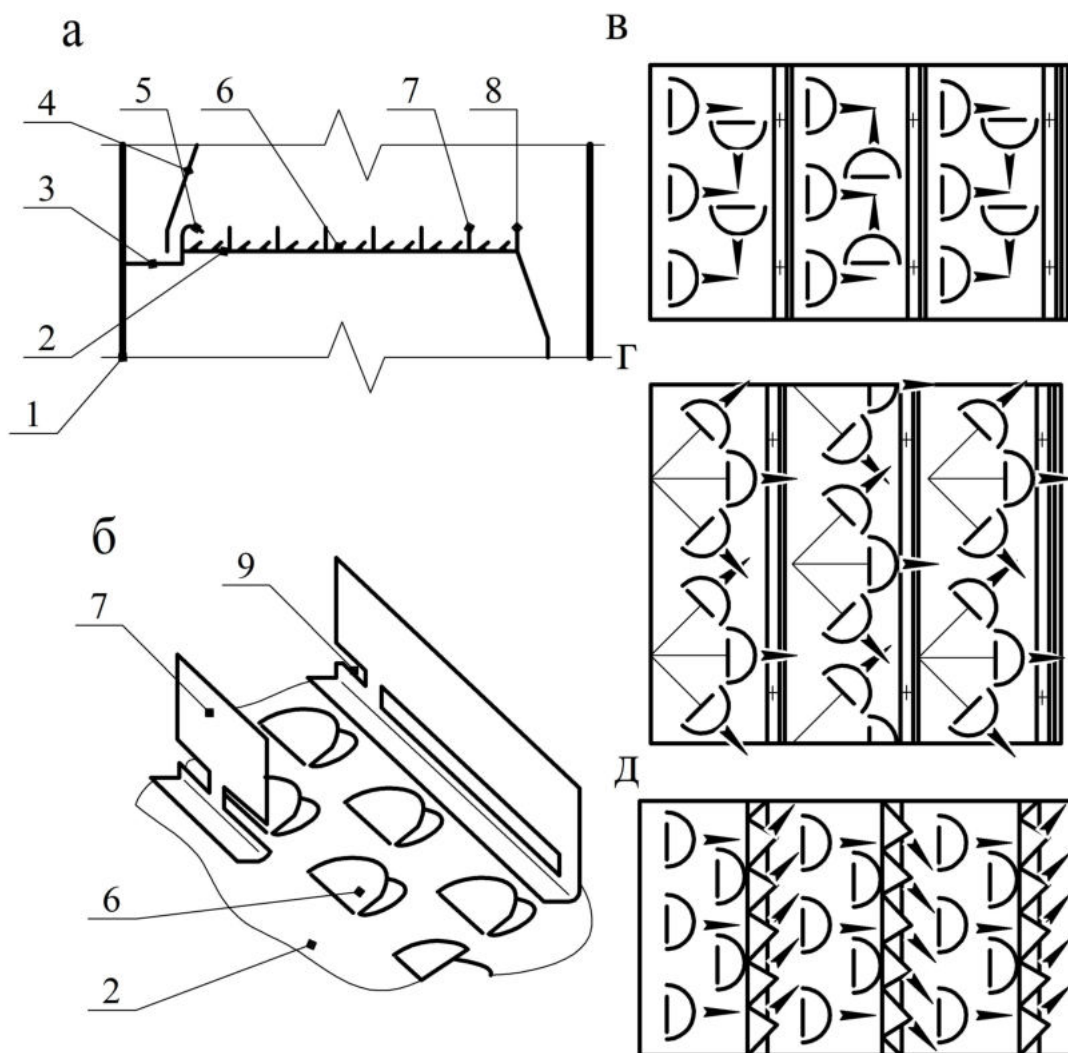


Рисунок 6.12 – Схема струминної тарілки з вертикальними поперечними перегородками: а – загальний вигляд; б – схема контактної зони; в – уведення частини потоку пари поперек потоку рідини; г – уведення частини потоку пари під кутом до потоку рідини; д – установа поперечних перегородок у формі гребінки; 1 – корпус колони; 2 – полотно тарілки; 3 – приймальний карман; 4 – стінка переливного кармана; 5 – підпірна перегородка; 6 – пелюстка (язичок); 7 – вертикальна перегородка; 8 – зливна перегородка; 9 – проріз у вертикальній перегородці

У струминних тарілках контактні елементи (просічки, пелюстки тощо) розміщені таким чином, що пара, яка виходить у рідину під деяким кутом до горизонту, набирає горизонтальної складової швидкості, що збігається з напрямком руху рідини на тарілці або під деяким кутом до нього. Завдяки цьому можна створити найбільш сприятливі умови для ефективного контакту фаз за високої продуктивності.

Щоб уникнути зношення рідини в напрямку зливного пристрою за великої швидкості пари, вдаються до різних прийомів, що дозволяють локалізувати проточний рух фаз і не допустити його поширення на всю тарілку, прикладом може бути



установлення поперечних секціонувальних перегородок (рис. 6.12 б і д), створення руху фаз у пересічних напрямках, якщо осі сусідніх пелюсток розміщені у взаємно перпендикулярному напрямку або утворюють пучок прямих (рис. 6.12 в і г) тощо.

Новим типом тарілки, які також набули поширення, є тарілки **каскадного** типу Коха або Бентурі (рис. 6.13). Ці тарілки відрізняються тим, що забезпечують тісний контакт рідини і парів за високих швидкостей та їх розділення під дією відцентрової сили, тоді як на ковпачкових і ситчастих тарілках розділення здійснюється лише під дією різниці густин [33].

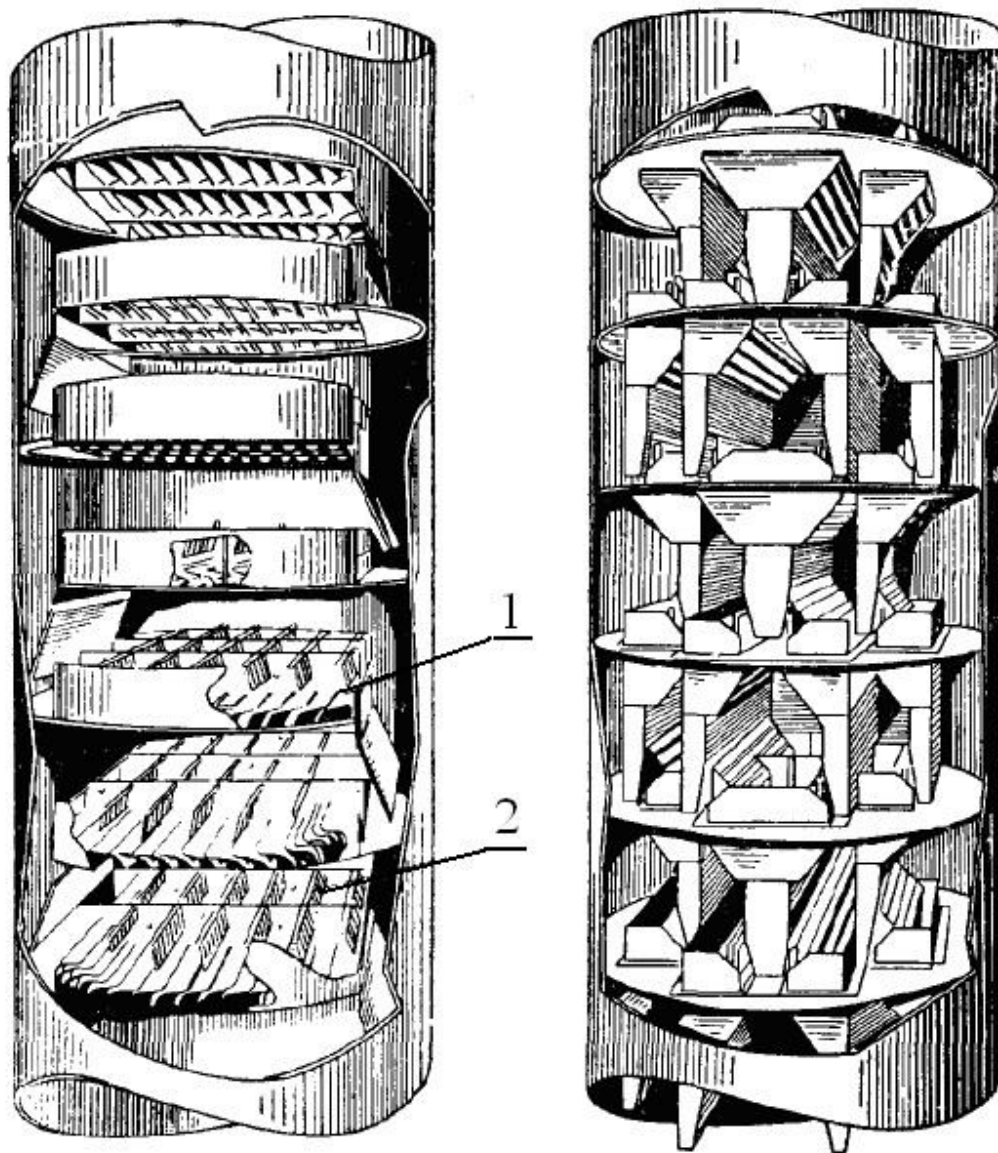


Рисунок 6.13 – Тарілка каскадного типу:

1 – основні барботажні пластини; 2 – перфоровані розпилювальні пластини

Каскадна тарілка типу Бентурі працює таким чином. Прохід для парів утворений зазорами між вигнутими пластинами 1. Завдяки кривизні цих пластин пари рухаються через рідину, що знаходиться на тарілці, майже горизонтально. Над рівнем рідини встановлений набір похилих перфорованих пластин 2. Потік пари підходить до пластин під прямим кутом і завдяки перфорації розбивається на дрібні струмки і бульбашки, що створює велику поверхню контакту між парами і рідиною.

Отвори в перфорованих пластинах 2 мають діаметр від 9 мм до 12 мм і розміщені на вершинах трикутників. Втрата напору на таких тарілках приблизно вдвічі менша, ніж на ковпачкових, а допустима швидкість парів у 1,5–2 раза більша.

Тарілки **провального** типу (рис. 6.14) перекривають весь переріз колони і складаються з окремих секцій, укріплених на опорному кільці та балках каркаса. Для проходу парової та рідкої фаз виконані отвори або прорізи, площа яких становить від 10 % до 30 % площі всієї тарілки. На тарілках провального типу парова й рідка фази контактують за схемою протитечії, завдяки цьому відбувається інтенсивне перемішування рідини по всій висоті контактної зони. Пара і рідина проходять через одні й ті самі канали, у цьому разі місця стоку рідини і проходу парів випадково переміщуються по площі тарілки [5].

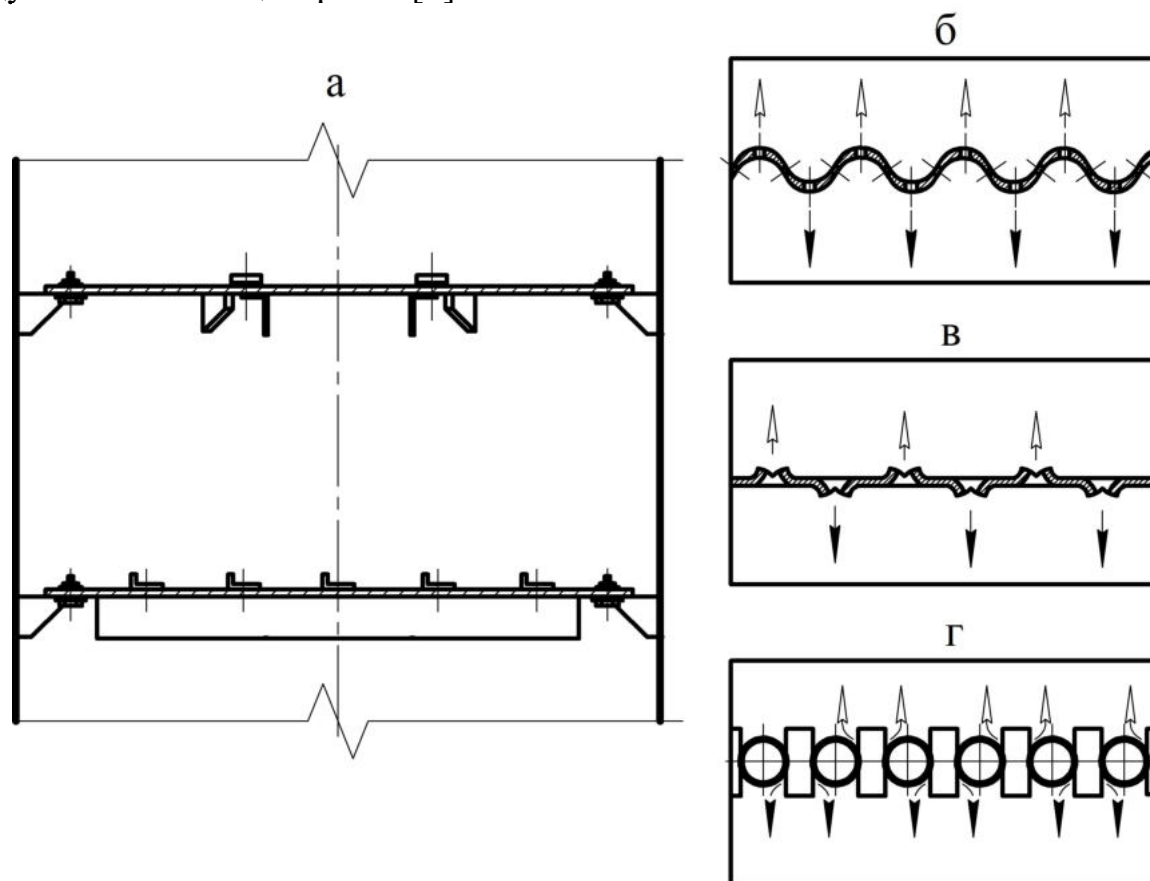


Рисунок 6.14 – Схеми тарілок провального типу:

а – ґратчаста тарілка; б – ситчаста хвиляста тарілка; в – ґратчаста тарілка з відігнутими кромками щілин; г – трубчасто-ґратчаста тарілка з гофрованою стрічкою; 1 – корпус колони; 2 – опорне кільце; 3 – секція полотна тарілки

Тарілки цього типу набагато чутливіші до зміни навантажень за рідиною і паром та мають більш вузький діапазон робочих навантажень, ніж тарілки зі спеціальними переливними пристроями. За невеликого парового навантаження напір парів недостатній для утворення шару рідини на тарілці. За великих парових навантажень опір течії рідини через отвори тарілки стає настільки значним, що піна заповнює практично весь міжтарілчастий простір, і нормальне перетікання рідини з тарілки на тарілку порушується. Водночас різко зростає гідравлічний опір потоку парів. Такий режим роботи називається *захлинанням* і визначає граничні парове й рідинне навантаження колони.

Стандартні провальні ґратчасті тарілки діаметром 1 000–3 000 мм мають ширину прямокутних прорізів 6 мм × 60 мм, крок – від 10 мм до 36 мм. На двох суміжних тарілках прорізи виконують у взаємно перпендикулярних напрямках. Конструкції провальних ґратчастих тарілок для стандартних типорозмірів тарілчастих колон показані в додатку Б (рис. Б. 29), а їх технічні характеристики наведені в таблиці Б. 21.

Для збільшення продуктивності та ефективності провальних тарілок за раху-

нок більш рівномірного розподілу потоків по перерізу колони застосовують ситчасті хвилясті тарілки (рис. 6.14 б), ґратчасті тарілки з відігнутими кромками щілин (рис. 6.14 в). Становить інтерес трубчасто-ґратчаста тарілка (рис. 6.14 г), полотно якої набирають із труб, розміщених паралельними рядами. У зазорі між трубами розміщена гофрована сталева стрічка, ширина якої дорівнює величині зазору. Пара проходить через зазор між трубами в місцях, де горизонтальні ділянки стрічки виступають над поверхнею труб, оскільки опір на цих ділянках мінімальний. У тих місцях, де горизонтальні ділянки стрічки розміщені під трубами, проходить рідина.

Серед контактних елементів інших типів, що встановлюються в масообмінних колонах, варто назвати ситчасті тарілки з відбійними елементами, тарілки з двома зонами контакту фаз, струминні тарілки із завихрювачами для потоку пари, тарілки з регулярним обертанням парорідинного потоку та інші, що працюють у режимі барботажу. Конструкції масообмінних тарілок постійно вдосконалюються, що є яскравим прикладом існуючої тенденції до інтенсифікації роботи тарілчастих колон.

Розрахунок ректифікаційної установки передбачає визначення витрати дистилляту і кубового залишку, розрахунок флегмового числа і витрат рідкої та парової фаз у колоні, визначення розмірів ректифікаційної колони та її гідравлічного опору, тепловий розрахунок колони, дефлегматора, кип'ятильника, підігрівника вихідної суміші й холодильників дистилляту і кубового залишку. Для розуміння процесу ректифікації та здійснення подібних розрахунків необхідно ознайомитися із закономірностями рівноваги систем «пара – рідина».

### 6.1. Рівновага в системах «пара – рідина»

Якщо внаслідок теплового руху молекул із рідини в паровий простір за одиницю часу переходить стільки ж молекул, скільки переміщається назад із пари в рідину, то між рідкою сумішшю і паром над нею встановлюється рухома фазова рівновага.

У загальному випадку рідка суміш може складатися з декількох компонентів. У найпростішому випадку – з двох, наприклад із компонентів А і В. Характер поведінки рідкої суміші залежить в основному від природи складових її речовин.

Нехай сила, з якою притягуються в рідини дві сусідні молекули одного компонента, буде  $f_{AA}$ , сила взаємного притягання двох молекул другого компонента –  $f_{BB}$ , і, нарешті,  $f_{AB}$  – сила притягання молекул двох різних компонентів.

Якщо сили взаємодії між усіма молекулами (однойменними і різнойменними) рівні між собою, то рідини взаємно розчинні одна в одній у будь-яких відношеннях, і їх суміші називаються **ідеальними розчинами** [7].

В ідеальних розчинах рівновага між рідиною і паром встановлюється за **законом Рауля**, згідно з яким парціальний тиск пари даного компонента над ідеальним розчином за даної температури пропорційний його мольній концентрації в розчині:

$$p_A = P_A \cdot x_A, \quad (6.1)$$

$$p_B = P_B \cdot x_B = P_B \cdot (1 - x_A), \quad (6.2)$$

де  $P_A, P_B$  – тиск (пружність) насиченої пари чистих компонентів А і В за певної температури;  $x_A, x_B$  – мольні концентрації компонентів А і В у розчині.

Якщо сила притягання молекул двох різних компонентів  $f_{AB}$  буде меншою від сил  $f_{AA}$  та  $f_{BB}$ , то молекули утримуються в розчині слабше, ніж у тому випадку, якщо їх оточують молекули лише одного компонента. Тому молекули легше переходять у паровий простір, і парціальний тиск в такому розчині вищий, ніж в ідеальному роз-

чині (суміші з позитивним відхиленням від закону Рауля).

Є також суміші, в яких сила  $f_{AB}$  значно більша від сил  $f_{AA}$  та  $f_{BB}$ . Тоді молекули сильніше утримуються в чистих компонентах, і тому парціальний тиск менший, ніж в ідеальних розчинах (суміші з негативним відхиленням від закону Рауля).

Якщо сила  $f_{AB}$  дуже мала порівняно з  $f_{AA}$  та  $f_{BB}$ , то однакові молекули прагнуть з'єднатися, а різні молекули відокремлюються одна від одної. У цьому разі суміші розширюються і, отже, складаються з взаємно нерозчинних рідин.

Крім того, є суміші рідин, що мають часткову розчинність одна в одній.

Таким чином, усі рідкі двокомпонентні суміші залежно від ступеня взаємної розчинності їх компонентів можна поділити на три групи: 1) рідини, взаємно розчинні в будь-яких відношеннях; 2) рідини, частково розчинні одна в одній; 3) рідини, взаємно нерозчинні. Подібна класифікація певною мірою є умовною. Взаємна розчинність рідин змінюється зі зміною температури, внаслідок цього деякі рідини, лише частково розчинні одна в одній за деякої температури, можуть стати повністю взаємно розчинними за іншої температури [5].

Взаємно розчинні рідини можна поділити на такі підгрупи: 1) **ідеальні розчини** (підпорядковуються закону Рауля); 2) **нормальні розчини** – суміші, що частково відхиляються від закону Рауля, але не утворюють сумішей зі сталою температурою кипіння; 3) **неідеальні розчини** – суміші, що значно відхиляються від закону Рауля, зокрема утворюють суміші зі сталою температурою кипіння.

Суміші рідин, розчинних у будь-яких відношеннях, що мають за певного складу сталу температуру кипіння, називаються **азеотропними**.

Температура кипіння азеотропа може бути більшою (суміші з максимальною температурою кипіння) або меншою (суміші з мінімальною температурою кипіння) від температури кипіння чистих компонентів, що складають суміш [7].

Типовими прикладами азеотропних сумішей із максимальною температурою кипіння є водні розчини мінеральних кислот, наприклад, водні розчини азотної та соляної кислот. Чиста вода кипить за температури 100 °С, чиста азотна кислота – за температури 86 °С, розчин азотної кислоти у воді за вмісту  $\text{HNO}_3$  68,5 % мас. кипить за сталої температури 121,9 °С.

Типовими прикладами азеотропів із мінімальною температурою кипіння є суміші етанолу з водою та етанолу з бензолом. Спирт кипить за температури 78,3 °С, вода – за температури 100 °С; за вмісту в розчині 4,43 % мас. води суміш кипить за сталої температурі 78,15 °С. Бензол кипить за температури 80,2 °С, але суміш бензолу і спирту з вмістом спирту 32,7 % мас. кипить за сталої температури 60,24 °С.

Розглянемо випадок парорідинної рівноваги двокомпонентної (бінарної) суміші, яка утворює ідеальний розчин, що підпорядковується законам Рауля і Дальтона.

Загальний тиск пари над розчином відповідно до **закону Дальтона** дорівнює сумі парціальних тисків пари індивідуальних компонентів [27], і, отже,

$$P = p_A + p_B = P_A \cdot x_A + P_B \cdot (1 - x_A) = P_B + (P_A - P_B) \cdot x_A. \quad (6.3)$$

З рівняння (6.3) випливає, що за відомого зовнішнього тиску  $P$  і температури системи  $t$  можна однозначно визначити склад рідкої фази:

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (6.4)$$

Одночасно, за наслідком із закону Дальтона, парціальний тиск компонента в паровій фазі пропорційний загальному тиску та його концентрації в суміші, і, отже,

$$p_A = P \cdot y_A, \quad (6.5)$$

$$p_B = P \cdot y_B = P \cdot (1 - y_A), \quad (6.6)$$

де  $y_A, y_B$  – мольні концентрації компонентів А і В у паровій фазі над розчином.

Розв'язавши рівняння (6.5) щодо  $y_A$  з урахуванням залежностей (6.1) і (6.3), одержимо

$$y_A = \frac{P_A \cdot x_A}{P} = \frac{P_A \cdot x_A}{P_B + (P_A - P_B) \cdot x_A} = \frac{\alpha \cdot x_A}{1 + (\alpha - 1) \cdot x_A}, \quad (6.7)$$

де  $\alpha = P_A/P_B$  – коефіцієнт відносної леткості компонента А щодо компонента В [5].

Коефіцієнт відносної леткості характеризує здатність даного компонента переходити в парову фазу: чим більша величина  $\alpha$ , тим легше компонент переходить у парову фазу. У разі розділення двокомпонентних систем за еталонний беремо висококиплячий компонент. У цьому разі коефіцієнт відносної леткості  $\alpha > 1$ . Якщо  $\alpha = 1$ , то температури кипіння компонентів однакові, й потрібні спеціальні методи розділення – **азеотропна або екстрактивна ректифікація**.

Залежності (6.4) і (6.7) устанавлюють взаємозв'язок між рівноважними концентраціями ЛКК у рідині та паровій фазі одночасно з урахуванням температури розчину, пружності насиченої пари компонентів і загальним тиском у системі, і, отже, ці залежності є рівняннями рівноваги в системі «бінарний розчин – парова фаза».

Розділивши ліві та праві частини рівняння (6.5) на відповідні члени рівняння (6.6), одержимо рівняння кривої рівноваги в такому вигляді:

$$\frac{y_A}{1 - y_A} = \frac{p_A}{p_B} = \frac{P_A \cdot x_A}{P_B \cdot (1 - x_A)} = \alpha \cdot \frac{x_A}{1 - x_A}. \quad (6.8)$$

Взаємозв'язок між різними параметрами бінарної суміші (загальним тиском і парціальним тиском компонентів, температурою кипіння рідини й температурою конденсації пари, концентраціями ЛКК у рідкій і паровій фазах та ін.) може бути поданий графічно. Для бінарних розчинів відомі такі діаграми рівноваги: тиск – концентрація ( $P - x$ ); температура – концентрація рідкої та парової фаз ( $t - x, y$ ); фазова діаграма відносно концентрацій ЛКК у паровій та рідкій фазах ( $y - x$ ); ентальпійна діаграма ( $h, H - x, y$ ); комбінована діаграма ( $h, H - t - x, y$ ) та ін. [27].

Діаграма  $P - x$  для ідеального бінарного розчину наведена на рисунку 6.15, на якому по осі абсцис відкладений склад рідини  $x$ , а по осі ординат – тиск пари  $P$ . Рівняння (6.1), (6.2) і (6.3) зображуються прямими лініями: парціальний тиск ЛКК – лінією  $OB$ , парціальний тиск ВКК – лінією  $AD$ , повний тиск – лінією  $AB$ . Відрізок  $DB$  (що відповідає абсцисі  $x = 1$ , тобто чистому ЛКК) дорівнює  $P_A$ , а відрізок  $OA$  (що відповідає абсцисі  $x = 0$ , тобто чистому ВКК) дорівнює  $P_B$ . Описана побудова належить до деякої постійної температури, отже, лінії  $AB, OB$  і  $AD$  є ізотермами [18].

Для визначення температур кипіння сумішей різного складу потрібно побудувати декілька ізотерм повного тиску  $AB, A_1B_1, A_2B_2, \dots$ , що відповідають температурам  $t, t_1, t_2, \dots$ . Далі проводять горизонталь  $MN$  з ординатою, що дорівнює зовнішньому тиску  $P$ . У точці  $R$  перетину ізотерми  $AB$  з лінією  $MN$  повний тиск пари над сумішшю складу  $x$  дорівнює зовнішньому тиску. Отже, ця суміш закипить за температури  $t$ , що відповідає ізотермі  $AB$ . Аналогічно можна визначити, що за температур  $t_1, t_2, \dots$  будуть кипіти суміші складу  $x_1, x_2, \dots$ , у цьому разі  $t < t_1 < t_2 \dots$

Для визначення складу парової фази  $y$ , рівноважної з рідиною складу  $x$ , потрібно визначити парціальний тиск пари ЛКК над рідиною за температури кипіння. За

знайденного значення  $x$  парціальний тиск ЛКК  $p_A$  визначається ординатою точки  $E$ . Рівняння (6.5) на тій самій діаграмі подане прямою  $ON$ . В умовах рівноваги  $P_A \cdot x = P \cdot y$ . Тому, провівши горизонталь із точки  $E$  до її перетину в точці  $F$  з прямою  $ON$ , обчислимо концентрацію ЛКК у паровій фазі  $y$  за рівноваги з рідкою фазою складу  $x$  (абсциса точки  $F$ ) [5].

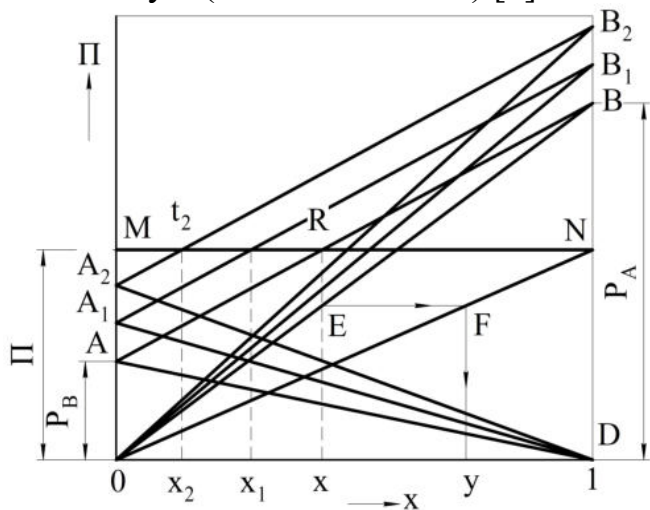


Рисунок 6.15 – Діаграма  $P-x$  для ідеальної суміші

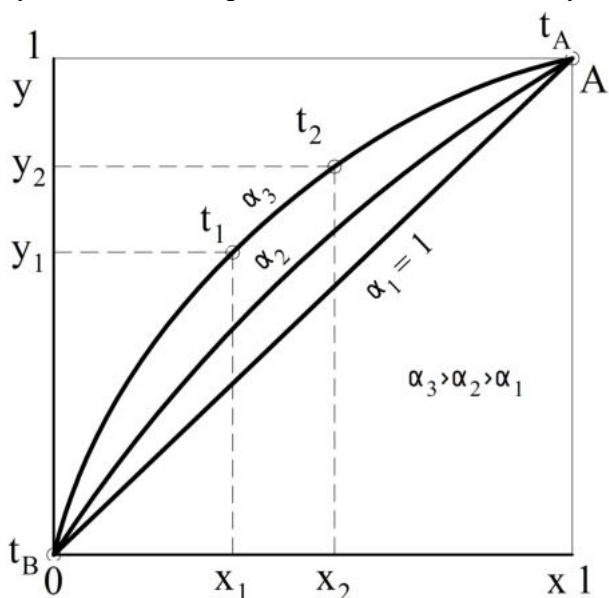


Рисунок 6.16 – Діаграма  $y-x$  для ідеальної суміші

Якщо визначити ряд рівноважних складів рідини та пари за даного зовнішнього тиску  $P$ , то в координатах  $x-y$  можна побудувати криву (рис. 6.16), що називається **кривою рівноваги фаз**. Кожній точці кривої рівноваги фаз відповідає певна температура в межах температур кипіння ЛКК  $t_A$  ( $x=1, y=1$ ) і ВКК  $t_B$  ( $x=0, y=0$ ).

Положення ліній рівноваги визначається пружністю пари і концентрацією компонентів, що входять до складу бінарного розчину, а також загальним тиском пари над розчином. Як бачимо з рисунка 6.16, залежність концентрації ЛКК у паровій фазі від його вмісту в рідкій фазі та від загального тиску пари над розчином виявляється в більш явному вигляді: чим менший тиск ( $P_3 < P_2 < P_1$ ), тим більша відносна леткість  $\alpha$  ( $\alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1$ ) і тим більшою мірою парова фаза збагачена ЛКК порівняно з рідкою. Більшій величині  $\alpha$  відповідає більш опукла крива рівноваги фаз [5].

Дані щодо фазової рівноваги в бінарних розчинах за атмосферного тиску для деяких систем наведені в додатку А (див. табл. А.14).

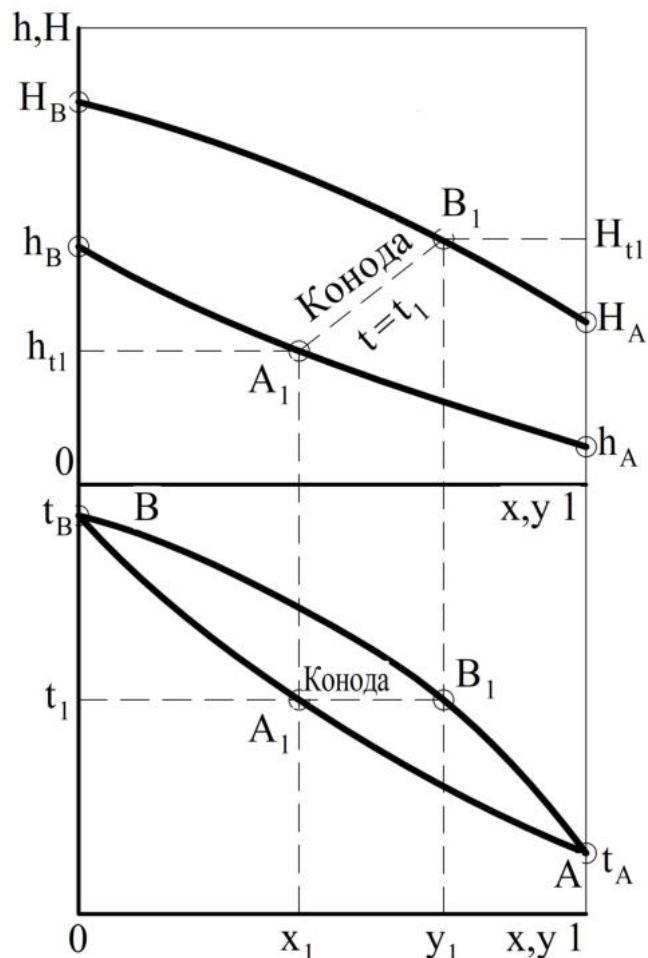


Рисунок 6.17 – Суміщені ентальпійна діаграма та ізобарні температурні криві



Одержані для різних температур рівноважні склади рідкої та парової фаз можуть бути подані в координатах  $t - x, y$  (рис. 6.17, внизу). По осі абсцис відкладені концентрації рідкої  $x$  та парової  $y$  фаз, що відповідають різним температурам  $t$ . У результаті утворюються дві криві, які мають дві спільні точки: А ( $x = y = 1$ ), що відповідає температурі кипіння ЛКК  $t_A$ , і В ( $x = y = 0$ ), що відповідає температурі кипіння ВКК  $t_B$ .

Нижня крива являє собою залежність між температурою системи та складом рідкої фази і називається *ізобарною температурною кривою кипіння (лінією кипіння)*. Верхня крива являє собою залежність між температурою системи та складом парової фази і називається *ізобарною температурною кривою конденсації (лінією конденсації)*.

За тиску  $P$  рівноважні рідка й парова фази мають однакову температуру, і на ізобарних температурних кривих рівноважні склади фаз за температури  $t_1$  визначаються точками  $A_1$  і  $B_1$  перетину відповідної горизонталі з кривими кипіння й конденсації. Горизонтальні відрізки, що з'єднують точки рівноважних складів рідкої та парової фаз, називаються *конодами* (наприклад,  $A_1B_1$ ) [5].

Зона діаграми нижче від кривої кипіння характеризує системи, що складаються лише з рідкої фази. Зона діаграми вище від кривої конденсації характеризує системи, що складаються лише з перегрітої парової фази. Точки, розміщені між ізобарними температурними кривими, характеризують системи, температури яких вищі від температури кипіння рідини даного складу і нижчі за температуру конденсації парів цього самого складу, тобто відповідають рівноважним парорідинним системам.

Для аналізу і розрахунків процесу ректифікації використовують також ентальпійні діаграми (рис. 6.17, вгорі), що зв'язують склади рідкої та парової фаз із їх ентальпіями.

Нехтуючи тепловою розчинення і вважаючи ентальпію адитивною властивістю, можна розрахувати ентальпії рідкої та парової фаз, що мають рівноважні склади  $x$  та  $y$  за заданих температури  $t$  і тиску  $P$ , за такими рівняннями [5]:

для рідкої фази

$$h_t = (c_A \cdot x + c_B \cdot (1 - x)) \cdot t = h_{At} \cdot x + h_{Bt} \cdot (1 - x); \quad (6.9)$$

для насичених парів

$$H_t = (c_A \cdot y + c_B \cdot (1 - y)) \cdot t + (r_A \cdot y + r_B \cdot (1 - y)) = H_{At} \cdot y + H_{Bt} \cdot (1 - y), \quad (6.10)$$

де  $c_A$  і  $c_B$  – середні теплоємності в інтервалі температур від 0 до  $t$  відповідно ЛКК і ВКК;  $r_A$  і  $r_B$  – питомі теплоти конденсації компонентів;  $h$  і  $H$  – ентальпії компонентів відповідно в рідкій і паровій фазах.

На ентальпійній діаграмі наведені криві  $h_t$  ентальпії киплячої рідини і  $H_t$  ентальпії насичених парів залежно від концентрацій  $x$  та  $y$ .

Будь-яка точка на ентальпійній діаграмі, яка лежить нижче від кривої ентальпії рідкої фази, відповідає системі, що складається лише з рідкої фази. Будь-яка точка, що лежить вище від кривої ентальпії парової фази, відповідає системі, яка складається лише з перегрітих парів. Точки, розміщені між кривими ентальпії рідкої та парової фаз, характеризують двофазні системи.

Вертикальні відрізки між кривими ентальпії парової та рідкої фаз відповідають питомій теплоті випаровування (конденсації) суміші певного складу.

На ентальпійній діаграмі коноди зображуються похилими прямими під різними кутами до осі абсцис (наприклад,  $A_1B_1$ ). Для зручності побудов ентальпійну діаграму зазвичай поєднують із графіком ізобарних температурних кривих.

Ентальпійні діаграми використовують під час розрахунків процесу рек-

тифікації, якщо необхідно знати не лише матеріальні, а й теплові потоки [5].

У реальних системах існує взаємодія компонентів (різна для одно- і різномірних молекул). Ця взаємодія позначається на рівновазі, призводячи до відхилення від ідеальності (зокрема, від закону Рауля). Розрахувати взаємодію між компонентами суміші дуже складно, тому рівновага в реальних бінарних системах встановлюється експериментально.

Відхилення від закону Рауля можуть бути позитивними або негативними. Якщо відхилення невеликі, то на діаграмі  $P-x$  вони виявляються лише в тому, що ізотерми парціальних і повного тисків зображуються не прямими, а кривими лініями (рис. 6.18). Характер діаграм  $t-x$ ,  $y$  та  $y-x$  залишається таким самим, як і для ідеальних сумішей.

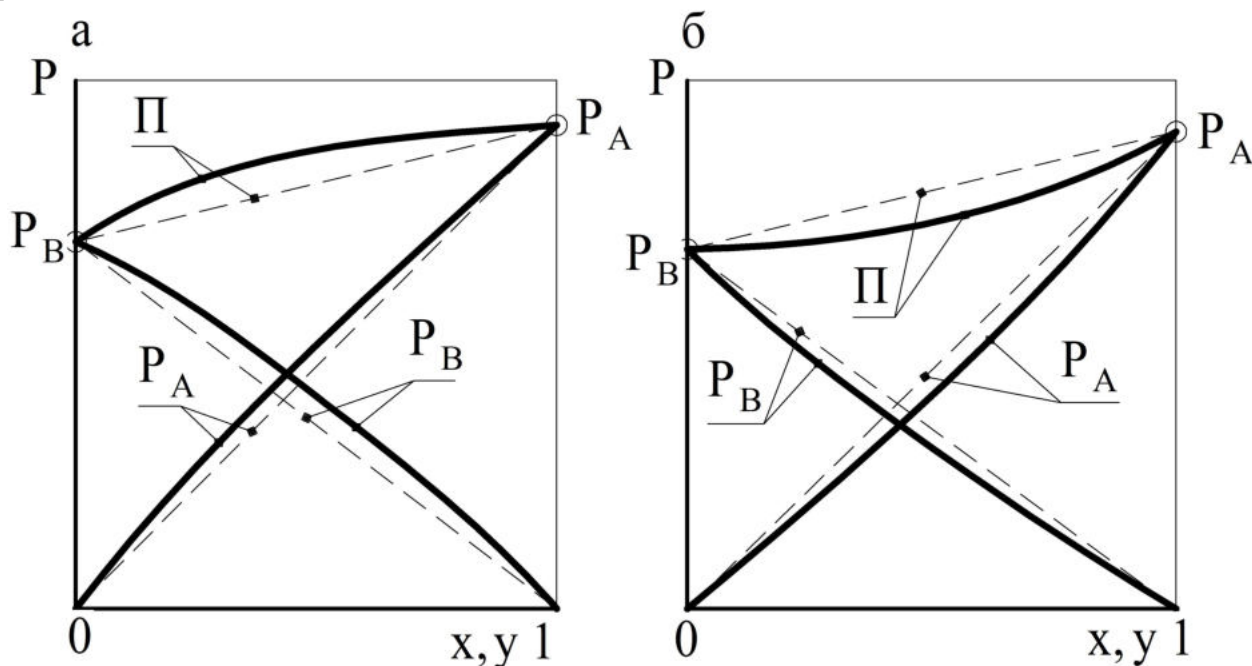


Рисунок 6.18 – Залежність парціальних і загального тиску в системі, що частково відхиляється від закону Рауля: а – суміш із позитивним відхиленням; б – суміш із негативним відхиленням (пунктир відповідає ідеальному розчину)

Для багатьох реальних сумішей відхилення від закону Рауля настільки істотні, що призводять до якісно нового стану системи, а на фазових діаграмах (рис. 6.19) з'являються відносний максимум або мінімум. У цьому разі криві рідини і пари стикаються одна з одною в екстремальних точках, у яких склади рівноважних фаз однакові. Такі суміші називають азеотропними, або нероздільнокиплячими [28].

Коли змішані дві взаємно нерозчинні рідини, то кожна з них повністю зберігає свої властивості. Така суміш легко може бути розділена на складові частини гідромеханічно за допомогою відстоювання. Кожній певній температурі суміші буде відповідати цілком певний тиск і кожний із компонентів буде поводити себе так, як ніби він перебуває один у чистому вигляді [7].

Іншими словами, в суміші, що складається з взаємно нерозчинних рідин, парціальний тиск кожного компонента не залежить від його вмісту в суміші та дорівнює тиску пари чистого компонента за тієї самої температури.

Рідка суміш кипить за такої температури, за якої тиск пари дорівнює зовнішньому тиску. За цієї температури парціальний тиск пари кожного компонента буде меншим від зовнішнього тиску, тобто температура кипіння суміші буде нижчою від температури кипіння кожного з компонентів. Крім того, температура кипіння суміші нерозчинних одна в одній рідин не залежить від складу цієї суміші.

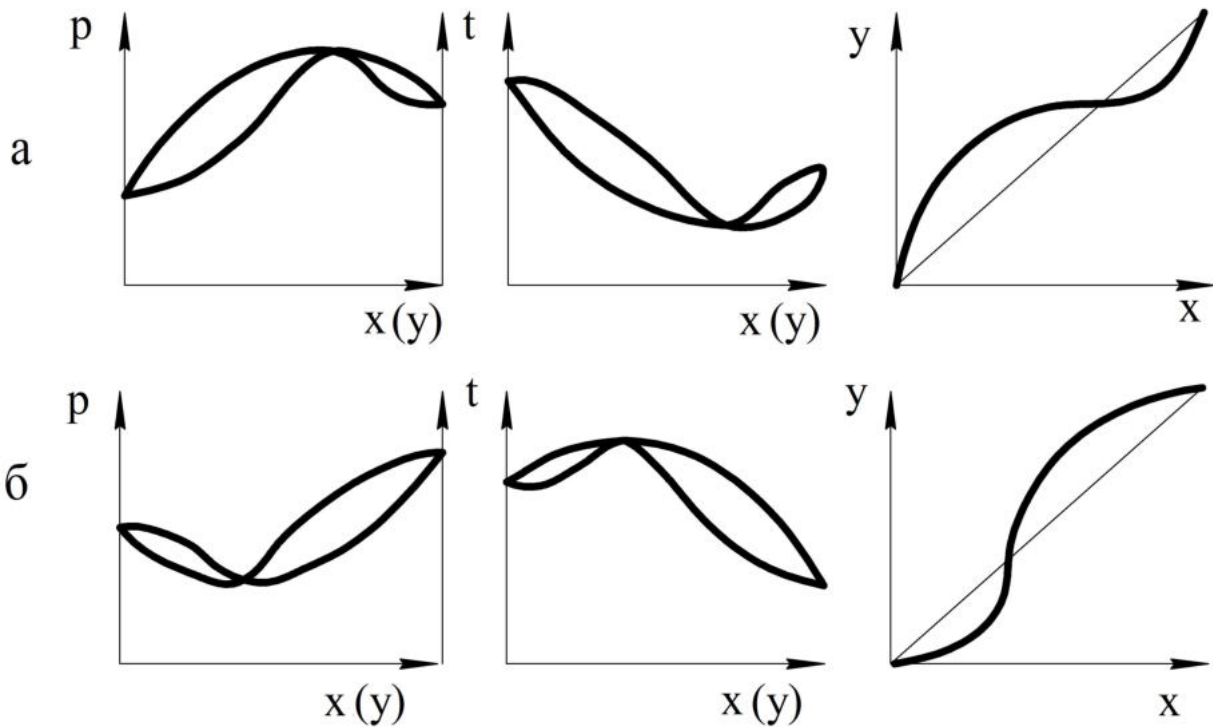


Рисунок 6.19 – Фазові діаграми рівноваги пара – рідина для систем, що утворюють азеотропні суміші: а – з мінімумом температури кипіння; б – з максимумом температури кипіння

На рисунку 6.20 наведені діаграми рівноваги для суміші рідин, нерозчинних одна в одній. Лінії парціальних і повного тисків на діаграмі  $\Pi - x$ , лінія кипіння на діаграмі  $t - x, y$  та лінія рівноваги на діаграмі  $y - x$  зображуються горизонтальними прямими. Лінія конденсації на діаграмі  $t - x, y$  зображується кривою MAN. Точка А відповідає азеотропній суміші з мінімальною температурою кипіння [18].

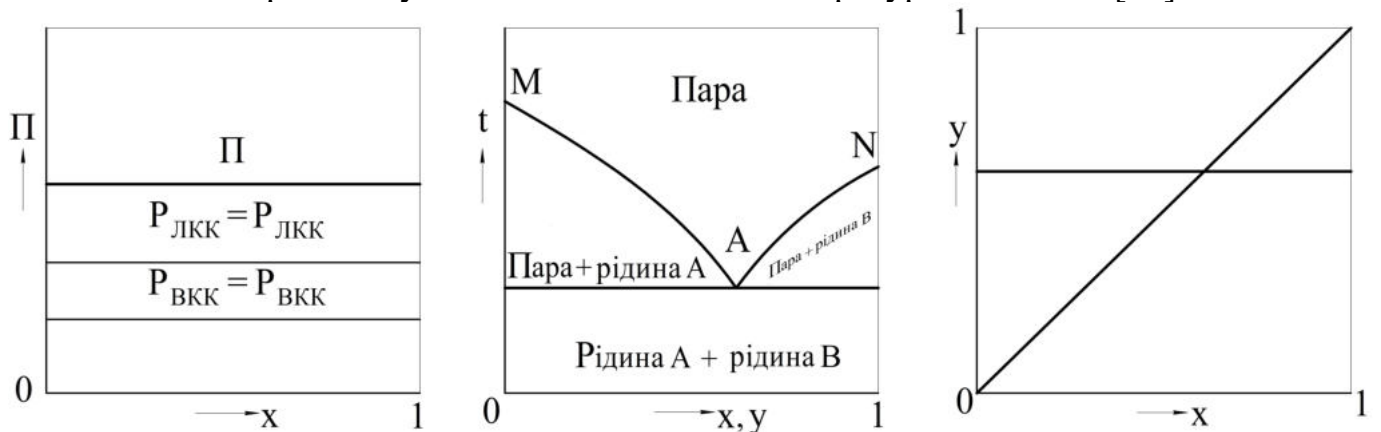


Рисунок 6.20 – Фазові діаграми рівноваги пара – рідина для суміші рідин, нерозчинних одна в одній

Абсолютно взаємно нерозчинних компонентів теоретично не існує. До таких відносять компоненти, розчинність яких один в одному мізерно мала, так що практично її можна ігнорувати.

Суміші компонентів, обмежено розчинних один в одному, називають **гетероазеотропними**. Особливістю таких сумішей є те, що залежно від температури і вмісту компонентів рідина може бути однорідною або складатися з двох незмішуваних шарів. У першому випадку будуть спостерігатися закономірності, справедливі для сумішей взаємно розчинних рідин, у другому випадку – закономірності, справедливі для сумішей рідин, нерозчинних одна в одній [18].

Зазвичай зі збільшенням температури взаємна розчинність рідин зростає. Типова крива розчинності системи двох частково розчинних рідин наведена на рисунку

ку 6.21. За температури системи  $t$  в області концентрацій  $x < x_1$  та  $x > x_2$  утворюється однофазова гомогенна система, і рідини будуть повністю взаємно розчинні. При складі суміші  $x_1 \leq x \leq x_2$  утворюються дві рідкі фази з концентрацією даного компонента  $x_1$  в одній фазі та  $x_2$  – в іншій. У рівновазі з обома рідкими фазами перебуває одна парова фаза певного складу [5].

Зі зміною температури змінюється і область концентрацій  $x_1 - x_2$ , в межах якої існують дві рідкі фази. За температур, вищих від критичної температури розчинення  $t_{кр}$ , система двох рідин утворює гомогенний розчин у разі їх змішування в будь-яких співвідношеннях. У цьому разі рівноважна концентрація парової фази буде залежати від складу рідкої фази.

Якщо пари, що перебувають у рівновазі з рідинами складу  $x_1$  і  $x_2$ , мають рівноважний склад  $x_1 < y < x_2$ , то зазвичай за деякої концентрації рідини  $x_A$  утворюється азеотроп (див. рис. 6.21). У разі зміни концентрації ЛКК від 0 до  $x_1$  температура рідини знижується від температури  $t_B$  кипіння ВКК до температури  $t_a$  кипіння азеотропа. Водночас концентрація ЛКК у рівноважній парі змінюється від 0 до  $y_a = x_a$ .

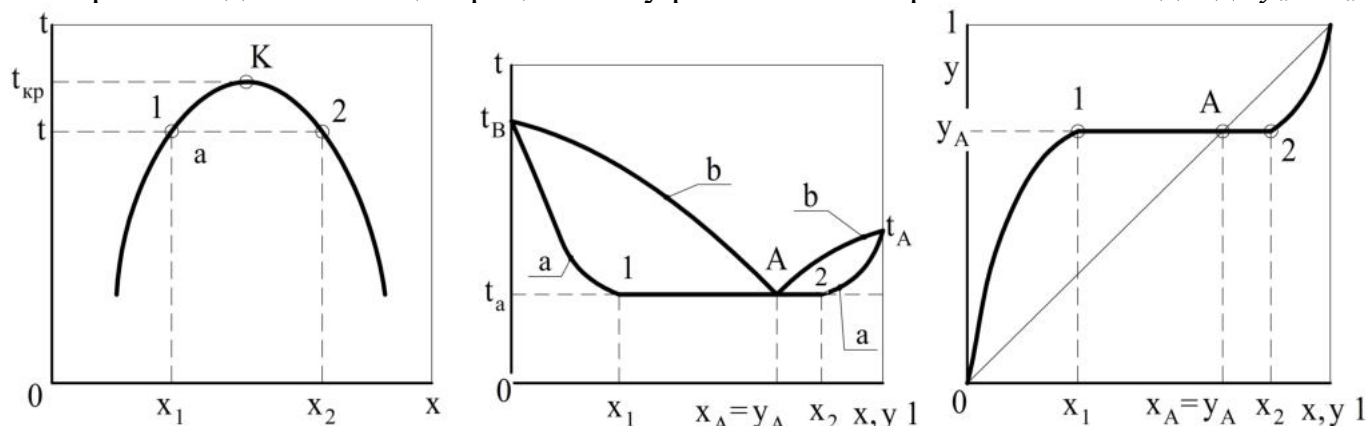


Рисунок 6.21 – Крива розчинності, ізобарні температурні криві та крива рівноваги для суміші частково розчинних рідин: 1 – точка, що відповідає складу  $x_1$  за температури  $t_a$ ; 2 – точка, що відповідає складу  $x_2$  за температури  $t_a$ ; А – точка азеотропа

Температура кипіння рідин в інтервалі концентрацій ЛКК від  $x_1$  до  $x_2$  дорівнюватиме  $t_a$ . Зі збільшенням концентрації ЛКК від  $x_2$  до 1 утворюється гомогенний розчин, водночас температура кипіння суміші підвищиться від  $t_a$  до температури  $t_A$  кипіння ЛКК за одночасного збільшення концентрації ЛКК у рівноважній паровій фазі від  $y_a$  до 1 [28].

Гетероазеотропні суміші можуть вважатися загальним випадком, що включає азеотропні суміші й суміші взаємно нерозчинних компонентів. Отже (див. рис. 6.21), при зміщенні точок 1 і 2 до точки А (тобто при стягуванні горизонтального плато в точку) одержують азеотропну суміш; при зміщенні точки 1 до вертикалі  $x = 0$  і точки 2 – до вертикалі  $x = 1$  – суміш взаємно нерозчинних компонентів.

У разі потрійних сумішей для подання рівноваги й технологічних розрахунків зручно скористатися трикутною діаграмою. На вершинах рівнобічного трикутника – індивідуальні компоненти А, В і С, на сторонах – бінарні суміші АВ, ВС і АС, всередині трикутника – потрійні суміші АВС. У разі багатокомпонентних систем концентраційні й рівноважні подання втрачають наочність. Детальний розгляд рівноваги багатокомпонентних сумішей виходить за межі цього підручника.

## 6.2. Матеріальний баланс безперервної ректифікації. Вихід продуктів. Робочі лінії процесу ректифікації

В основу технологічних розрахунків ректифікаційної колони покладені рівняння матеріальних і теплових балансів. На базі рівнянь матеріальних балансів визначають масові витрати цільових продуктів залежно від загальної продуктивності колони, концентрації вихідної суміші та одержуваних продуктів.

Схема взаємодії матеріальних потоків у простій ректифікаційній колоні подана на рисунку 6.22.

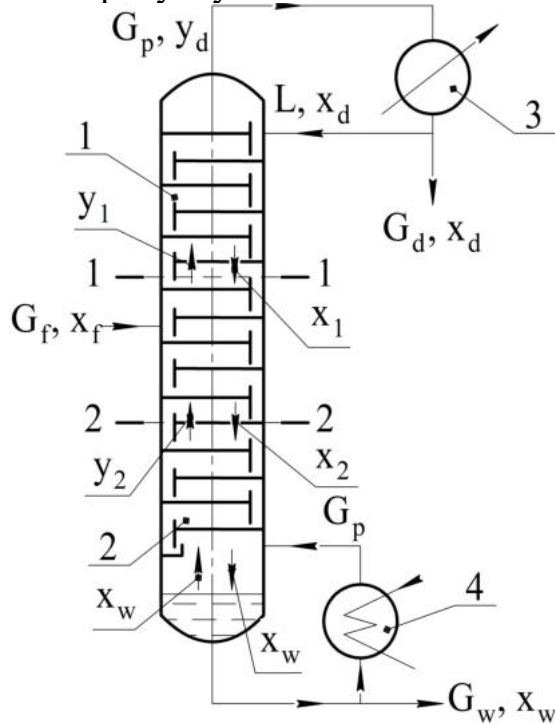


Рисунок 6.22 – Схема руху матеріальних потоків у простій ректифікаційній колоні для розділення бінарної суміші:  
1 – верхня (концентраційна) частина колони; 2 – нижня (відгонна) частина колони; 3 – конденсатор-дефлегматор; 4 – кип'ятильник-випарник

Під час розрахунку ректифікаційних колон беруть [27] такі допущення, що незначно змінюють умови проходження процесу, але значною мірою спрощують розрахунок:

1) вихідна суміш подається в колону на тарілку живлення підігрітою до температури кипіння, що виключає різкі зміни температур та концентрацій речовин у паровій і рідкій фазах;

2) концентрація ЛКК у парі, що виводиться зверху колони в дефлегматор, дорівнює концентрації ЛКК у флегмі, що надходить із дефлегматора в колону, тобто  $y_d = x_d$ ;

3) концентрація ЛКК у парі, що надходить у колону з кип'ятильника, дорівнює концентрації ЛКК у кубовій рідині, тобто  $y_w = x_w$ ;

4) молярні теплоти випаровування (конденсації) компонентів за однієї і тієї самої температури приблизно однакові (правило Трутона), тому кожний кіломоль пари під час конденсації випаровує 1 кіломоль рідини. Звідси випливає, що мольна витрата пари, що піднімається по колоні в будь-якому її перерізі, є величиною сталою.

Для простої ректифікаційної колони запишемо рівняння матеріальних балансів щодо всієї колони:

$$G_f = G_d + G_w \quad (6.11)$$

та щодо витрат компонентів поділюваної бінарної суміші:

$$G_{ЛКК} = G_f \cdot x_f = G_d \cdot x_d + G_w \cdot x_w, \quad (6.12)$$

$$G_{ВКК} = G_f \cdot (1 - x_f) = G_d \cdot (1 - x_d) + G_w \cdot (1 - x_w), \quad (6.13)$$

де  $G_{ЛКК}$ ,  $G_{ВКК}$  – витрата легкокиплячого і висококиплячого компонентів відповідно;  $G_f$ ,  $G_d$ ,  $G_w$  – витрата вихідної суміші, дистилляту і кубового залишку відповідно;  $x_f$ ,  $x_d$ ,  $x_w$  – вміст ЛКК у вихідній суміші, в дистилляті та кубовому залишку відповідно.

Розв'язавши рівняння (6.11) і (6.12) спільно, одержимо вихід продуктів розділення відносно вихідної бінарної суміші, а саме:

– щодо дистилляту

$$G_d = G_f \frac{x_f - x_w}{x_d - x_w}; \quad (6.14)$$

– щодо кубового залишку

$$G_w = G_f \frac{x_d - x_f}{x_d - x_w}. \quad (6.15)$$

У технологічних розрахунках більш зручно подавати витрати потоків, які взаємодіють у колоні, відносно кількості дистилляту, що отримують як цільовий продукт, тобто витрати всіх потоків відносять до кількості отримуваного дистилляту.

У цьому разі відношення витрат флегми до дистилляту називається **флегмовим числом** ректифікаційної колони, тобто

$$R = L/G_d. \quad (6.16)$$

Аналогічно одержані також такі числа: відношення витрат кубового залишку до дистилляту називається **кубовим числом** ректифікаційної колони:

$$W = G_w/G_d; \quad (6.17)$$

відношення витрат вихідної суміші до дистилляту називається **числом живлення**:

$$F = \frac{G_f}{G_d} = \frac{G_d + G_w}{G_d} = 1 + W; \quad (6.18)$$

відношення витрат пари, що рухається в колоні, до дистилляту називається **паровим числом** ректифікаційної колони:

$$P = \frac{G_p}{G_d} = \frac{L + G_d}{G_d} = R + 1. \quad (6.19)$$

Записавши рівняння матеріального балансу ЛКК для концентраційної частини колони від перерізу 1 – 1 (див. рис. 6.22) до верху колони, одержимо

$$(G_d + L) \cdot (y_d - y_1) = L \cdot (x_d - x_1), \quad (6.20)$$

де  $y_1, x_1$  – поточні концентрації ЛКК у паровій та рідкій фазах відповідно.

Розділивши обидві частини рівняння (6.20) на витрату дистилляту і розв'язавши одержане рівняння відносно поточної концентрації ЛКК у паровій фазі, отримаємо **рівняння робочої лінії верхньої частини ректифікаційної колони**:

$$y_e = \frac{R}{R+1} \cdot x_e + \frac{x_d}{R+1}. \quad (6.21)$$

Як бачимо, це рівняння прямої лінії з кутовим коефіцієнтом нахилу, що дорівнює відношенню  $m_e = R/(R+1)$ , та яка відтинає на осі ординат відрізок величиною  $b_e = x_d/(R+1)$ .

Записавши рівняння матеріального балансу ЛКК для відгінної частини колони від перерізу 2 – 2 (див. рис. 6.22) до низу колони, одержимо

$$G_p \cdot (y_2 - y_w) = (G_f + L) \cdot (x_2 - x_w), \quad (6.22)$$

де  $y_2, x_2$  – поточні концентрації ЛКК у паровій та рідкій фазах відповідно.

Розділивши обидві частини рівняння (6.22) на витрату дистилляту і розв'язавши одержане рівняння відносно поточної концентрації ЛКК у паровій фазі, отримаємо **рівняння робочої лінії нижньої частини ректифікаційної колони**:

$$y_n = \frac{R+F}{R+1} \cdot x_n - \frac{F-1}{R+1} \cdot x_w. \quad (6.23)$$

Як бачимо, це рівняння прямої лінії з кутовим коефіцієнтом нахилу, що дорівнює відношенню  $m_n = (R+F)/(R+1)$ , та яка відтинає на осі ординат відрізок величиною  $b_n = -x_w \cdot (F-1)/(R+1)$ .



На базі рівнянь (6.21) і (6.23) за відомого значення флегмового числа будуюмо робочі лінії процесу, використовуючи діаграму рівноваги  $y - x$  для бінарного розчину (рис. 6.23). На осі абсцис відкладаємо концентрацію ЛКК у вихідній суміші  $x_f$ , дистилляті  $x_d$  та кубовому залишку  $x_w$ , потім на допоміжній діагоналі відбиваємо точку В, що відповідає умові  $y_d = x_d$ , а також точку С, яка відповідає умові  $y_w = x_w$ .

Залежно від величини флегмового числа на осі ординат відкладаємо відрізок ОЕ, що чисельно дорівнює значенню  $b_e$  у рівнянні (6.21), і через точку Е проводимо пряму ВЕ, частина якої (відрізок АВ) є робочою лінією верхньої частини колони. З'єднавши точки А і С, одержимо пряму АС, що є робочою лінією нижньої частини ректифікаційної колони. Пряма АС при її продовженні відтинає на осі ординат відрізок ОD, що чисельно дорівнює значенню  $b_n$  у рівнянні (6.23) і розміщений нижче від початку осей координат.

За відомого положення робочих ліній зазвичай визначають число теоретичних тарілок у кожній із частин ректифікаційної колони.

### 6.3. Визначення флегмового числа

Відображення робочих ліній процесу ректифікації на діаграмі  $y - x$  залежить від властивостей бінарної суміші, а також від величини флегмового числа, яке може змінюватися від мінімального значення, що відповідає положенню робочої лінії FB, до максимального, що відповідає положенню робочої лінії NB (див. рис. 6.23).

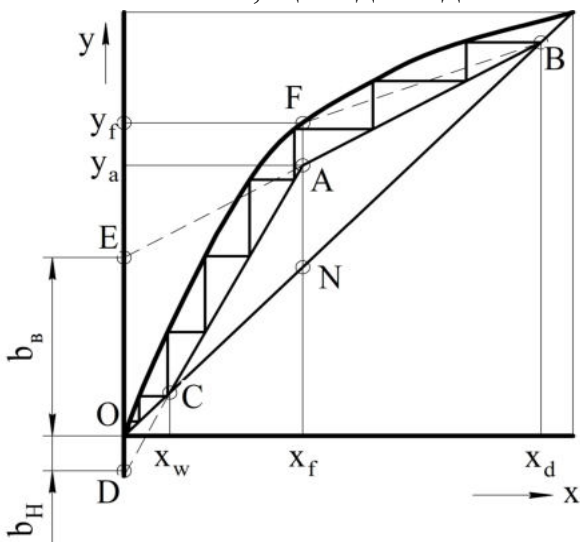


Рисунок 6.23 – Побудова робочих ліній ректифікаційної колони на діаграмі  $y - x$ : АВ – робоча лінія верхньої частини колони; АС – робоча лінія нижньої частини колони; FB – робоча лінія за мінімального флегмового числа

Умову мінімального зрошення одержують у тому разі, якщо в певних перерізах колони встановлюється область постійних концентрацій (ОПК), і рушійна сила процесу розділення буде дорівнювати нулю. Якщо зона ОПК відповідає тарілці живлення, то мінімальне флегмове число в простій колоні визначається рівнянням [34]:

$$R_{min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (6.24)$$

де  $y_f^*$  – рівноважний вміст ЛКК у паровій фазі на тарілці живлення.

Величину  $R_{min}$  можна визначити й графічно (рис. 6.24 а). Для цього проводять пряму СЕ через точку В перетину вертикалі  $x_f$  з лінією рівноваги і через точку С на

діагоналі, що відповідає складу дистилляту  $x_d$ . Вимірюючи відрізок  $b_0$ , що відсікається прямою  $CE$  на осі ординат, знаходять  $R_{min}$  з формули [9, 18]:

$$R_{min} = \frac{x_d}{b_0} - 1. \quad (6.25)$$

Лінія рівноваги для деяких сумішей має таку форму, що пряма  $CE$  на ділянці  $CB''$  розміщується вище від лінії рівноваги. У цьому разі пряму  $CE$  потрібно провести через точку  $C$  як дотичну до лінії рівноваги (рис. 6.24 б).

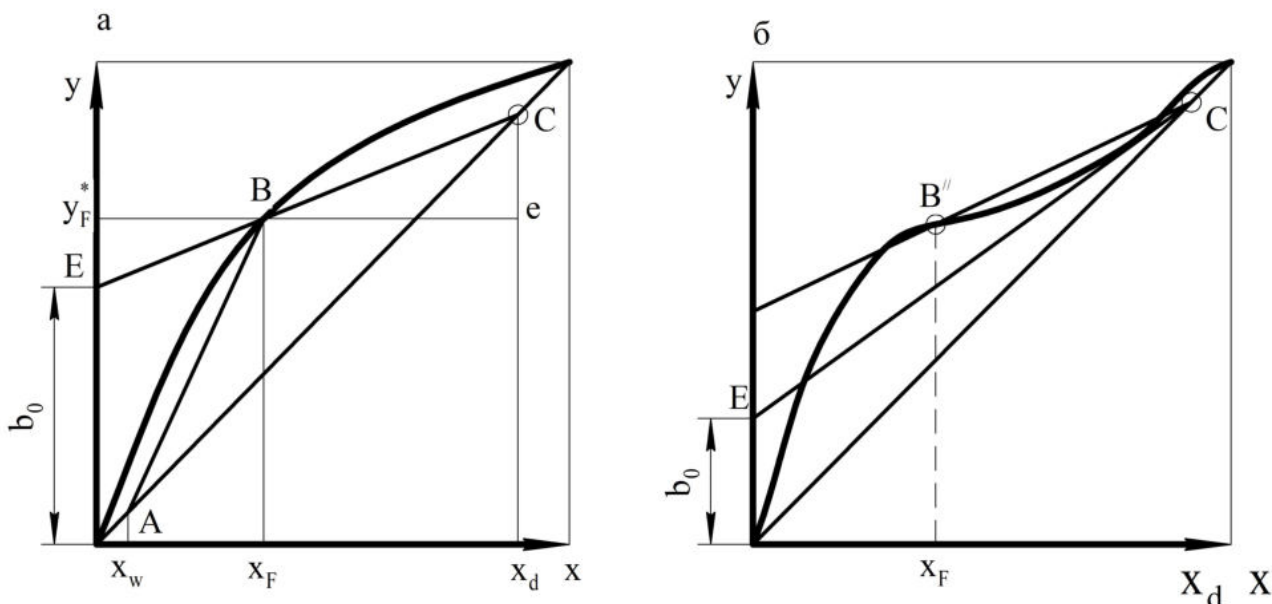


Рисунок 6.24 – Графічне визначення мінімального флегмового числа

Загальний вигляд залежності кількості теоретичних тарілок від флегмового числа наведено на рисунку 6.25 [4, 5]. Довільна точка (наприклад, 1 або 2) на такому графіку відповідає певним кількостям теоретичних тарілок і флегмовому числу.

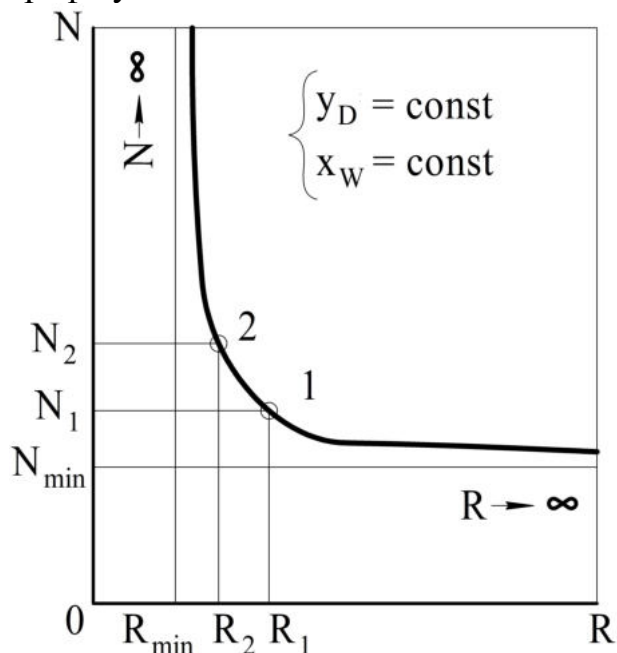


Рисунок 6.25 – Залежність кількості теоретичних тарілок у колоні від флегмового числа

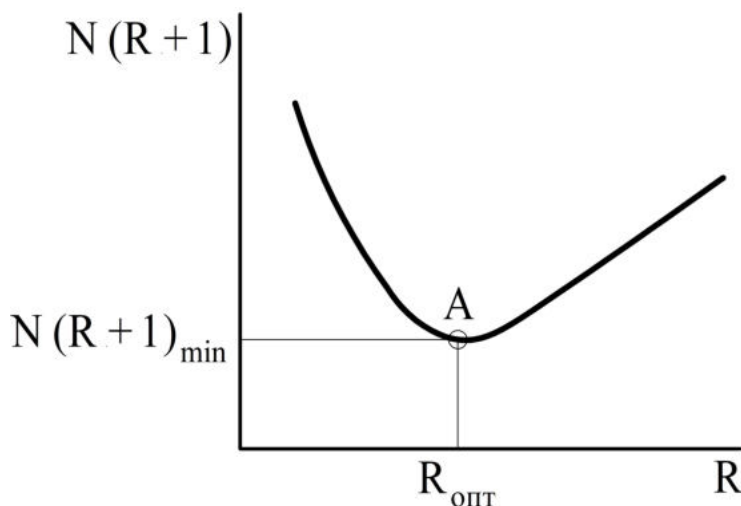


Рисунок 6.26 – Графічне визначення оптимального флегмового числа, що відповідає мінімальному об'єму колони

У режимі  $R \rightarrow \infty$  досягається максимальна рушійна сила процесу, і тому заданий ступінь розділення забезпечується мінімальною кількістю теоретичних тарілок.

Однак у режимі  $R \rightarrow \infty$  випаровується максимальна кількість рідини в кубі колони та конденсується максимальна кількість пари в конденсаторі, отже, витрати гріючої пари і охолоджувального агента в цьому разі будуть найбільшими.

За  $R = R_{min}$  розділення можливе лише в колоні нескінченно великої висоти. У цьому разі витрати теплоти в кубі та конденсаторі, а також витрати гріючої пари й охолоджувального агента будуть найменшими.

Таким чином, зі збільшенням флегмового числа капітальні витрати, пов'язані з габаритами ректифікаційної колони (точніше, з амортизаційними відрахуваннями, що залежать і від нормативного терміну її функціонування), зменшуються, а експлуатаційні витрати (їх основну частину становлять енерговитрати) зростають.

У зв'язку з цим під час розрахунку ректифікаційної колони необхідно вибрати оптимальне флегмове число в межах  $R_{min} < R_{opt} \leq R = \infty$ , що забезпечувало б задані показники процесу за мінімальних капітальних та експлуатаційних витрат.

Оскільки витрата парів пропорційна величині  $R + 1$ , то величина  $R + 1$  пропорційна площі поперечного перерізу колони, а добуток кількості теоретичних тарілок  $N$  на  $R + 1$  пропорційний об'єму колони. Якщо побудувати залежність величин  $N \cdot (R + 1)$  від  $R$ , то одержимо криву з мінімумом у точці А, який і визначає величину оптимального флегмового числа  $R_{opt}$  (рис. 6.26), що відповідає мінімальному об'єму колони [5].

У практичних розрахунках для багатьох ректифікаційних колон робоче флегмове число часто визначають використовуючи наближені підходи.

Найбільш простий підхід базується на понятті про **коефіцієнт надлишку флегми**  $\beta = R/R_{min} = (1,2-2,5)$  [9, 18, 19, 27]. Якщо значення  $\beta$  прийняте, то робоче флегмове число розраховують як

$$R = \beta \cdot R_{min} \quad (6.26)$$

Останніми роками все частіше звертаються до розрахунку робочого флегмового числа, минаючи  $\beta$ . Так, наводяться [1, 9, 19] формули типу

$$R = (1 + k) \cdot R_{min} + k \quad (6.27)$$

з діапазонами значень  $k$ , а іноді – з числовими значеннями (зазвичай на рівні 0,3).

Більш обґрунтованим є визначення оптимального флегмового числа на основі розрахунку, сутність якого полягає в тому, щоб методом графічного інтегрування визначити число одиниць перенесення для верхньої та нижньої частин колони залежно від наперед заданих флегмових чисел і величини рушійної сили процесу [27]:

$$n_{oy} = \int_{y_w}^{y_d} \frac{dy}{y^* - y} \quad (6.28)$$

Для цього беруть різні значення коефіцієнтів надлишку флегми  $\beta$  і визначають за формулою (6.26) відповідні флегмові числа  $R$ . Далі для кожного флегмового числа, варіюючи значеннями  $x$  у діапазоні від  $x_w$  до  $x_d$ , визначають відповідні значення  $y$  (за рівняннями робочих ліній),  $y^*$  (за діаграмою  $y - x$ ) і локальних рушійних сил процесу  $y^* - y$ . Потім будують графік за координатами  $1/(y^* - y) - y$  (рис. 6.27), на якому площа, що знаходиться між отриманою кривою, віссю абсцис та ординатами  $y_w$  і  $y_d$ , чисельно дорівнює числу одиниць перенесення  $n_{oy}$ .

Визначені значення чисел одиниць перенесення використовують для визначення оптимального флегмового числа, яке залежно від поточних значень флегмових чисел знаходять з умови мінімального значення добутку  $n_{oy} \cdot (R + 1)$ . У цьому разі можна знайти лише орієнтовне значення робочого флегмового числа, оскільки в

даному випадку враховують практично лише капітальні вкладення [28].

Для визначення оптимального флегмового числа необхідно враховувати ще й експлуатаційні витрати на проведення процесу ректифікації.

Найбільш обґрунтованим є вибір оптимального флегмового числа на основі оцінювання зведених витрат, що враховують витрати на амортизацію ( $A$ ), ремонт ( $P$ ) та експлуатаційні витрати ( $E$ ) залежно від величини флегмового числа. Мінімум зведених витрат відповідає оптимальному флегмовому числу (рис. 6.28) [19, 27].

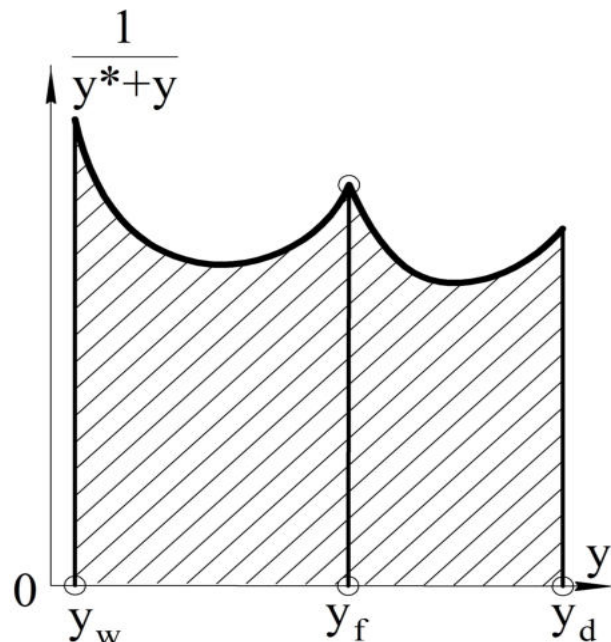


Рисунок 6.27 – Визначення числа одиниць перенесення методом графічного інтегрування

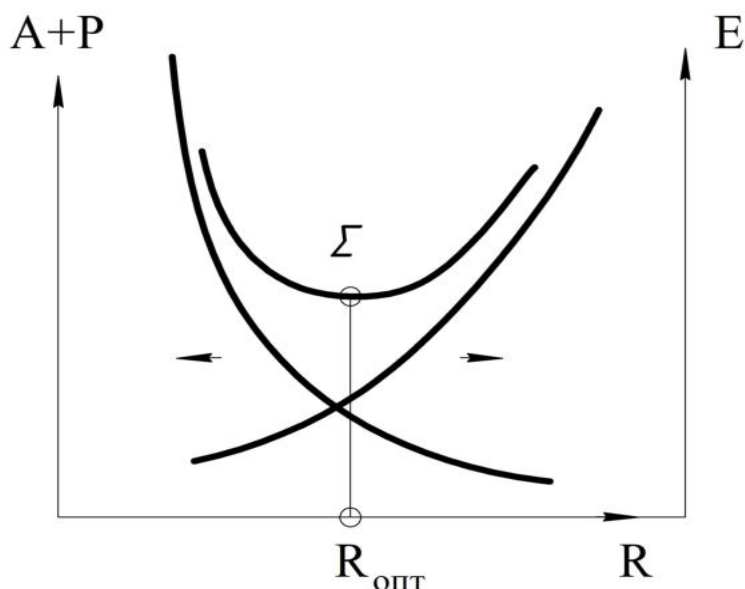


Рисунок 6.28 – Визначення найбільш економічного значення флегмового числа

Далі на основі оптимального флегмового числа визначають масові та об'ємні витрати взаємодіючих фаз і виконують розрахунки теплових балансів колони.

#### 6.4. Гідродинаміка тарілчастих ректифікаційних колон

У ректифікаційних тарілчастих колонах із переливними тарілками гідродинаміка характеризується барботажем пари через шар рідини на контактних елементах тарілки. Під час барботажу частина пари внаслідок тертя розпорошується в рідині, утворюючи піну, а частина рідини захоплюється паром у вигляді бризок. Водночас простір над шаром рідини на тарілці заповнюється піною і бризками, що створюють розвинену поверхню зіткнення фаз. Двофазова парорідинна система, що утворюється на тарілці, складається по висоті з чотирьох зон (рис. 6.29): небарботованої рідини (зона I); недеформованих струменів (зона II); деформованих струменів – піни (зона III); парового простору із завислими краплями рідини (зона IV).

Зона небарботованої рідини I утворюється між полотном тарілки і нижньою межею відкритих прорізів. Безпосередньо через цей шар рідини пара не проходить, тому масообмін у цій зоні малоефективний.

До зони недеформованих струменів II відносять частину простору між ковпачками від місця виходу парових струменів із прорізів ковпачків до місця зіткнення струменів, що виходять із двох суміжних ковпачків. У цій зоні поверхня контакту фаз обумовлена в основному поверхнею струменів.

Для зони піни III характерні найбільш розвинена поверхня контакту і найбільш ефективний масообмін. Висота зони піни зростає зі збільшенням шару рідини

на тарілці та швидкості потоку парів. Висота шару піни на тарілці залежить від фізичних властивостей рідини, що характеризують її здатність до піноутворення.

У міжтарілчастий сепараційний простір IV разом із потоком парів потрапляють краплі рідини різних розмірів. Поверхня контакту фаз у сепараційному просторі барботажних тарілок в основному визначається поверхнею крапель рідини, внесок якої в масообмін незначний.

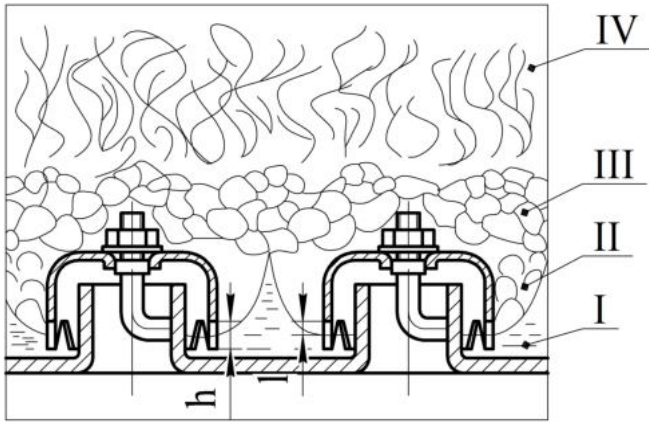


Рисунок 6.29 – Схема барботажу пари в зоні контакту на тарілці з круглими ковпачками

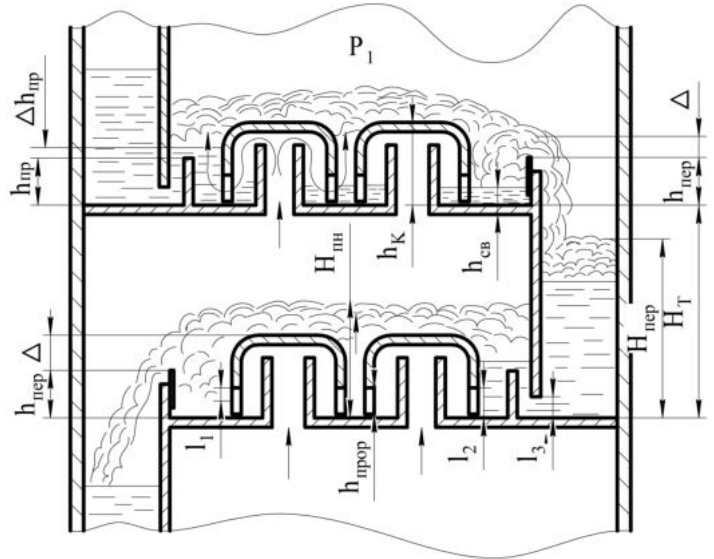


Рисунок 6.30 – Схема колони з ковпачковими тарілками:

$h_{np}$  – висота приймальної перегородки;  $\Delta h_{np}$  – висота шару рідини над приймальною перегородкою;  $h_k$  – висота ковпачка;  $h_{св}$  – висота шару світлої рідини;  $h_{пер}$  – висота переливу;  $\Delta$  – висота шару рідини над переливом;  $H_m$  – відстань між тарілками;  $H_{пер}$  – висота шару спіненої рідини в переливному пристрої;  $H_{пн}$  – висота шару піни на тарілці;  $h_{прор}$  – висота прорізу;  $l$  – відкриття прорізу

Ефективність тарілок будь-яких конструкцій значною мірою залежить від гідродинамічних режимів їх роботи. Залежно від швидкості пари і щільності зрошення розрізняють такі режими роботи барботажних тарілок:

1) режим нерівномірної роботи, що спостерігається за малих швидкостей пари у вільному перерізі колони  $w < 0,5$  м/с. У ковпачкових тарілках прорізи ковпачків за такої швидкості пари неповністю відкриті, має місце бульбашковий режим барботажу. В ситчастих тарілках рідина провалюється через отвори і не встигає накопичуватися на тарілках;

2) режим рівномірної роботи, що настає в разі подальшого збільшення швидкості пари (до 1 м/с). У цьому разі виникає так званий пінний режим барботажу. Рівномірний режим роботи ковпачкових тарілок характеризується повним розкриттям прорізів усіх ковпачків і струминним рухом пари через рідину. В ситчастих тарілках витікання пари в рідину відбувається через усі отвори;

3) режим парових струменів і бризок, що спостерігається в разі підвищення швидкості пари більше ніж 1 м/с. У цьому разі пара рухається через рідину у вигляді струменів (факелів), що виходять на поверхню піни, причому піна руйнується. У результаті над піною з'являється велика кількість бризок;

4) у разі подальшого збільшення швидкості пари спостерігається інжекційний режим: рідина захоплюється паром, що виходить з отворів, і значною мірою виноситься з нею у вигляді бризок.

Перехід від одного режиму до іншого відбувається поступово. Загальні методи розрахунку меж гідродинамічних режимів (критичних точок) для барботажних тарілок відсутні. Тому зазвичай розраховують швидкість пари, що відповідає нижній та



верхній межах роботи тарілки, і потім вибирають робочу швидкість пари.

Барботажа пари через прорізи ковпачка починається тоді, коли відкриття прорізу  $l_1$  (рис. 6.30) перевищує величину  $l_0$  її початкового відкриття, яка для прямокутного прорізу може бути розрахована за формулою [19]:

$$l_0 = \left( \frac{3,05}{b} + 1,74 \right) \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_x - \rho_y) \cdot g}}, \quad (6.29)$$

де  $b$  – ширина прорізу, мм;  $\sigma$  – поверхневий натяг на межі рідини з паром, Н/м;  $\rho_x, \rho_y$  – густина рідини та пари відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість пари, за якої відбудеться повне відкриття прорізу ковпачка [19]:

$$w_{min} = 2,95 \cdot \alpha \cdot \left( 1 - \frac{l_0}{h_{nrop}} \right) \cdot \sqrt{\frac{(h_{nrop} - l_0) \cdot (\rho_x - \rho_y)}{\rho_y}}, \quad (6.30)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт витрати, який за дослідними даними беруть таким, що дорівнює 0,88.

Для визначення швидкості пари у вільному перерізі колони, що відповідає початку режиму рівномірної роботи ковпачкової тарілки, застосовують також формулу

$$w_{min} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{g}{\zeta_k} \cdot \frac{\rho_x}{\rho_y} \cdot h_{nrop}}, \quad (6.31)$$

де  $\varphi$  – відношення площі поперечного перерізу всіх прорізів на всіх ковпачках до площі поперечного вільного перерізу колони;  $\zeta_k$  – коефіцієнт гідравлічного опору для ковпачкових тарілок,  $\zeta_k = 4,5-5$ .

Гранично допустиму швидкість пари у вільному перерізі колони за рівномірного режиму роботи ковпачкової тарілки можна визначити за формулою [2, 9, 19]:

$$w_{max} = \frac{0,0155}{d_k^{0,67}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_x}{\rho_y} \cdot (H_m - h_k)}, \quad (6.32)$$

де  $d_k$  – діаметр ковпачка, м;  $h_k$  – висота ковпачка, м;  $H_m$  – відстань між тарілками, м.

Значення граничної швидкості  $w_{max}$  наближено можна визначити за графіком на рисунку 6.31 [18, 19] залежно від відстані  $H_m$  між тарілками та відношення густин пари й рідини  $\rho_y/\rho_x$ . Графік складено для тарілок із круглими ковпачками. Для тарілок інших конструкцій значення  $w_{max}$ , визначені за графіком, потрібно помножити на поправковий коефіцієнт  $\varphi$ : для тарілок із прямокутними ковпачками  $\varphi = 0,7$ , для ситчастих тарілок  $\varphi = 1,35$ , для провальних тарілок  $\varphi = 1,5$ .

Для ситчастих тарілок швидкість пари, за якої починають працювати всі отвори, знаходять із рівняння [18]:

$$w_{min} = 0,67 \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{g}{\zeta_c} \cdot \frac{\rho_x}{\rho_y} \cdot H_{nn}}, \quad (6.33)$$

де  $f_c$  – вільний переріз тарілки (див. табл. Б.16);  $H_{nn}$  – висота шару піни на тарілці, м;  $\zeta_c$  – коефіцієнт гідравлічного опору для ситчастих тарілок,  $\zeta_c = 1,4-2,0$ .

Граничну швидкість пари за рівномірного режиму роботи колони із ситчастими тарілками можна визначити за формулою [2, 9, 19]:

$$w_{max} = 0,05 \cdot \sqrt{\frac{\rho_x}{\rho_y}}. \quad (6.34)$$

Для розрахунку граничної швидкості пари в тарілчастих колонах хімічних виробництв рекомендують [1, 9, 27] використовувати формулу



$$w_{max} = C \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}, \quad (6.35)$$

де  $C$  – коефіцієнт, що залежить від типу тарілок та відстані між ними (рис. 6.32).

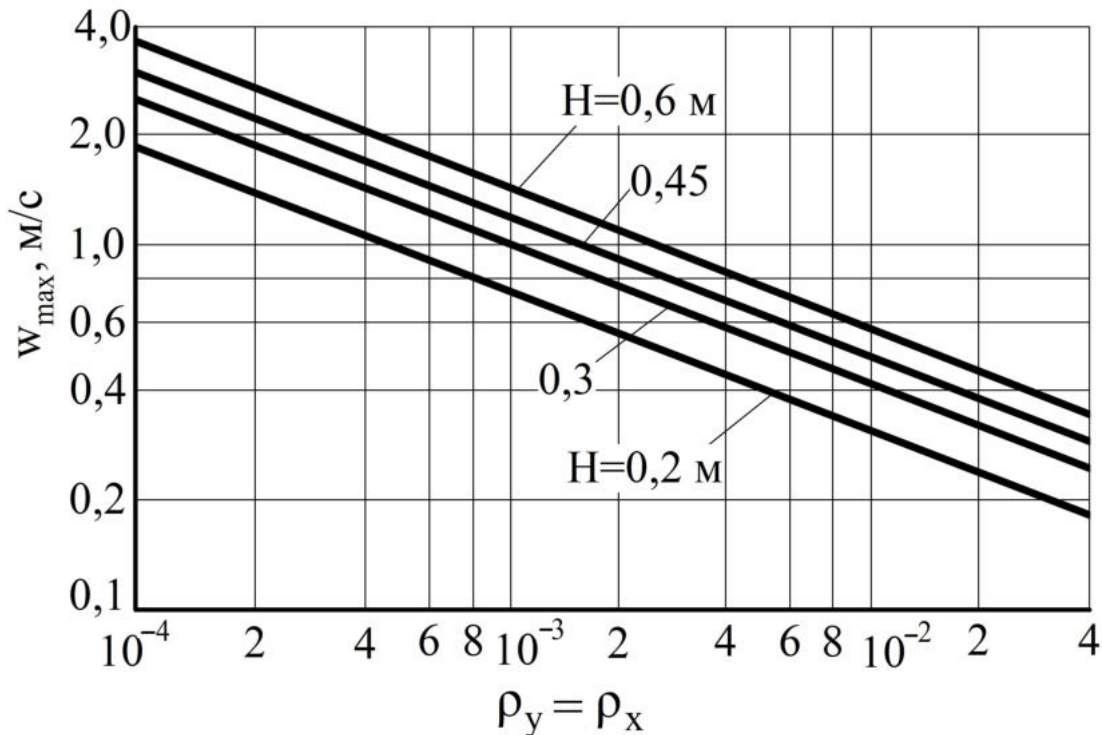


Рисунок 6.31 – Графік для визначення граничної швидкості  $w_{max}$  у вільному перерізі за різної відстані  $H$  між ковпачковими тарілками

Для визначення граничної швидкості пари в тарілчастих колонах нафтогазо-переробних виробництв запропоновано багато емпіричних рівнянь, серед яких найбільшого поширення набула формула [4, 5, 27, 34]:

$$w_{max} = 8,47 \cdot 10^{-5} \cdot C_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}, \quad (6.36)$$

де  $C_{max}$  – коефіцієнт, величина якого залежить від конструкції тарілок, відстані між ними, масової витрати рідини та її поверхневого натягу.

Значення коефіцієнта  $C_{max}$  можна визначити за рівнянням

$$C_{max} = K_1 \cdot K_2 \cdot C - K_3 \cdot (\lambda - 35). \quad (6.37)$$

Коефіцієнти  $K_1$  і  $K_3$  визначають залежно від конструкції тарілки, вони мають такі значення:

Тарілка	$K_1$	$K_3$
Ковпачкова, з S-подібних елементів.....	1	4
Клапанна.....	1,15	4
Струминна.....	1,2	5
Ситчаста.....	1,2	4
Ситчаста з відбійними елементами.....	1,4	4

Коефіцієнт  $K_2$  залежить від призначення колони і має такі значення: для атмосферних колон  $K_2 = 1$ ; для вакуумних колон із промивним сепаратором у живильній секції  $K_2 = 1$  (без сепаратора  $K_2 = 0,9$ ); під час ректифікації пінливих і високов'язких рідин  $K_2 = 0,6$ ; для абсорберів  $K_2 = 1$ ; для десорберів  $K_2 = 1,13$ .

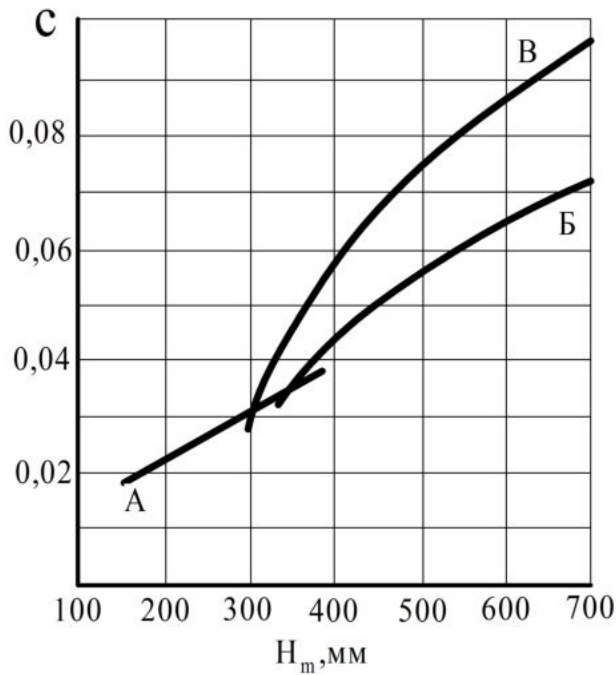


Рисунок 6.32 – Значення коефіцієнта  $C$  у рівнянні (6.35):

А, Б – ковпачкові тарілки з круглими ковпачками; В – ситчасті тарілки

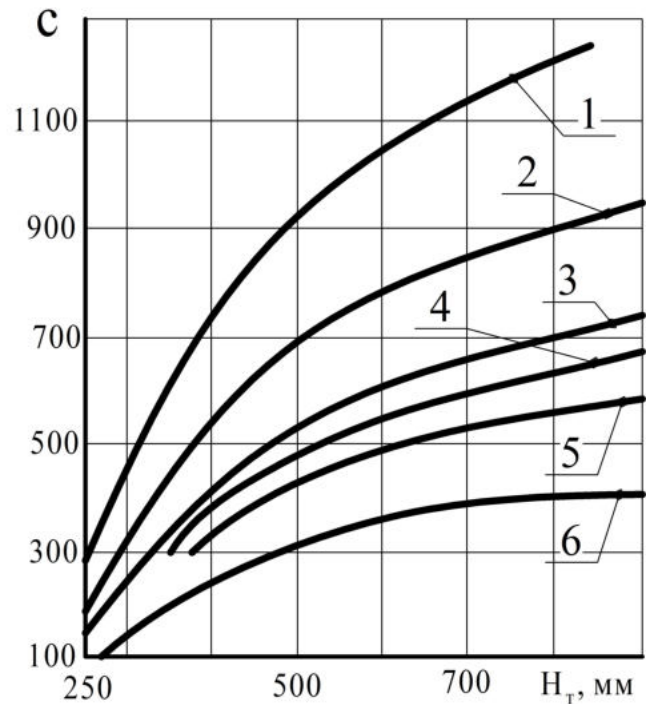


Рисунок 6.33 – Графік для визначення коефіцієнта  $C$  у рівнянні (6.37) під час розрахунку швидкості газу та пари в колонних апаратах:

1 – крива нормальних робочих навантажень для ситчастих, каскадних, клапанних і решітчастих тарілок;

2 – крива нормальних робочих навантажень для ковпачкових тарілок; 3 – для вакуумних колон, що працюють без уведення водяної пари; 4 – для десорберів абсорбційних установок і вакуумних колон з уведенням водяної пари; 5 – для абсорберів; 6 – для колон, у яких за високих температур може мати місце спіннення продуктів, а також для високов'язких рідин

Коефіцієнт  $C$  визначають за графіком на рисунку 6.33; за значень поверхневого натягу рідини  $\sigma < 20 \cdot 10^{-3}$  Н/м вводять поправку за рівнянням

$$C = C_{20} \cdot 4 \sqrt[4]{\frac{\sigma}{20 \cdot 10^{-3}}}, \quad (6.38)$$

у якому коефіцієнт  $C_{20}$  визначають за графіком на рисунку 6.33.

Значення коефіцієнта  $\lambda$  у рівнянні (6.37), що враховує вплив рідинного навантаження на продуктивність колони, розраховують за рівнянням

$$\lambda = \frac{0,655 \cdot L_x}{\rho_x} \cdot \sqrt{\frac{K_1 \cdot C}{V_p}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}, \quad (6.39)$$

де  $L_x$  – масова витрата рідини, кг/год;  $V_p$  – витрата парів, м<sup>3</sup>/год.

Робочу швидкість пари в масообмінній тарілчастій колоні зазвичай беруть в інтервалі  $w = (0,8-0,9) \cdot w_{max}$ .

Провальні тарілки можуть працювати в певному діапазоні швидкостей пари у вільному перерізі колони. За дуже малих швидкостей пари ( $w < w_{min}$ ) рідина повністю протікає через отвори. У разі підвищення швидкості пари ( $w_{min} \leq w \leq w_{max}$ ) рідина починає затримуватися на тарілці, й відбувається барботаж пари з утворенням піни. Під час барботажу на провальних тарілках пара рухається пульсуючим потоком через частину отворів, через інші отвори протікає рідина. У цьому разі пара і рідина поперемінно проходять через одні й ті самі отвори. За значного підвищення швидкості пари ( $w > w_{max}$ ) починається затоплення апарата.

Таким чином, на провальних тарілках, як і на тарілках інших типів, зазвичай спостерігаються три режими роботи. Перехід від одного режиму до іншого описується рівнянням [2, 9, 18, 19]:

$$\lg \left( \frac{w^2}{g \cdot d_e \cdot f_c^2} \cdot \frac{\rho_y}{\rho_x} \cdot \left( \frac{\mu_x}{\mu_6} \right)^{0,16} \right) = \lg B - 1,74 \cdot \left( \frac{L_x}{G_p} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,125}, \quad (6.40)$$

де  $d_e$  – еквівалентний діаметр отворів або щілин, м;  $\mu_x$  – динамічна в'язкість рідини, Па · с;  $\mu_6$  – динамічна в'язкість води за  $t$  20 °С, Па · с;  $G_p$  – масова витрата парів, кг/с.

Стійка робота в колонах із провальними тарілками знаходиться в межах таких значень величини  $B$ :

Тарілка	Перехід від нерівномірного до рівномірного режиму	Перехід до режиму парових струменів
Решітчаста, дірчаста	2,95	10
Трубчаста	4	16

### 6.5. Парове навантаження і діаметр ректифікаційної колони.

#### Гідралічний розрахунок масообмінних тарілок

Розрахунок матеріального балансу ректифікаційної колони і робочого флегмового числа дає можливість визначити внутрішні матеріальні потоки в колоні, а саме:

– витрату флегми  $L = G_d \cdot R;$  (6.41)

– витрату рідини у верхній частині колони  $L'_x = L;$  (6.42)

– витрату рідини в нижній частині колони  $L''_x = L + G_f;$  (6.43)

– витрату парів  $G_p = L + G_d = G_d \cdot (R + 1).$  (6.44)

Діаметр тарілчастої колони, так само як і насадкової, визначається з рівняння об'ємної витрати суцільної фази залежно від допустимої швидкості пари  $w$  та її максимальної об'ємної витрати  $V_p$  за рівнянням (5.44). Під час розрахунку діаметра ректифікаційної колони об'ємну витрату пари визначають за залежністю

$$V_p = \frac{G_p}{\rho_y} = \frac{G_d \cdot (R + 1)}{\rho_y}. \quad (6.45)$$

Під час підбору діаметра повинні бути задоволені такі умови: 1) швидкості фаз повинні бути менші від швидкостей, за яких настає затоплення колони; 2) гідродинамічні умови в колоні повинні бути такими, щоб її масообмінна ефективність була близькою до оптимальної; 3) повинні задовольнятися вимоги чинних стандартів.

У ректифікаційних колонах витрати і властивості фаз зазнають значних змін щодо висоти. Тому розрахунок діаметра для зміцнювальної та вичерпної частин колони проводять окремо. Іноді верхню й нижню частини ректифікаційної колони доводиться проектувати з різними діаметрами або з різними відстанями між тарілками [2].

Якщо парове навантаження колони виражене в кг/год, то з урахуванням формули (6.36) рівняння витрати парів можна записати таким чином [4, 5, 16, 21, 25]:

$$G_p = V_p \cdot \rho_y = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot 3600 \cdot 8,47 \cdot 10^{-5} \cdot C_{max} \cdot \sqrt{\rho_y \cdot (\rho_x - \rho_y)}, \quad (6.46)$$

з якого одержано рівняння для розрахунку діаметра колони:

$$D_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{G_p}{C_{max} \cdot \sqrt{\rho_y \cdot (\rho_x - \rho_y)}}}. \quad (6.47)$$

Для перерізів колон, що працюють із великими рідинними навантаженнями (відгінні частини колон, тарілки в зоні циркуляційного зрошення, абсорбери тощо), діаметр колони визначають за рівнянням

$$D_k = \frac{\frac{L_x}{2 \cdot \rho_x} + \sqrt{(K_0 \cdot C_{max} + 35) \cdot \frac{G_p}{\sqrt{\rho_y \cdot (\rho_x - \rho_y)}}}}{K_0 \cdot C_{max} + 35} \quad (6.48)$$

Коефіцієнт  $K_0$ , що залежить від конструкції тарілки, за максимальної робочої швидкості парів у колоні має такі значення для:

тарілки з тунельними ковпачками.....	0,20;
тарілки з капсульними ковпачками та з S-подібних елементів.....	0,25;
клапанної прямооточійної тарілки та з S-подібних елементів із відбійниками	0,30;
струминної тарілки з вертикальними перегородками.....	0,35

Розрахований за наведеними формулами діаметр колони округлюють до стандартного діаметра  $D_k$  циліндричних обичайок (див. табл. 5.4) та уточнюють фактичну робочу швидкість пари в апараті  $w_y$  за формулою (5.45).

Правильність взяття числового значення діаметра колони повинна підтвердитися гідравлічним розрахунком тарілок, що визначається необхідними значеннями таких показників: опір тарілки потоку пари, швидкість пари в отворах тарілки, відсутність провалу рідини, винесення рідини, висота шару піни, градієнт рівня рідини на тарілці, відсутність захлинання, параметри переливних пристроїв.

Повний *гідравлічний опір* барботажною тарілки (рис. 6.34) дорівнює сумі таких трьох складових: опору сухої тарілки  $\Delta P_1$ ; опору шару рідини на тарілці  $\Delta P_2$ ; опору  $\Delta P_3$ , пов'язаного з подоланням сил поверхневого натягу на межі пара – рідина при виході пари з отворів тарілки в рідину. Таким чином [2, 4, 5, 9, 16, 19, 28],

$$\Delta P_m = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3. \quad (6.49)$$

Опір сухої тарілки визначають за рівнянням

$$\Delta P_1 = \zeta \cdot \frac{\rho_y \cdot w_y^2}{2 \cdot f_c^2} = \zeta \cdot \frac{\rho_y \cdot w_{0y}^2}{2}, \quad (6.50)$$

де  $w_{0y}$  – швидкість пари в отворах тарілки (прорізах ковпачка, щілинах та інших елементах тарілки, через які проходить пара),  $w_{0y} = w_y/f_c$ .

Оскільки коефіцієнт гідравлічного опору сухої тарілки  $\zeta$  залежить від конфігурації та співвідношення розмірів різних перерізів парових каналів, одержані експериментально величини  $\zeta$  не завжди можуть бути безпосередньо використані для інших модифікацій однотипних конструкцій тарілок. У таблиці 6.1 наведені середні величини коефіцієнта  $\zeta$  для деяких типів тарілок.

Опір шару рідини на тарілці визначають за формулою [4, 5, 16]:

$$\Delta P_2 = K_2 \cdot g \cdot \rho_x \cdot h_x, \quad (6.51)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт аерації рідини під час барботажу, що залежить від типу тарілки та властивостей парорідинної системи;  $h_x$  – глибина шару рідини, що барботує, м.

Для ковпачкових тарілок рівняння (6.51) зводять до такого вигляду:

$$\Delta P_2 = g \cdot \rho_x \cdot (l_c + h_0 + h_{0w} + \Delta/2), \quad (6.52)$$

де  $l_c$  – глибина занурення в рідину центра ваги відкритої частини прорізу ковпачка;  $h_0$  – відстань від верхньої частини прорізу ковпачка до кромки зливної перегородки;  $h_{0w}$  – підпір рідини над зливом;  $\Delta$  – градієнт рівня рідини на тарілці.

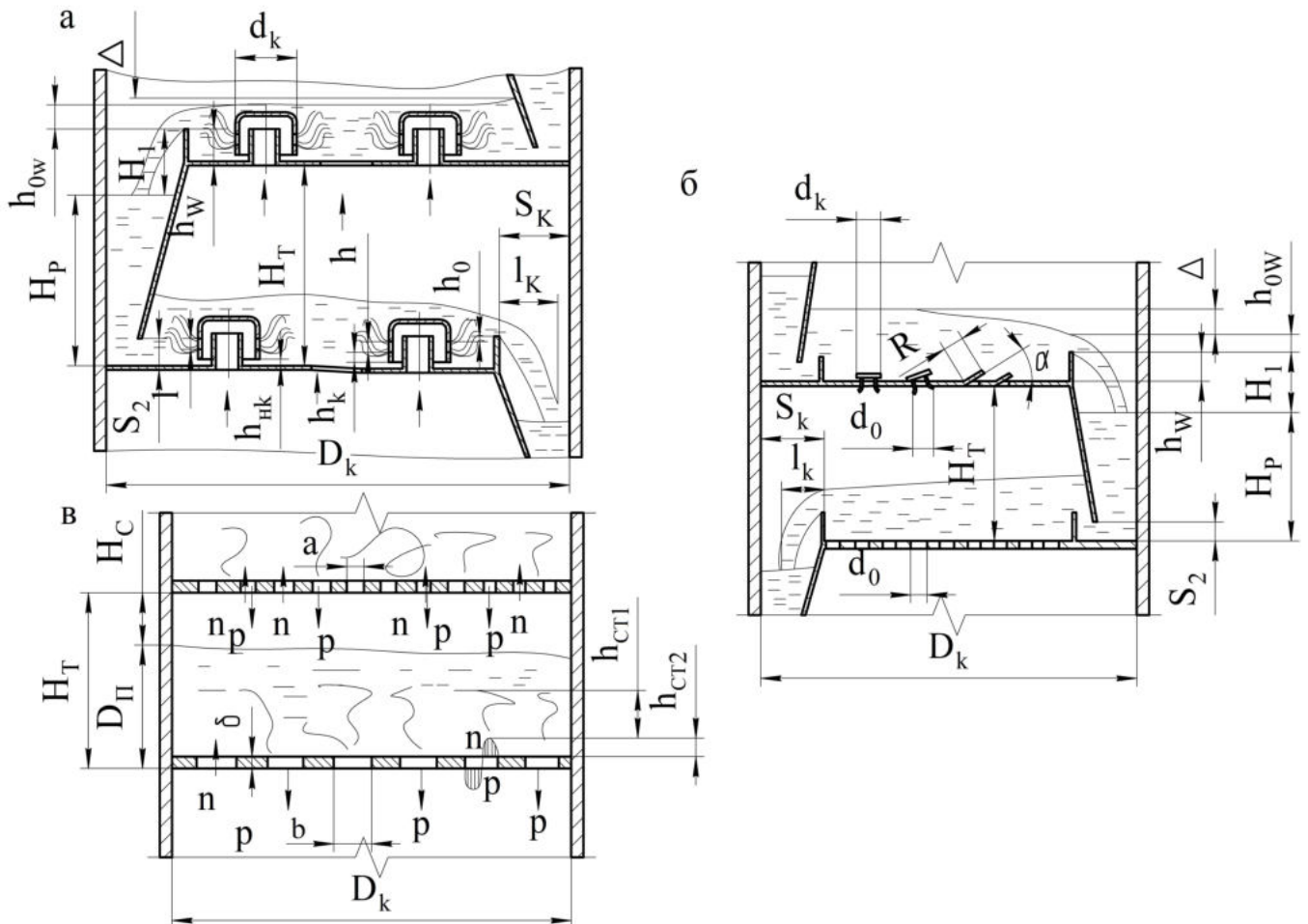


Рисунок 6.34 – Схеми для гідравлічного розрахунку тарілок: а – ковпачкової; б – клапанної, ситчастої, струминної; в – провальної

Таблиця 6.1 – Середні коефіцієнти гідравлічного опору сухих тарілок

Конструкція тарілки	Значення $\zeta$	Номер посилання
Ковпачкова: з капсульними ковпачками; з тунельними ковпачками	4,5–5	[9, 18, 19]
	4,5–7,5	[4, 5, 16]
	4,6–5,1	[4, 16]
Із S-подібних елементів (для швидкості в патрубках)	20	[4, 5, 16]
Ситчаста при вільному перерізі $f_c$ :	0,03–0,05;	1,95–2
	0,05–0,10;	1,82
	0,15–0,20	1,4–1,5
Клапанна при повністю відкритих клапанах	3,63	[2, 4, 16]
Струминна: без перегородок; з перегородками	1,8	[4, 5, 16]
	2,35–2,9	[4, 5, 16]
Провальна: дірчаста; решітчаста; трубчаста	2,1	[9, 18, 19]
	1,4–1,5	[2, 9, 18, 19]
	0,9–1	[9, 18, 19]

Для безковпачкових тарілок (із S-подібних елементів, клапанних, ситчастих, струминних та інших) величиною градієнта рівня рідини на тарілці зазвичай нехтують і  $\Delta P_2$  визначають за рівнянням:

$$\Delta P_2 = K_2 \cdot g \cdot \rho_x \cdot (h_w + h_{ow}), \quad (6.53)$$

в якому коефіцієнт аерації  $K_2 = 0,5-0,66$ .

Опір стовпа рідини на тарілці може бути визначений також за формулами [9]:

1) для ковпачкових тарілок за повного відкриття прорізів:

$$\Delta P_2 = 1,3 \cdot k \cdot g \cdot \rho_x \cdot (l + h_0/2 + h_{0w}); \quad (6.54)$$

2) для ситчастих тарілок:

$$\Delta P_2 = 1,3 \cdot k \cdot g \cdot \rho_x \cdot (h_w + h_{0w}), \quad (6.55)$$

де  $k$  – відношення густини піни до густини чистої рідини (в розрахунках беруть  $k = 0,5$ );  $l$  – висота прорізу;  $h_w$  – висота зливного порога.

Висота рівня рідини над зливним порогом визначається за формулою

$$h_{0w} = \left( \frac{V_x}{1,85 \cdot B \cdot k} \right)^{2/3}, \quad (6.56)$$

де  $V_x$  – об'ємна витрата рідини, м<sup>3</sup>/с;  $B$  – периметр зливної перегородки, м.

Опір  $\Delta P_3$ , пов'язаний із дією сил поверхневого натягу, визначають за рівнянням

$$\Delta P_3 = \frac{4 \cdot \sigma}{d_e}, \quad (6.57)$$

де  $\sigma$  – поверхневий натяг рідини, Н/м;  $d_e$  – еквівалентний діаметр отворів, через які пара виходить у рідину, м (для ковпачкових тарілок  $d_e$  – еквівалентний діаметр прорізу в ковпачку,  $d_e = 2 \cdot l \cdot b / (l + b)$ ;  $b$  – ширина прорізу; для ситчастих та провальних дірчастих тарілок  $d_e$  – діаметр отворів,  $d_e = d_0$ ; для провальних решітчастих тарілок  $d_e$  – еквівалентний діаметр щілин,  $d_e = 2 \cdot a$ ;  $a$  – ширина щілини).

Для безковпачкових тарілок із переливними пристроями (ситчастих, клапанних, струминних та інших) і розміщенням пристроїв для введення пари в рідину під рівнем рідини і практично в одній площині з полотном тарілки необхідно виконувати розрахунок мінімальної швидкості пари в отворах  $w_{0ymin}$ , що забезпечує відсутність провалу рідини на нижчерозміщену тарілку. Фактична швидкість пари в отворах тарілки  $w_{0y}$  повинна бути більшою ніж  $w_{0ymin}$  за всіх робочих режимів колони. Порушення цієї умови призводить до витікання на нижчерозміщену тарілку значної кількості рідини без контактування з паром, в результаті цього істотно знижується ефективність роботи тарілки.

Для розрахунку мінімальної швидкості пари в отворах тарілки запропоновано [5, 16, 19, 29, 34] ряд рівнянь. Деякі з них наведено в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Рівняння для розрахунку мінімальної швидкості пари в отворах для безпровального режиму роботи барботажних тарілок

Тарілка	Розрахункове рівняння
З тунельними ковпачками	$w_{0ymin} = 18,9 \cdot 10^{-5} \cdot V_x \cdot n_k \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}} \quad (6.58)$
Із S-подібних елементів	$w_{0ymin} = \frac{C_{min}}{f_c} \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}, \quad (6.59)$ $C_{min} = 5,75 \cdot 10^{-3} \cdot (7 - V_x/n_p) \text{ при } V_x/n_p \leq 4,7,$ $C_{min} = 1,32 \cdot 10^{-2} \text{ при } V_x/n_p > 4,7$
Ситчаста, клапанна, струминна	$w_{0ymin} = \left( 1 - \frac{V_x/S_0}{0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (h_w + h_{0w})}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_x \cdot g \cdot (h_w + h_{0w}) - \Delta P_3}{(\zeta + 0,5) \cdot \rho_y}} \quad (6.60)$



Продовження таблиці 6.2

Ситчаста	$w_{0ymin} = \frac{100}{\zeta \cdot \sqrt{\rho_y}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - 0,002 \cdot \zeta \cdot (\rho_x \cdot g \cdot (h_w + h_{0w}) + \Delta P_3 + 63)}\right)$ (6.61)
Клапанна	$w_{0ymin} = \frac{5}{\sqrt{\rho_y}}$ (6.62)
Баластна	$w_{0ymin} = 0,0915 \cdot \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}$ (6.63)
У рівняннях (6.58)–(6.63) позначено: $V_x$ – об’ємна витрата рідини, м <sup>3</sup> /с; $n_k$ – число ковпачків на тарілці; $n_p$ – число парових патрубків на один потік рідини; $S_0$ – площа вільного перерізу отворів, через які пара виходить у рідину, м <sup>2</sup> .	

Подальшу перевірку працездатності тарілок проводять за допустимою величиною міжтарілчастого винесення рідини і пропускною здатністю переливного пристрою.

Явище *бризковинесення* в тарілчастих апаратах виявляється завжди. У разі розриву бульбашок, що виходять на поверхню барботажного шару, паровим потоком захоплюються утворюванні краплі рідини. Ці краплі, потрапляючи на вищерозміщену тарілку, знижують на ній рушійну силу процесу масопередачі та збільшують навантаження на зливні пристрої. Явище бризковинесення є однією з основних причин, що обмежують можливість інтенсифікації тарілчастих апаратів.

Величина міжтарілчастого винесення рідини різко зростає зі збільшенням швидкості пари в колоні та зниженням висоти сепараційного простору. У літературі [5, 16, 34] наведено рівняння, що пов’язує міжтарілчасте винесення рідини, швидкість пари в колоні та відстань між тарілками:

$$e = A \cdot \frac{(w_y / m_w)^{3,7}}{\psi^2 \cdot H_m^a} \cdot m \cdot k, \quad (6.64)$$

де  $e$  – відносне винесення рідини парою, кг/кг;  $w_y$  – швидкість парів у вільному перерізі колони, що дорівнює повному її перерізу за вирахуванням перерізу переливних пристроїв, м/с;  $\psi$  – частка дзеркала барботажу (для круглих ковпачків  $\psi = 0,4$ – $0,6$ ; для тунельних ковпачків  $\psi = 0,25$ – $0,4$ ; для S-подібних елементів  $\psi = 0,3$ – $0,6$ ; для клапанних тарілок  $\psi = 0,6$ – $0,8$ ; для ситчастих тарілок  $\psi = 0,8$ – $0,9$ );  $H_m$  – відстань між тарілками, мм;  $A$  і  $a$  – коефіцієнти, що залежать від міжтарілчастої відстані (за  $H_m < 400$  мм  $A = 9,48 \cdot 10^7$  і  $a = 4,36$ ; за  $H_m \geq 400$  мм  $A = 0,159$  і  $a = 0,95$ );  $k$  – коефіцієнт, що враховує глибину барботажу,  $k = 52,1 \cdot (h_0 + h_{0w} + 1) - 1,72$ ;  $m_w$  і  $m$  – коефіцієнти, що враховують вплив фізичних властивостей рідкої та парової фаз на винесення і визначаються за рівняннями:

$$m_w = \left(\frac{\rho'_y}{\rho_y}\right)^{0,286} \cdot \left(\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho'_x - \rho'_y}\right)^{0,714} \cdot \left(\frac{\mu'_y}{\mu_y}\right)^{0,429}, \quad m = \left(\frac{\sigma'}{\sigma} \cdot \frac{\rho_x - \rho_y}{\rho'_x - \rho'_y}\right)^{1,1},$$

$\sigma$ ,  $\rho_x$  – відповідно поверхневий натяг рідини та її густина;  $\rho_y$ ,  $\mu_y$  – відповідно густина парів та їх в’язкість; величини зі штрихом належать до системи «повітря – вода» за температури 20 °С і атмосферного тиску.

Для розрахунку відносного міжтарілчастого винесення рідини залежно від висоти сепараційного простору  $H_c$  запропоновано [2, 16, 19, 28] інші рівняння. Деякі з них наведено в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Рівняння для розрахунку величини міжтарілчастого винесення рідини

Тарілка	Розрахункове рівняння
Ковпачкова, ситчаста	$e = (A \cdot w_y^2 - 1)^2 \cdot B, \quad (6.65)$ $A = \left(\frac{80}{\psi}\right)^2 \cdot \frac{\rho_y}{2 \cdot g \cdot \rho_x \cdot H_c}, \quad B = \frac{0,2 \cdot \sqrt{H_c \cdot h_w}}{\rho_y \cdot w_y}, \quad H_c = H_m - h_w$
Ситчаста	$e = 0,765 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{\sigma'}{\sigma}\right) \cdot \left(\frac{w_y}{H_c}\right)^{3,2}, \quad H_c = H_m - 2,5 \cdot (h_w + h_{0w}) \quad (6.66)$
Провальна	$e = 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{w_y}{H_c \cdot m_w}\right)^{2,56} \cdot m, \quad H_c = H_m - H_{nn} \quad (6.67)$
Клапанна	$e = 0,65 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{w_y^{2,15}}{H_c^{2,5}}, \quad H_c = H_m - H_{nn} \quad (6.68)$

Беручи допустиме бризковинесення 0,1 кг рідини на 1 кг пари, з рівнянь (6.65)–(6.68) визначають висоту сепараційного простору для тієї чи іншої тарілки.

Відстань між тарілками беруть рівною або дещо більшою від суми висот барботажного шару (піни) і сепараційного простору:

$$H_m \geq H_{nn} + H_c. \quad (6.69)$$

Відстань між тарілками сталевих колонних апаратів вибирають із ряду (в мм): 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1 000, 1 200.

Висоту піни на провальних тарілках розраховують [5, 16, 34] за рівнянням

$$H_{nn} = \frac{\Delta P_m - \frac{\zeta \cdot \rho_y \cdot w_{0y}^2}{2 \cdot (1 - \tau)^2}}{\rho_{nn} \cdot \rho_x \cdot g}, \quad (6.70)$$

де  $\rho_{nn}$  – відносна густина піни;  $\tau$  – частка вільного перерізу тарілки, зайнятого рідиною, що стікає, м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Відносну густина піни можна розрахувати за рівнянням

$$\rho_{nn} = 0,43 \cdot \left(\frac{L_x}{G_p}\right)^{0,325} \cdot \left(\frac{\rho_y}{\rho_x}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{\mu_x}{\mu_y}\right)^{0,0362}.$$

Частку вільного перерізу тарілки, зайнятого стічною рідиною визначають за формулою

$$\tau = \frac{1}{1 + \left(\frac{2 \cdot \zeta + 1}{2 \cdot \zeta_0} \cdot \frac{\rho_x}{\rho_y} \cdot \left(\frac{G_p}{L_x}\right)^2\right)^{0,33}},$$

де  $\zeta_0$  – коефіцієнт опору під час протікання рідини через отвори в полотні тарілки (значення  $\zeta_0$  пов'язане з коефіцієнтом витрати в разі витікання рідини через отвір  $\mu$  співвідношенням  $\zeta_0 = 1/\mu^2$ ; за  $\mu = 0,62$  одержимо значення  $\zeta_0 = 2,6$ ).

Висоту парорідинного шару для провальних тарілок також можна визначити з рівняння [2, 18, 19]:

$$Fr = \frac{0,0011 \cdot B}{C^{0,067}} \cdot \frac{\rho_x}{\rho_y}, \quad (6.71)$$

де  $Fr$  – критерій Фруда,  $Fr = w_{0y}^2 / (g \cdot H_{nn})$ ;  $w_{0y}$  – швидкість пари в щілинах тарілки;  $B$  – коефіцієнт у рівнянні (6.40);  $C$  – величина, що дорівнює  $C = U^6 \cdot \mu_x^2 \cdot \rho_x / (g \cdot \sigma^3)$ ;  $U$  – густина зрошування,  $U = V_x / (0,785 \cdot D_k^2)$ .

Отже, коригують значення  $B$  з урахуванням фактичної швидкості пари  $w_y$ :

$$B = B' \cdot \left( \frac{w_y}{w} \right)^2,$$

де  $B'$  – значення коефіцієнта, взяте під час розрахунку  $w$  за формулою (6.40).

Далі розраховують критерій Фруда за формулою (6.71) і визначають висоту парорідинного шару для провальних тарілок:

$$H_{nn} = \frac{w_{0y}^2}{g \cdot Fr} = \frac{w_y^2}{f_c^2 \cdot g \cdot Fr}. \quad (6.72)$$

Висоту піни на тарілках інших конструкцій обчислюють за співвідношенням [2]:

$$H_{nn} = \frac{h_{cv}}{1 - \varepsilon}, \quad (6.73)$$

де  $h_{cv}$  – висота світлого шару рідини на тарілці;  $\varepsilon$  – паровміст барботажного шару.

Для ковпачкових тарілок висоту світлого шару рідини визначають за рівнянням

$$h_{cv} = 0,0419 + 0,19 \cdot h_w - 0,0135 \cdot w_y \cdot \sqrt{\rho_y} + 2,46 \cdot q, \quad (6.74)$$

де  $h_w$  – висота переливної перегородки (див. рис. 6.34 б), м;  $q$  – лінійна густина зрошування,  $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$ , що дорівнює  $q = V_x / B$ ;  $V_x$  – об'ємна витрата рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $B$  – периметр зливу (ширина переливної перегородки), м.

Для ситчастих і клапанних тарілок у практичних розрахунках висоти світлого шару рідини можна скористатися рівнянням

$$h_{cv} = 0,787 \cdot q^{0,2} \cdot h_w^{0,56} \cdot w_y^m \cdot (1 - 0,31 \cdot \exp(-0,11 \cdot \mu_x)) \cdot (\sigma_x / \sigma_\varepsilon)^{0,09}, \quad (6.75)$$

де  $m$  – показник степеня,  $m = 0,05 - 4,6 \cdot h_w$ ;  $\mu_x$  – динамічна в'язкість рідини,  $\text{мПа} \cdot \text{с}$ ;  $\sigma_x$ ,  $\sigma_\varepsilon$  – поверхневий натяг рідини і води відповідно,  $\text{мН}/\text{м}$ .

Для барботажних тарілок із переливними пристроями паровміст можна визначити за єдиним рівнянням [2]:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{Fr}}{1 + \sqrt{Fr}}, \quad (6.76)$$

де  $Fr$  – критерій Фруда,  $Fr = w_y^2 / (g \cdot h_{cv})$ .

На тарілках, для яких характерний переважно вертикальний напрямок руху пари в шарі рідини (ковпачкові, клапанні, ситчасті та ін.), внаслідок гідравлічного опору за горизонтальної течії рідини в бік переливного порога рівень рідини на боці входу підвищується на деяку величину  $\Delta$  (рис. 6.35), що називається *гідравлічним ухилом*, або *градієнтом*. Виникнення градієнта рівня рідини призводить до нерівномірного розподілу пари по площі тарілки: більша частина пари рухається через частину тарілки, прилеглу до переливного порогу, де рівень рідини нижчий. Це явище стає особливо помітним на тарілках великих діаметрів.

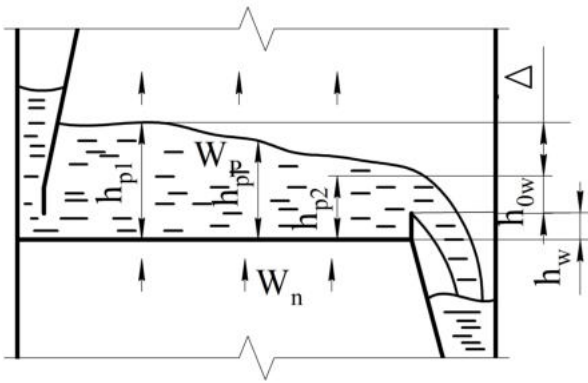


Рисунок 6.35 – Схема створення градієнта рівня рідини на тарілці

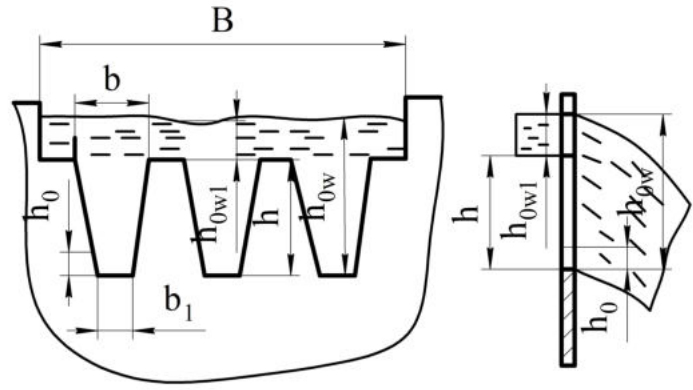


Рисунок 6.36 – Схема до розрахунку підпору рідини над зливною перегородкою з прорізами

Градієнт рівня рідини в цілому залежить від рідинного навантаження тарілки та конструктивних особливостей її елементів. Для зменшення градієнта рівня рідини застосовують такі заходи: організація каскаду за течією рідини; зменшення довжини шляху рідини (багатопотокові тарілки); нахил полотна тарілки в бік зливу (до  $5^\circ$ ); правильний вибір розмірів контактних елементів і переливних пристроїв та їх взаємного розміщення на тарілці.

Градієнт рівня рідини на тарілці може бути розрахований за таким рівнянням [21, 29]:

$$\Delta = \xi \cdot \frac{l_m}{d_e} \cdot \frac{u_{ум}^2}{2 \cdot g}, \quad (6.77)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору за горизонтальної течії рідини на тарілці;  $l_m$  – довжина шляху рідини на тарілці, м;  $d_e$  – еквівалентний діаметр потоку спіненої рідини, м;  $u_{ум}$  – умовна швидкість піни на тарілці, м/с.

Величини  $d_e$  і  $u_{ум}$  визначаються за рівняннями:

$$d_e = \frac{4 \cdot b_{сер} \cdot H_{пн}}{b_{сер} + 2 \cdot H_{пн}}, \quad (6.78)$$

$$u_{ум} = \frac{3 \cdot q_{сер}}{h_w + h_{0w1}}, \quad (6.79)$$

де  $b_{сер}$  – середня ширина потоку під час руху рідини по тарілці, м,  $b_{сер} = S_m / (l_m \cdot n)$ ;  $S_m$  – робочий переріз тарілки,  $m^2$ ;  $n$  – кількість потоків рідини на тарілці;  $q_{сер}$  – середня лінійна густина зрошення,  $m^2/c$ ,  $q_{сер} = L_x / (\rho_x \cdot b_{сер})$ .

Коефіцієнт опору для ковпачкових тарілок дорівнює

$$\xi = 3 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{h_k}{h_{\delta}} \right)^{2/3} \cdot Re_x^{-1,18}, \quad (6.80)$$

де  $h_k$  – висота верхнього обрізу прорізу над площиною тарілки;  $h_{\delta}$  – висота шару рідини над верхнім краєм прорізу,  $h_{\delta} = h_w + h_{0w1} - h_k$ .

Коефіцієнт опору для ситчастих тарілок дорівнює

$$\xi = \frac{a}{Re_x}, \quad (6.81)$$

причому  $a$  змінюється від 13 000 (за слабого перемішування рідини) до 54 000 (за сильного перемішування).

Критерій  $Re_x$  у рівняннях (6.80) і (6.81) розраховують за формулою

$$Re_x = \frac{u_{ym} \cdot d_e \cdot \rho_x}{\mu_x}.$$

За даними [34], на тарілках із S-подібних елементів  $\Delta$  в 1,5 раза, а на ситчастих та клапанних тарілках – удвічі менше, ніж на ковпачкових. На струминних тарілках гідравлічний градієнт можна не враховувати.

Найважливішим елементом гідравлічного розрахунку тарілки є визначення розмірів *переливного пристрою*. До переливного пристрою ставлять такі основні вимоги: перетікання заданої кількості рідини з тарілки на тарілку без затоплення колони; малий гідравлічний опір; достатня величина гідравлічного затвора, що виключає прорив пари через переливний пристрій; спокійне надходження рідини на тарілку; можлива повна дегазація перетічної рідини на нижчерозміщену тарілку.

Для розрахунку переливних пристроїв зазвичай беруть, що через них тече вільна від пари рідина, а здатність рідини до спінювання (паронасичення) враховують введенням у розрахункові рівняння відповідних поправкових коефіцієнтів.

Глибина шару рідини на тарілці (див. рис. 6.36) обумовлена висотою зливної перегородки  $h_w$  і величиною підпору рідини над зливною перегородкою  $h_{0w}$ , яку визначають із рівнянь [5, 16]:

для суцільної зливної перегородки 
$$h_{0w} = 0,0029 \cdot k_{0w} \cdot \left(\frac{V_x}{B}\right)^{2/3}; \quad (6.82)$$

для перегородки з трикутними вирізами 
$$h_{0w} = 0,0322 \cdot \left(\frac{2 \cdot h \cdot V_x}{b \cdot n}\right)^{0,405}; \quad (6.83)$$

для труби круглого перерізу 
$$h_{0w} = 0,0275 \cdot \left(\frac{V_x}{D}\right)^{0,704}, \quad (6.84)$$

де  $B$  – периметр зливної планки;  $h, b, n$  – відповідно висота, ширина і кількість вирізів у зливній перегородці;  $D$  – діаметр переливної труби;  $k_{0w}$  – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив стінок колони на роботу сегментного переливного кармана (у більшості практичних випадків величина  $k_{0w}$  не перевищує 1,1–1,15).

Для забезпечення стабільного зливу рідини через перегородку за невеликих підпорів рідини над зливом (менше ніж 20–25 мм) застосовують зливні перегородки з трапецієподібними, прямокутними, трикутними вирізами. За великих витрат рідини, якщо  $h_w + h_{0w} > 80$ –100 мм, частина рідини може бути пропущена над зливною перегородкою, а частина – через вирізи в ній, що дозволяє знизити загальний рівень рідини на тарілці та забезпечити стабільну роботу зливу.

Основні типи переливних пристроїв, які набули практичного застосування, наведені на рисунку 6.37. Варіант *б* є найкращим, оскільки за такої самої пропускної здатності за рідиною, що й у варіанті *а*, він дозволяє більш повно використовувати переріз колони для розміщення контактних елементів тарілки.

Варіант *в* з перетічними трубами трапляється у багатьох колонах, які перебувають в експлуатації, але умови для дегазації рідини тут гірші, ніж у варіантах *а* і *б*. Тому варіант *в* може бути рекомендований в окремих випадках за малих навантажень за рідиною і для систем, які слабо піняться.

Схема для розрахунку переливного пристрою наведена на рисунку 6.38.

У верхній частині переливного пристрою відбувається видалення основної маси пари з рідини, що стікає на нижчерозміщену тарілку. Тому ширина зливного кармана

у верхній частині  $S_k$  повинна бути достатньою, щоб забезпечити необхідну площу для дегазації. Повинна виконуватися умова  $S_k > l_k$ , де  $l_k$  – виліт струменя рідини, що стікає через зливну перегородку.

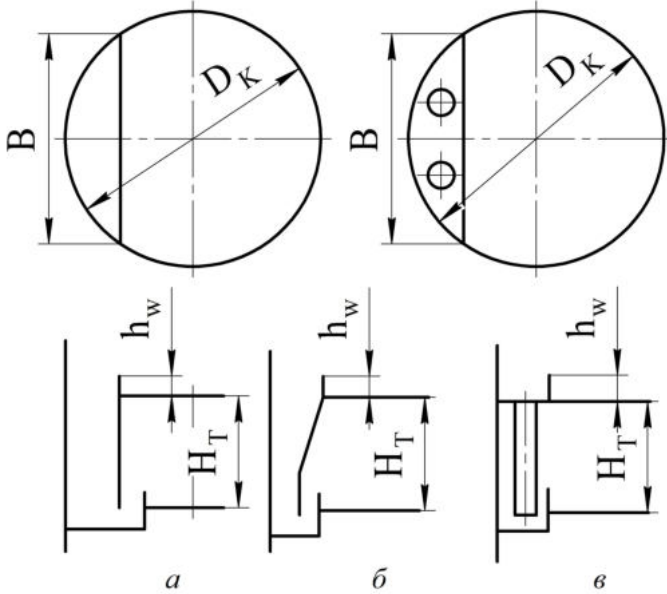


Рисунок 6.37 – Варіанти схем основних типів переливних пристроїв тарілчастих колон

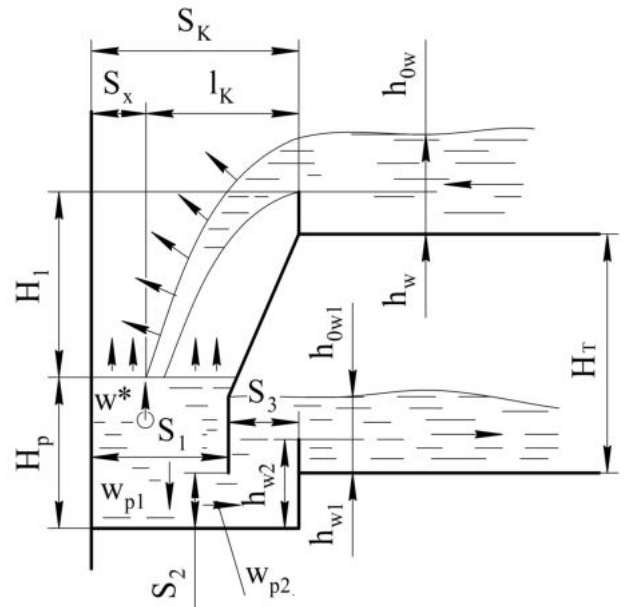


Рисунок 6.38 – Схема гідравлічного розрахунку основних розмірів переливного пристрою

Виліт струменя рідини визначають за таким рівнянням [4, 5, 16]:

$$l_k = 0,8 \cdot \sqrt{h_{0w} \cdot \left( (K_n - 1) \cdot \left( \frac{\Delta P_m}{\rho_x \cdot g} + h_{w2} + h_{0w1} + \Delta + h_{nep} \right) + h_{0w} \right)}, \quad (6.85)$$

де  $h_{nep}$  – опір переливного пристрою потоку рідини, м стовпа рідини,  $h_{nep} = \xi_p \cdot \frac{w_p^2}{2 \cdot g}$ ;

$w_p$  – швидкість руху рідинного потоку в найвужчому перерізі переливного пристрою (більша із  $w_{p1}$  і  $w_{p2}$ );  $\xi_p$  – коефіцієнт опору ( $\xi_p = 2,1$  за плавного закруглення нижньої кромки;  $\xi_p = 3,2$  для перегородок із гострою нижньою кромкою).

Залежно від ступеня спіненості рідини коефіцієнт запасу висоти переливного пристрою  $K_n$  беруть таким, що дорівнює: для рідин, що слабо піняться,  $K_n = 1,25-1,5$ ; для рідин, що середньо піняться,  $K_n = 2$ ; для рідин, що сильно піняться,  $K_n = 2,5-3$ .

Оскільки довжини підпірної та зливної перегородок у суміжних за висотою тарілок приблизно однакові, то для розрахунків можна взяти  $h_{0w1} \approx h_{0w}$ .

З урахуванням того, що в кармані міститься насичена паром рідина, відстань між тарілками визначають з такої умови [4, 5, 16]:

$$H_m \geq K_n \cdot H_p - (h_w + h_{w2} - h_{w1}), \quad (6.86)$$

де  $H_p$  – висота неспіненої рідини в переливі, м.

Ширина переливного кармана у верхньому перерізі повинна задовольняти умову

$$S_k \geq (1,5 - 2) \cdot l_k. \quad (6.87)$$

Для переливного кармана з двобічним зливом рідини умова (6.87) повинна виконуватися для половини ширини переливного кармана. Для переливного пристрою з труб діаметр перетічної труби  $d_m$  повинен вибиратися з умови

$$d_m \geq 4 \cdot l_k. \quad (6.88)$$

Ширина сегментного переливного кармана  $S_k$  пов'язана з довжиною зливної



перегородки  $B$  і діаметром колони  $D_k$  таким співвідношенням [4, 5, 16]:

$$\frac{S_k}{D_k} = 0,5 \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{B}{D_k} \right)^2} \right). \quad (6.89)$$

Оскільки відносна довжина сегментної зливної перегородки  $B/D_k$  зазвичай становить 0,6–0,8, то  $S_k = (0,1–0,2) \cdot D_k$ .

Переріз нижньої частини переливного пристрою визначають з умови, що швидкість руху рідини в найвужчому перерізі  $w_{p1}$  не перевищує 0,2 м/с і зазвичай не більша від швидкості  $w^*$  спливання бульбашок грибоподібної форми, яку розраховують за таким рівнянням [5, 16]:

$$w^* = 1,18 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot \sigma \cdot (\rho_x - \rho_y)}{\rho_x^2}}. \quad (6.90)$$

Швидкість рідини в нижній частині переливу визначають за формулою

$$w_{p1} = K_p \cdot w^*, \quad (6.91)$$

де  $K_p$  – коефіцієнт, що залежить від ступеня спіненості рідини (для рідин, що слабо піняться,  $K_p = 0,9$ ; для рідин, що середньо піняться,  $K_p = 0,8$ ; для рідин, що сильно піняться,  $K_p = 0,65$ ).

Мінімально необхідну площу і розміри нижнього перерізу переливного кармана визначають за такою формулою [4, 16]:

$$F_1 = \frac{V_x}{w_{p1}} \approx 0,33 \cdot D_k^2 \cdot \left( \frac{B_0}{D_k} \right) \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{B_0}{D_k} \right)^2} \right), \quad (6.92)$$

де  $B_0$  – довжина зливної перегородки в нижньому перерізі кармана, м.

Розміри інших перерізів переливного пристрою в першому наближенні визначають з умови рівності швидкостей руху рідини в цих перерізах.

Під час використання нормалізованих конструкцій тарілок розміри переливного пристрою перевіряють на відповідність заданим навантаженням за рідиною і парою. У разі необхідності розміри стандартних конструкцій можуть бути змінені з урахуванням вищевикладених рекомендацій.

## 6.6. Визначення кількості теоретичних і практичних тарілок ректифікаційної колони

Щоб забезпечити задане розділення суміші в колоні за певних флегмового і парового чисел, необхідно мати відповідну кількість тарілок, яку можна визначити графічним методом із використанням діаграми  $y - x$ . Для цього необхідно мати криву рівноваги фаз і робочі лінії для обох частин колони (див. рис. 6.23 і 6.39).

Кількість теоретичних тарілок у цьому разі знаходять побудовою прямокутних трикутників між робочою і рівноважною лініями на ділянці масообмінного процесу. Кількість побудованих трикутників визначає кількість теоретичних тарілок. Якщо в межах робочих концентрацій не вписується ціле число ступенів, то кількість теоретичних тарілок, що відповідає останній неповній сходінці, дорівнює відношенню відрізка, що обмежує неповну сходінку, до вертикального відрізка між робочою лінією і лінією рівноваги, проведеному через середину основи неповної сходінки.

У літературі [1, 4, 5, 7, 9, 16, 27] цей метод відомий як метод Мак-Кеба і Тіле.

За методом Джілліленда [35] кількість теоретичних тарілок залежно від флегмового числа визначають за діаграмою на рисунку 6.40, побудованою за координатами:

$$\frac{R - R_{min}}{R + 1}, \quad \frac{S - S_{min}}{S + 1},$$

де  $R$ ,  $R_{min}$  – робоче та мінімальне флегмові числа;  $S$ ,  $S_{min}$  – число ступенів зміни концентрацій за робочого флегмового числа та під час роботи без відбору дистилляту ( $R = \infty$ ).

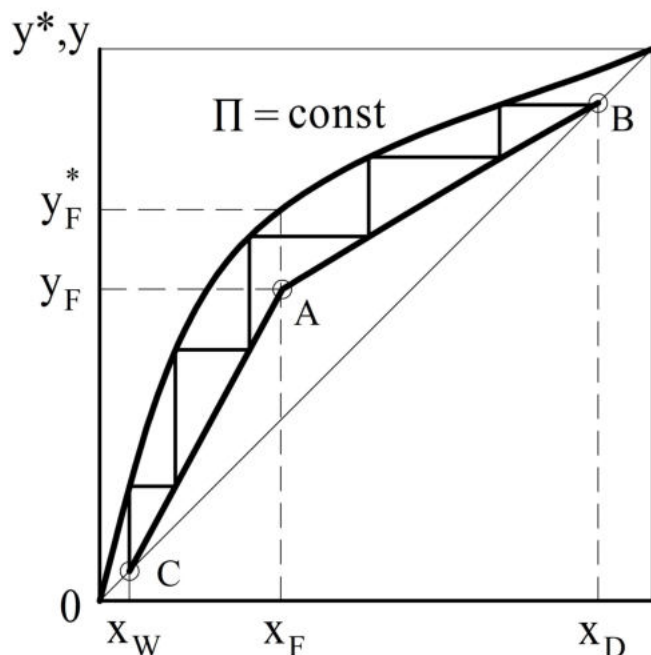


Рисунок 6.39 – Графічне визначення кількості теоретичних тарілок у ректифікаційній колоні

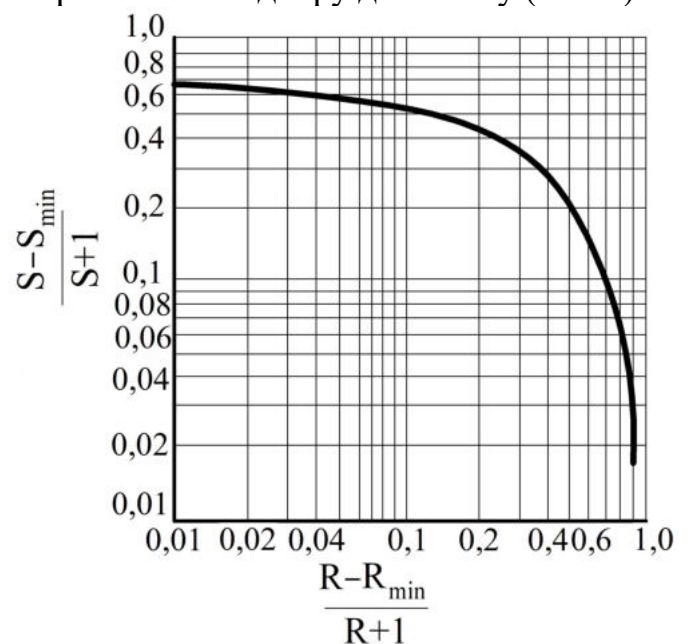


Рисунок 6.40 – Залежність між флегмовим числом і числом ступенів зміни концентрацій

Якщо в дефлегматорі конденсуються всі пари і відповідно дефлегматор не виявляє зміцнювальної дії, то величини  $S$  і  $S_{min}$  складають  $S = N + 1$ ,  $S_{min} = N_{min} + 1$ .

Якщо в дефлегматорі конденсується лише частина парів і зміцнювальна дія дефлегматора еквівалентна одній теоретичній тарілці, то  $S = N + 2$ ,  $S_{min} = N_{min} + 2$ .

Мінімальну кількість теоретичних тарілок  $N_{min}$ , що відповідає режиму повного повернення флегми ( $R = \infty$ ), визначають графічно побудовою ступінчастої лінії між кривою рівноваги і робочими лініями, які в цьому разі збігаються з діагоналлю діаграми рівноваги.

Мінімальне число ступенів зміни концентрацій і мінімальну кількість теоретичних тарілок також можна визначити аналітично за рівнянням Фенске [4, 5, 16, 34]:

$$S_{min} = \frac{\lg\left(\frac{x_d \cdot (1-x_w)}{1-x_d} \cdot \frac{1-x_w}{x_w}\right)}{\lg \alpha} \quad (6.93)$$

Рівняння Фенске дозволяє визначити мінімальну кількість теоретичних тарілок, не прибігаючи до графічних побудов.

За робочого флегмового числа розрахунок кількості теоретичних тарілок можна звести до випадку роботи колони з повним поверненням флегми, якщо виконати додаткові перетворення рівнянь рівноваги і робочих ліній, а також діаграми  $y - x$  (перетворення Андервуда). Водночас одержимо:

– для верхньої концентраційної частини колони

$$N_g = \frac{\lg\left(\frac{x_d - y_I}{y_{II} - x_d} \cdot \frac{y_{II} - y_f}{y_f - y_I}\right)}{\lg \frac{1 + (\alpha - 1) \cdot x_{II}}{1 + (\alpha - 1) \cdot x_I}} - 1; \quad (6.94)$$

– для нижньої відгінної частини колони

$$N_n = \frac{\lg\left(\frac{x_f - x_I}{x_{II} - x_f} \cdot \frac{x_{II} - x_w}{x_w - x_I}\right)}{\lg \frac{1 + (\alpha - 1) \cdot x_{II}}{1 + (\alpha - 1) \cdot x_I}} - 1, \quad (6.95)$$

де  $x_I, y_I, x_{II}, y_{II}$  – координати точок перетину кривої рівноваги і робочої лінії для відповідної частини колони (рис. 6.41).

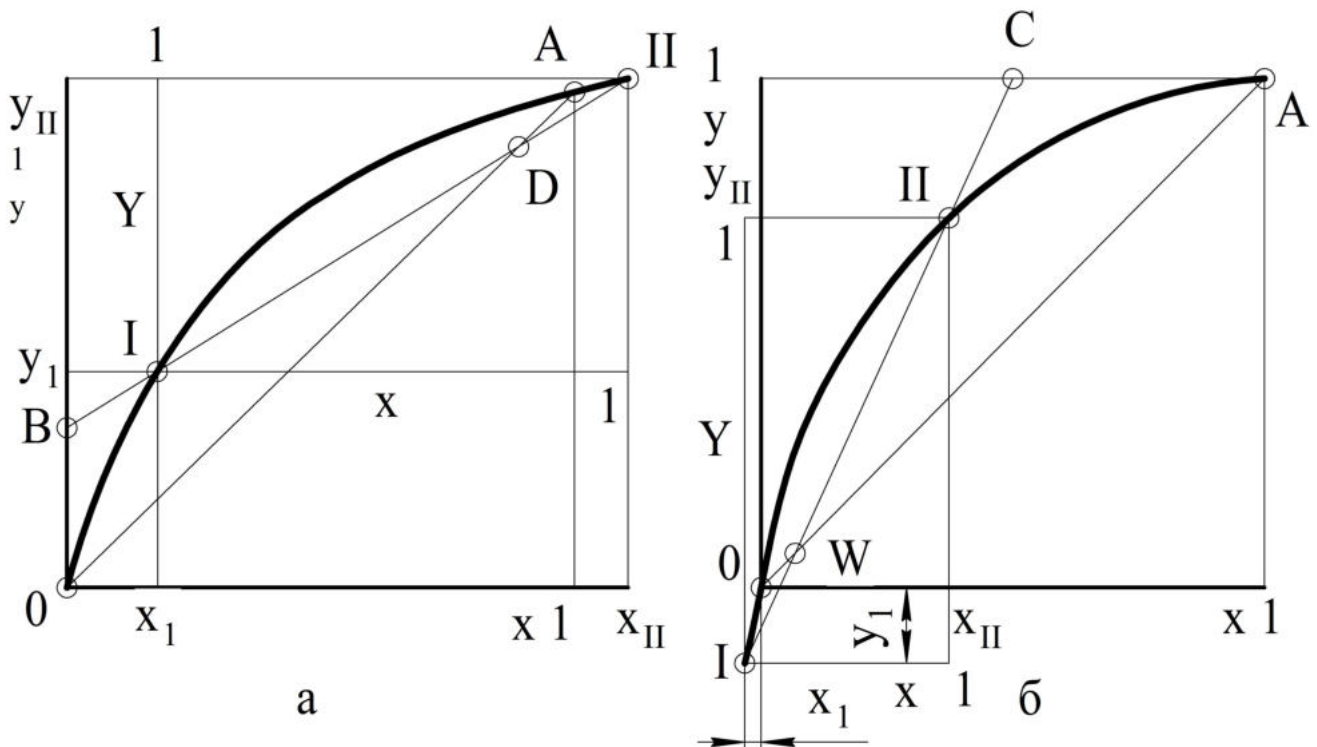


Рисунок 6.41 – Перетворення системи координат  $y - x$  для розрахунку кількості теоретичних тарілок за робочого флегмового числа: а – для концентраційної частини; б – для відгінної частини

До аналітичних методів визначення кількості теоретичних тарілок відносять також метод Смокера [35]. Цей метод застосовується для сумішей, відносно леткості яких можна вважати постійною, і рекомендується для тих випадків, коли лінія рівноваги близька до діагоналі, що ускладнює застосування графічного методу. Для верхньої та нижньої частин кількість теоретичних тарілок виражається рівняннями:

$$N_{\epsilon} = \frac{1}{\lg \frac{\alpha_{\epsilon}}{m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon}^2}} \cdot \lg \frac{\left(1 - \frac{m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \cdot (\alpha_{\epsilon} - 1) \cdot (x_f - k_{\epsilon})}{\alpha_{\epsilon} - m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon}^2}\right) \cdot (x_d - k_{\epsilon})}{\left(1 - \frac{m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \cdot (\alpha_{\epsilon} - 1) \cdot (x_d - k_{\epsilon})}{\alpha_{\epsilon} - m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon}^2}\right) \cdot (x_f - k_{\epsilon})}, \quad (6.96)$$

$$N_{\eta} = \frac{1}{\lg \frac{\alpha_{\eta}}{m_{\eta} \cdot c_{\eta}^2}} \cdot \lg \frac{\left(1 - \frac{m_{\eta} \cdot c_{\eta} \cdot (\alpha_{\eta} - 1) \cdot (x_w - k_{\eta})}{\alpha_{\eta} - m_{\eta} \cdot c_{\eta}^2}\right) \cdot (x_f - k_{\eta})}{\left(1 - \frac{m_{\eta} \cdot c_{\eta} \cdot (\alpha_{\eta} - 1) \cdot (x_f - k_{\eta})}{\alpha_{\eta} - m_{\eta} \cdot c_{\eta}^2}\right) \cdot (x_w - k_{\eta})}, \quad (6.97)$$

де  $\alpha_{\epsilon}$ ,  $\alpha_{\eta}$  – відносні леткості компонентів для верхньої та нижньої частин колони;  $m_{\epsilon}$ ,  $m_{\eta}$  – нахили робочих ліній верхньої та нижньої частин колони,  $m_{\epsilon} = R/(R+1)$ ,  $m_{\eta} = (R+F)/(R+1)$ ;  $k_{\epsilon}$ ,  $k_{\eta}$  – корені рівнянь;

$$\begin{aligned} m_{\epsilon} \cdot (\alpha_{\epsilon} - 1) \cdot k_{\epsilon}^2 + (y_{\epsilon} \cdot (\alpha_{\epsilon} - 1) + m_{\epsilon} - \alpha_{\epsilon}) \cdot k_{\epsilon} + y_{\epsilon} &= 0, \\ m_{\eta} \cdot (\alpha_{\eta} - 1) \cdot k_{\eta}^2 + (y_{\eta} \cdot (\alpha_{\eta} - 1) + m_{\eta} - \alpha_{\eta}) \cdot k_{\eta} + y_{\eta} &= 0, \end{aligned}$$

де  $y_{\epsilon}$ ,  $y_{\eta}$  – ординати точок перетину робочих ліній верхньої та нижньої частин колони з віссю ординат,  $y_{\epsilon} = x_d/(R+1)$ ,  $y_{\eta} = -x_w \cdot (F-1)/(R+1)$ ;  $c_{\epsilon}$ ,  $c_{\eta}$  – параметри, що визначають за рівняннями  $c_{\epsilon} = 1 + (\alpha_{\epsilon} - 1) \cdot k_{\epsilon}$ ,  $c_{\eta} = 1 + (\alpha_{\eta} - 1) \cdot k_{\eta}$ .

Кількість теоретичних тарілок у ректифікаційній колоні можна визначити також методом «від тарілки до тарілки» [5, 16], який передбачає послідовний розрахунок складів парів і рідини на тарілках колони з використанням рівнянь рівноваги, робочих ліній, матеріального і теплового балансів для кожного перерізу колони.

Розглянуті методи дозволяють визначити кількість теоретичних тарілок, що забезпечує досягнення стану рівноваги між потоками пари і рідини, які виходять із цієї тарілки. На реальній тарілці такий стан не досягається, тому зміна концентрацій потоків у межах цього контактного ступеня менша, ніж на теоретичній тарілці.

Для розрахунку реальної кількості тарілок застосовують різні характеристики ефективності роботи тарілок. Часто для переходу від кількості теоретичних тарілок  $N$  до кількості реальних тарілок  $N_p$  користуються так званим ККД тарілки  $\eta$ , який завжди менший від одиниці. Тому реальна кількість тарілок у ректифікаційній колоні буде більшою від знайденої кількості теоретичних тарілок:

$$N_p = N/\eta. \quad (6.98)$$

Величина середнього ККД тарілок залежить від багатьох змінних величин (конструкція і розміри тарілки, гідродинамічні фактори, фізико-хімічні властивості пари й рідини). Здебільшого необхідно надавати перевагу експериментальним значенням, одержаним для даного типу сумішей на великих стендах або промислових установках.

На рисунку 6.42 а [1] наведені значення середнього ККД тарілок, одержані за дослідними даними для промислових ректифікаційних колон невеликого діаметра.

По осі абсцис на цьому графіку відкладені добутки коефіцієнта відносної леткості поділюваних компонентів  $\alpha$  на динамічний коефіцієнт в'язкості рідини живлення  $\mu$  (мПа · с) за середньої температури в колоні.

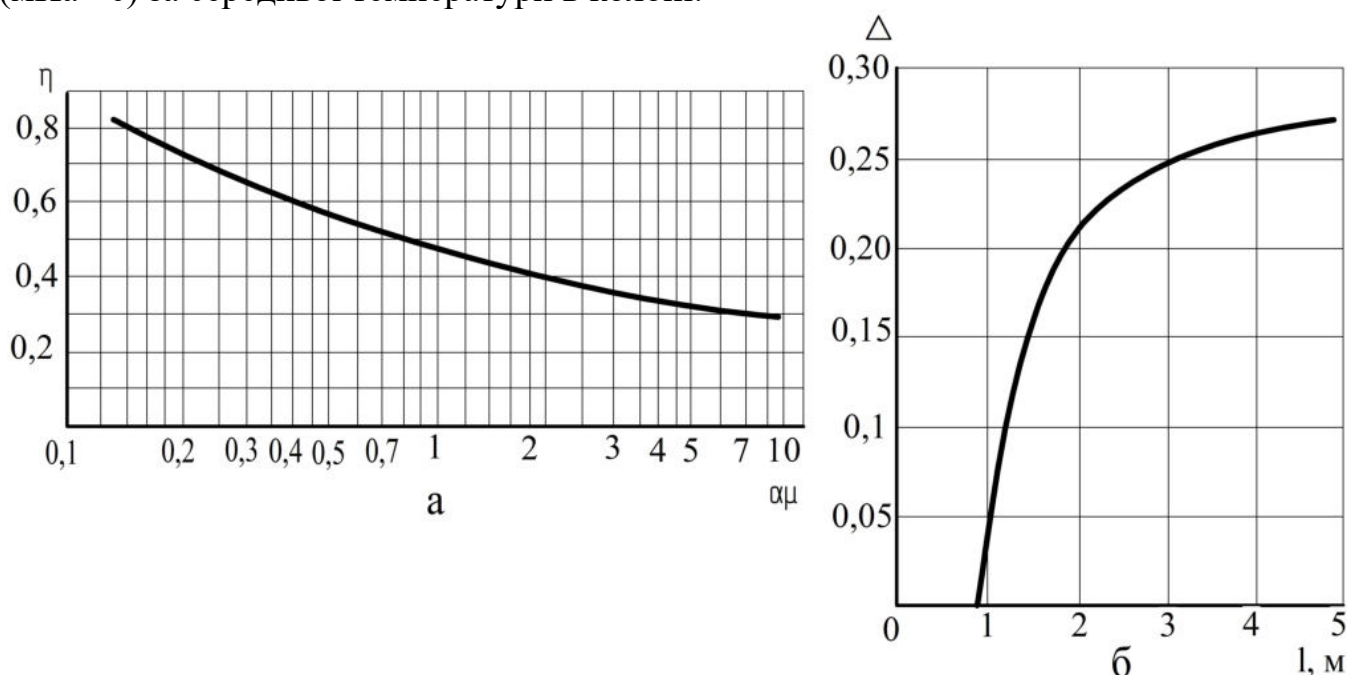


Рисунок 6.42 – Діаграма для визначення середнього ККД тарілок: а – для колон невеликого діаметра; б – залежність поправки  $\Delta$  від довжини шляху рідини на тарілці  $l$

Для визначення середнього ККД тарілок у колонах великого діаметра (з довжиною шляху рідини  $l > 0,9$  м) рекомендують до значень, визначених за рисунком 6.42 а, давати поправку (рис. 6.42 б):

$$\eta_l = \eta \cdot (1 + \Delta). \quad (6.99)$$

Для розрахунку ККД тарілок, які працюють в оптимальному режимі при розділенні вуглеводневих сумішей, можуть бути використані такі рівняння [4, 16]:

$$\eta = 0,492 \cdot (\mu \cdot \alpha)^{-0,245}, \quad (6.100)$$

де  $\mu$  – в'язкість рідкої сировини за умов введення живлення, мПа · с;  $\alpha$  – відносна леткість ключових компонентів сировини.

Аналогічне рівняння з урахуванням складу живлення

$$\eta = 0,17 - 0,616 \cdot \lg \sum x_i \cdot \mu_i, \quad (6.101)$$

де  $x_i$  – мольна концентрація  $i$ -го компонента в сировині;  $\mu_i$  – його в'язкість, мПа · с.

Для ковпачкових тарілок рівняння має вигляд

$$\eta = 0,541 \cdot (\mu \cdot \alpha)^{-0,246} \cdot (L/G)^{0,295} \cdot 10^{-0,06+0,3 \cdot h_l}, \quad (6.102)$$

де  $h_l$  – рівень рідини над середньою лінією прорізу, м.

Нині відсутні надійні методи розрахунку ККД. Практичні дані про ефективність промислових колон одностипних установок часто істотно відрізняються. Водночас ці дані дозволяють більш обґрунтовано вибрати робочі характеристики колони під час проектування та оцінити фактичні показники при експлуатації. Тому необхідно використовувати практичні дані, одержані під час обстеження роботи масообмінних колон. Наприклад, середній ККД колони можна визначити за графіком на рисунку 6.43 для деяких конструкцій тарілок залежно від F-фактора  $w_y \cdot \rho_y^{0,5}$ , (кг/м · с<sup>2</sup>)<sup>0,5</sup> [5, 16].

На рисунку 6.44 наведені залежності ефективності тарілок різних конструкцій від швидкості пари в повному перерізі колони при ректифікації метилхлорсиланів.

Дані одержані в колоні діаметром 800 мм, що працює за повного повернення флегми, має 10 тарілок, установлених на відстані 300 мм одна від одної.

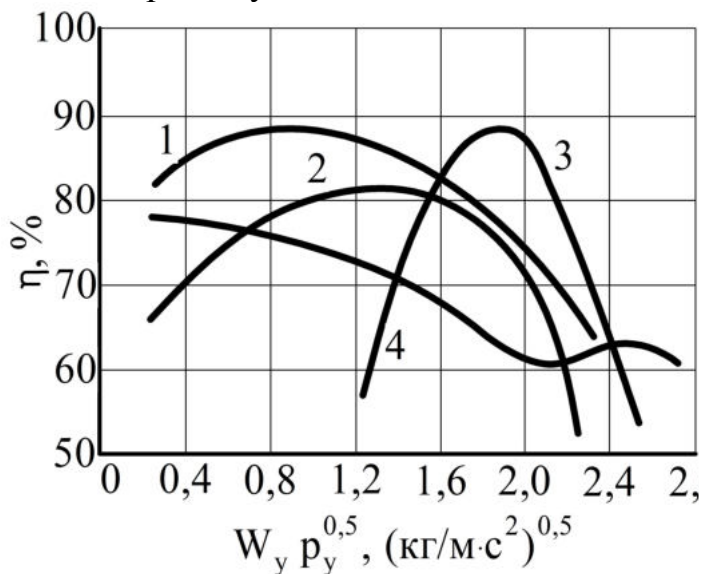


Рисунок 6.43 – Залежність ефективності тарілок різних конструкцій від фактора навантаження: 1 – клапанна з дисковими клапанами; 2 – ковпачкова; 3 – ситчаста; 4 – провальна решітчаста

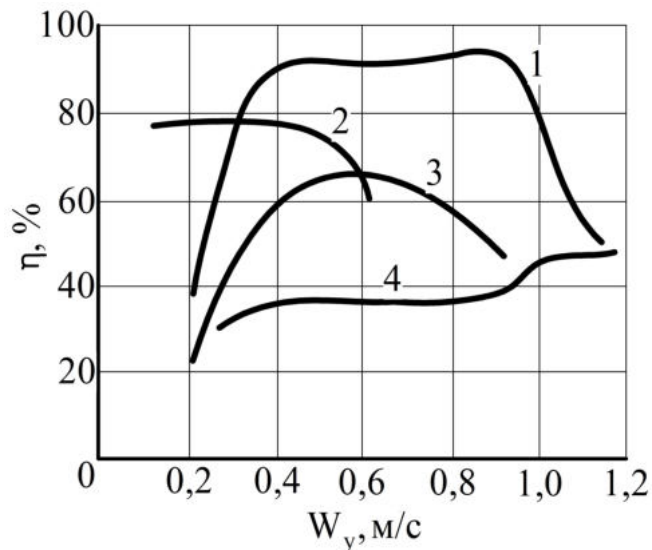


Рисунок 6.44 – Залежність ефективності тарілок різних конструкцій від швидкості пари в разі ректифікації метилхлорсиланів: 1 – струминна з вертикальними перегородками; 2 – ковпачкова; 3 – із S-подібних елементів; 4 – струминна без перегородок

Більш обґрунтованим методом визначення практичних тарілок є метод побудови кінетичної кривої процесу (рис. 6.45), водночас враховують як ефективність масообміну на окремих тарілках по висоті колони, так і бризковинесення рідини з тарілок парою, що піднімається по колоні.

У реальному масообмінному процесі на тарілці внаслідок перемішування фаз, а також короткочасного їх контакту між собою практично ніколи не досягаються рівноважні значення концентрацій компонентів у фазах.

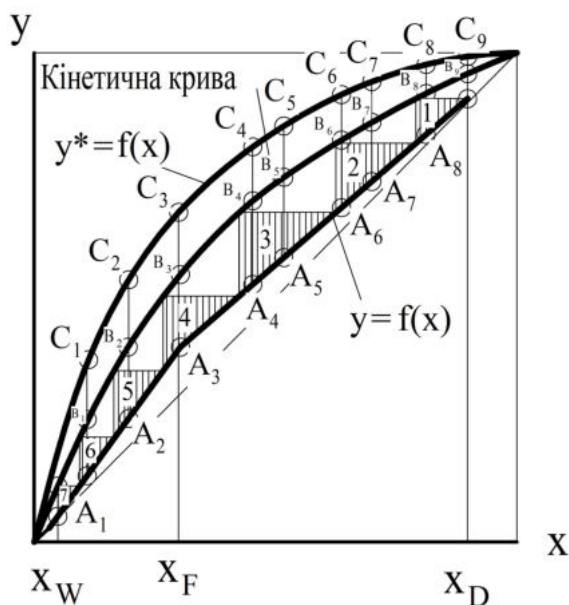


Рисунок 6.45 – Визначення кількості реальних тарілок для процесу ректифікації за допомогою кінетичної кривої

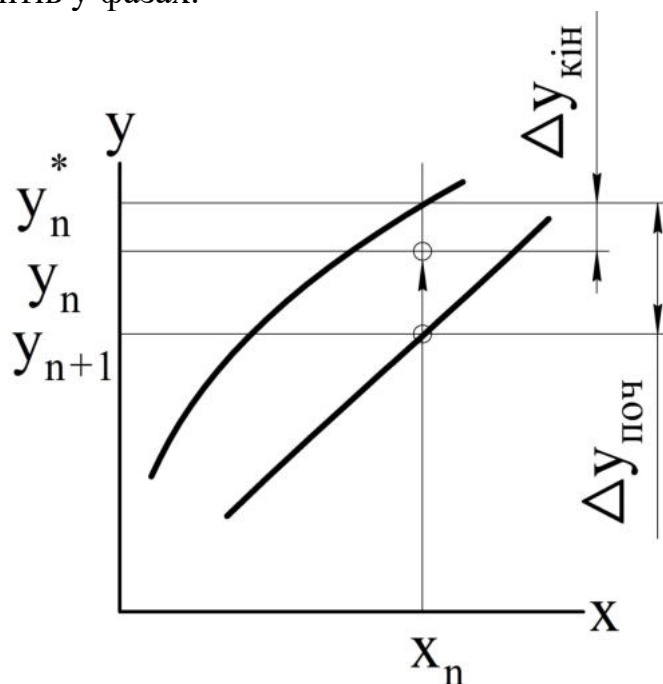


Рисунок 6.46 – Зміна концентрації пари та рушійна сила  $\Delta u$  на робочій тарілці



Відношення фактично досягнутої зміни концентрації компонента на тарілці до максимально можливої зміни концентрації (до величини локальної рушійної сили) називається коефіцієнтом збагачення (ефективності) реальної тарілки.

Коефіцієнт ефективності реальної тарілки по суті є локальним коефіцієнтом корисної дії контактної пристрою щодо парової (або рідкої) фази. Він залежить від ефективності масообміну між фазами і може бути визначений через локальні коефіцієнти масопередачі у фазах.

Розглянемо взаємодію потоку пари з рідиною на реальних тарілках ректифікаційної колони за умови, що рівноважна лінія не є прямою.

Нехай під тарілку масообмінної колони (див. рис. 6.46) надходить парова фаза з концентрацією  $y_{n+1}$ . Локальною рушійною силою процесу в паровій фазі є різниця концентрацій  $\Delta y_{\text{поч}} = y_n^* - y_{n+1}$ . У результаті перемішування фаз і неповного використання рушійної сили процесу на тарілці фактична концентрація речовини в паровій фазі на виході з тарілки становитиме величину  $y_n$ , водночас реально використана на тарілці локальна рушійна сила в паровій фазі дорівнюватиме  $\Delta y_{\text{кін}} = y_n^* - y_n$ .

Середня рушійна сила для однієї тарілки:

$$\Delta y_{\text{тар}} = \frac{\Delta y_{\text{поч}} - \Delta y_{\text{кін}}}{\ln \frac{\Delta y_{\text{поч}}}{\Delta y_{\text{кін}}}} = \frac{(y_n^* - y_{n+1}) - (y_n^* - y_n)}{\ln \frac{y_n^* - y_{n+1}}{y_n^* - y_n}} = \frac{y_n - y_{n+1}}{\ln \frac{y_n^* - y_{n+1}}{y_n^* - y_n}}, \quad (6.103)$$

де  $y_{n+1}$  – концентрація пари, що надходить на тарілку;  $y_n$  – концентрація пари, що покидає тарілку;  $y_n^*$  – концентрація пари, що є рівноважною з рідиною складу  $x_n$ .

Число одиниць перенесення для однієї тарілки з урахуванням рівняння (6.103):

$$m_{ym} = \frac{y_n - y_{n+1}}{\Delta y_{\text{тар}}} = \ln \frac{y_n^* - y_{n+1}}{y_n^* - y_n}. \quad (6.104)$$

Позначивши підлогарифмічний вираз правої частини рівняння (6.104) величиною  $C_y$ , одержали

$$C_y = \frac{y_n^* - y_{n+1}}{y_n^* - y_n} = e^{m_{ym}}. \quad (6.105)$$

Визначивши величини  $C_y$  для декількох значень  $x$ , можна провести на діаграмі  $y - x$  кінетичну криву і знайти число реальних тарілок. Водночас графоаналітичний розрахунок проводять за таким алгоритмом.

1. На діаграму  $y - x$  (рис. 6.45) наносять криву рівноваги  $y^* = f(x)$  і робочі лінії при оптимальному флегмовому числі.

2. Проводять для довільних значень  $x$  (наприклад, 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 та 0,9) ряд прямих  $A_1C_1, A_2C_2, \dots$ , паралельних осі ординат.

3. Для кожного значення  $x_i$  обчислюють тангенс кута нахилу кривої рівноваги  $m_i$ :

$$m_i = \frac{K_{xi}}{K_{yi}} = \frac{\Delta y_i}{\Delta x_i} = \frac{y_i^* - y_i}{x_i - x_i^*}. \quad (6.106)$$

4. Обчислюють коефіцієнти масовіддачі  $\beta_{yi}, \beta_{xi}$  та масопередачі  $K_{yi}$  для всіх прийнятих значень  $x_i$ .

Чисельні дослідження довели, що коефіцієнти масовіддачі в тарілчастих колонах помітно зростають зі збільшенням швидкості пари, водночас темп зростання змінюється залежно від гідродинамічного режиму руху пари. Крім того, швидкість

процесу масообміну залежить від висоти шару рідини, пов'язаної зі щільністю зрошення, що впливає на опір тарілки.

Для розрахунку коефіцієнтів масовіддачі в газовій (паровій) та рідкій фазах на масообмінних тарілках рекомендують [9, 19] використовувати такі критеріальні рівняння (див. табл. 6.4).

Таблиця 6.4 – Рівняння для визначення коефіцієнтів масовіддачі, кмоль/(м<sup>2</sup>·с), в тарілчастих колонах

Тарілка	Розрахункове рівняння	
	в газовій (паровій) фазі	в рідкій фазі
Масовіддача в умовах процесу абсорбції		
Ковпачкова	$\beta_y = 4,47 \cdot 10^{-4} \cdot w_y^{1,32} \cdot \Delta P_x, \quad (6.107)$	$\beta_x = 33,7 \cdot 10^{-4} \cdot w_y^{0,79} \cdot \Delta P_x, \quad (6.108)$
Ситчаста	$\beta_y = 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot w_y^{0,76} \cdot \Delta P_x, \quad (6.109)$	$\beta_x = \frac{33,7 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta P_x}{1,95 \cdot w_y - 0,41}, \quad (6.110)$
де $w_y$ – швидкість газу, віднесена до вільного перерізу колони, м/с; $\Delta P_x$ – гідравлічний опір рідини на тарілці, Па, $\Delta P_x = \Delta P_m - \Delta P_1$ ; $\Delta P_m$ – загальний гідравлічний опір тарілки, що визначається за рівнянням (6.49); $\Delta P_1$ – гідравлічний опір сухої тарілки, що визначається за рівнянням (6.50)		
Масовіддача в умовах процесу ректифікації		
Ковпачкова, ситчаста	$\beta_y = \frac{D_y}{22,4} \cdot (0,79 \cdot Re_y + 11000), \quad (6.111)$	$\beta_x = \frac{38000 \cdot \rho_x \cdot D_x}{M_x} \cdot Pr_{Dx}^{0,62}, \quad (6.112)$
де $D_y$ – середній коефіцієнт дифузії в паровій фазі, м <sup>2</sup> /с; $Re_y$ – критерій Рейнольдса для парової фази, $Re_y = w_y \cdot h \cdot \rho_y / \mu_y$ ; $h = 1$ – лінійний розмір, м; $\rho_y$ – середня густина пари, кг/м <sup>3</sup> ; $\mu_y$ – середня в'язкість пари, Па · с; $Pr_{Dx}$ – дифузійний критерій Прандтля для рідкої фази, $Pr_{Dx} = \mu_x / (\rho_x \cdot D_x)$ ; $\mu_x$ – середня в'язкість рідини, Па · с; $\rho_x$ – середня густина рідини, кг/м <sup>3</sup> ; $D_x$ – середній коефіцієнт дифузії в рідкій фазі, м <sup>2</sup> /с; $M_x$ – середня мольна маса рідини, кг/кмоль		
Провальна	$Nu_{Dy} = A \cdot Re_y^{0,9} \cdot Pr_{Dy}^{0,25}, \quad (6.113)$	$Nu_{Dx} = 17 \cdot We_x^{0,15} \cdot Pr_{Dx}^{0,5} \cdot Ga_x^{0,7}, \quad (6.114)$
де $Nu_{Dy}$ – дифузійний критерій Нуссельта для парової фази, $Nu_{Dy} = 22,4 \cdot \beta_y \cdot l_y / D_y$ ; $Re_y$ – критерій Рейнольдса для парової фази, $Re_y = w_y \cdot l_y \cdot \rho_y / \mu_y$ ; $Pr_{Dy}$ – дифузійний критерій Прандтля для парової фази, $Pr_{Dy} = \mu_y / (\rho_y \cdot D_y)$ ; $A = 1,1-2$ – коефіцієнт; $l_y$ – лінійний розмір, м, $l_y = [2 \cdot \sigma / (g \cdot \rho_x)]^{0,5}$ ; $\sigma$ – поверхневий натяг, Н/м; $Nu_{Dx}$ – дифузійний критерій Нуссельта для рідкої фази, $Nu_{Dx} = \beta_x \cdot l_x \cdot M_x / (\rho_x \cdot D_x)$ ; $We_x$ – критерій Вебера для рідкої фази, $We_x = \sigma / (g \cdot \rho_x \cdot l_x^2)$ ; $Ga_x$ – критерій Галілея для рідкої фази, $Ga_x = l_x^3 \cdot \rho_x^2 \cdot g / \mu_x^2$ ; $l_x$ – лінійний розмір, м, $l_x = \Delta P_2 / (g \cdot \rho_x)$ ; $\Delta P_2$ – опір шару рідини на тарілці, Па (див. рівняння (6.51)–(6.55))		

На підставі порівняльних розрахунків запропоновано [2, 19, 28] узагальнене

критеріальне рівняння для визначення коефіцієнтів масовіддачі в будь-якій фазі, що застосовується для різних конструкцій барботажних тарілок:

$$Nu_D = 8 \cdot 10^4 \cdot Pe_D^{0,5} \cdot \Gamma_c \cdot \left( \frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5}; \quad (6.115)$$

для газової (парової) фази

$$Nu_{Dy} = \frac{\beta_y \cdot l}{D_y}, \quad Pe_{Dy} = \frac{w_y \cdot l}{\varepsilon \cdot D_y};$$

для рідкої фази

$$Nu_{Dx} = \frac{\beta_x \cdot l}{D_x}, \quad Pe_{Dx} = \frac{w_x \cdot l}{(1 - \varepsilon) \cdot D_x},$$

де  $Pe_{Dy}$ ,  $Pe_{Dx}$  – дифузійні критерії Пекле для газової (парової) та рідкої фаз;  $\Gamma_c$  – критерій гідравлічного опору, що характеризує відносну величину питомої поверхні масопередачі на тарілці,  $\Gamma_c = \Delta P_n / (\rho_x \cdot g \cdot l)$ ;  $\Delta P_n$  – гідравлічний опір барботажного газорідного шару на тарілці, Па,  $\Delta P_n = \rho_x \cdot g \cdot h_0$ ;  $h_0$  – висота шару світлої (неаерованої) рідини на тарілці, м;  $w_y / \varepsilon$ ,  $w_x / (1 - \varepsilon)$  – середні швидкості газу (пари) і рідини в барботажному шарі, м/с;  $\varepsilon$  – газоміст барботажного шару, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $l$  – характерний лінійний розмір, що дорівнює середньому діаметру пухирця або газового струменя в барботажному шарі, м.

В інтенсивних гідродинамічних режимах характерний лінійний розмір  $l$  стає практично постійною величиною, що мало залежить від швидкостей фаз та їх фізичних властивостей. Тому критеріальні рівняння масовіддачі для газової та рідкої фаз на основі рівняння (6.115) приводяться до зручного для розрахунків вигляду:

$$\beta_y = 6,24 \cdot 10^5 \cdot D_y^{0,5} \cdot \left( \frac{w_y}{\varepsilon} \right)^{0,5} \cdot h_{cv} \cdot \left( \frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5}; \quad (6.116)$$

$$\beta_x = 6,24 \cdot 10^5 \cdot D_x^{0,5} \cdot \left( \frac{w_x}{1 - \varepsilon} \right)^{0,5} \cdot h_{cv} \cdot \left( \frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5}. \quad (6.117)$$

Коефіцієнти масопередачі  $K_{yi}$  для всіх узятих значень  $x_i$  розраховують за рівнянням (5.30).

5. Розраховують число одиниць перенесення для однієї тарілки в паровій фазі за формулою [19]:

$$m_{ym} = \frac{K_{yi} \cdot S_m}{G_y} = \frac{22,4 \cdot T_i \cdot P_0 \cdot \varphi \cdot K_{yi}}{w_y \cdot T_0 \cdot P_i}, \quad (6.118)$$

де  $G_y$  – мольна витрата пари, кмоль/с;  $w_y$  – швидкість пари, віднесена до вільного перерізу колони, м/с;  $T_0$  і  $P_0$  – абсолютна температура і тиск пари за нормальних умов;  $T_i$  і  $P_i$  – абсолютна температура і тиск пари за робочих умов;  $\varphi = S_m / S_k$  – відношення робочої площини тарілки до вільного перерізу апарата.

6. Для кожного значення  $x_i$  визначають величину  $C_{yi}$  за формулою (6.105).

7. Для кожного значення  $x_i$  обчислюють величину відрізка  $B_i C_i$  (див. рис. 6.45):

$$\overline{B_i C_i} = \overline{A_i C_i} / C_{yi}.$$

8. Від точок  $C_i$  на кривій рівноваги відкладають відрізки  $C_i B_i$  та проводять кі-



няння теплового балансу має вигляд

$$Q_{2n2} = D_2 \cdot r_{2n} = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_w, \quad (6.124)$$

розв'язавши яке щодо витрати гріючої пари, обчислили

$$D_2 = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_w / r_{2n}. \quad (6.125)$$

Загальна витрата гріючої пари (без урахування теплових втрат) на нагрівання вихідної суміші та випаровування частини кубової рідини дорівнює  $D_{2n} = D_1 + D_2$ .

Відведення тепла з ректифікаційної колони здійснюється з такими потоками.

1. З кубовим залишком, що відводять знизу колони,

$$Q_w = G_w \cdot c_w \cdot t_w. \quad (6.126)$$

2. З паром, що відводиться із верхньої частини колони в конденсатор 4,

$$Q_p = G_p \cdot H_p = G_d \cdot (R + 1) \cdot H_p. \quad (6.127)$$

3. З конденсатом гріючої пари

$$Q_k = D_{2n} \cdot H_k. \quad (6.128)$$

4. На відшкодування теплових втрат у доквілля  $Q_n$ .

Порівнюючи статті надходження і витрат тепла, одержали рівняння теплового балансу ректифікаційної колони:

$$Q_f + Q_{\phi} + Q_{2n} = Q_w + Q_p + Q_k + Q_n. \quad (6.129)$$

Підставивши в залежність (6.129) відповідні формули, одержали таке рівняння теплового балансу ректифікаційної колони:

$$\begin{aligned} G_f \cdot c_f \cdot t_{hf} + G_d \cdot R \cdot c_d \cdot t_d + D_{2n} \cdot H_{2n} = \\ = G_w \cdot c_w \cdot t_w + G_d \cdot (R + 1) \cdot H_p + D_{2n} \cdot H_k + Q_n. \end{aligned} \quad (6.130)$$

Розв'язавши одержане рівняння щодо загальної витрати гріючої пари для нормальної роботи ректифікаційної колони, обчислили

$$D_{2n} = \frac{G_d \cdot (R + 1) \cdot H_p - G_d \cdot R \cdot c_d \cdot t_d - G_f \cdot c_f \cdot t_{hf} + G_w \cdot c_w \cdot t_w + Q_n}{r_{2n}}. \quad (6.131)$$

Врахувавши співвідношення (6.11), одержали

$$D_{2n} = \frac{G_d \cdot R \cdot r_d + G_d \cdot (H_p - c_f \cdot t_{hf}) + G_w \cdot (c_w \cdot t_w - c_f \cdot t_{hf}) + Q_n}{r_{2n}}. \quad (6.132)$$

У рівняннях (6.119)–(6.132) додатково до рисунка 6.47 позначено:  $R$  – флегмове число;  $r_w$  – питома теплота випаровування кубового залишку;  $r_d$  – питома теплота конденсації дистильованих парів;  $r_{2n}$  – питома теплота конденсації гріючої пари.

Тепло, що відводиться при конденсації пари в конденсаторі-дефлегматорі 4 за допомогою охолоджувальної води, дорівнює

$$Q_d = W \cdot c_e \cdot (t_{кв} - t_{нв}) = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_d. \quad (6.133)$$

Розв'язавши рівняння (6.133) щодо витрати охолоджувальної води, одержали

$$W = \frac{G_d \cdot (R + 1) \cdot r_d}{c_e \cdot (t_{кв} - t_{нв})}. \quad (6.134)$$

Поверхню теплообміну основного теплообмінного обладнання ректифікаційної колони (кип'ятильника-випарника 3 і конденсатора-дефлегматора 4) визначають з основного рівняння теплопередачі, тоді

$$F_w = \frac{Q_{2n2}}{K_w \cdot \Delta t_w}, \quad F_d = \frac{Q_d}{K_d \cdot \Delta t_d}, \quad (6.135)$$

де  $K_w, K_d$  – коефіцієнти теплопередачі в кип'ятильнику та конденсаторі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_w$  – різниця між температурою конденсації гріючої пари  $t_{2n}$  і температурою кипіння кубової рідини  $t_w$  в кип'ятильнику;  $\Delta t_d$  – середня різниця між температурою конденсації дистильованих парів і температурою охолоджувальної води в конденсаторі.

## 6.8. Приклад розрахунку тарілчастої ректифікаційної колони

*Завдання.* Розробити ректифікаційну колону із ситчастими тарілками для розділення суміші ацетон – бензол під атмосферним тиском. Продуктивність за вихідною сумішшю  $G_f = 9\,000$  кг/год; склад продуктів за легкокиплячим компонентом (% мольні): у вихідній суміші  $x_f = 24\%$ , у дистиліаті  $x_d = 95\%$ , у кубовому залишку  $x_w = 3\%$ .

### 6.8.1. Масові витрати одержуваних продуктів

У зв'язку з тим, що продуктивність колони за вихідною сумішшю задана у кг/год, необхідно перевести мольні концентрації легкокиплячого компонента в продуктах у масові:

$$\bar{x}_f = \frac{x_f \cdot M_{\text{ЛКК}}}{M_f} = \frac{x_f \cdot M_{\text{ЛКК}}}{x_f \cdot M_{\text{ЛКК}} + (1 - x_f) \cdot M_{\text{ВКК}}} = \frac{0,24 \cdot 58}{0,24 \cdot 58 + (1 - 0,24) \cdot 78} \approx 0,1902,$$

$$\bar{x}_d = \frac{x_d \cdot M_{\text{ЛКК}}}{M_d} = \frac{x_d \cdot M_{\text{ЛКК}}}{x_d \cdot M_{\text{ЛКК}} + (1 - x_d) \cdot M_{\text{ВКК}}} = \frac{0,95 \cdot 58}{0,95 \cdot 58 + (1 - 0,95) \cdot 78} \approx 0,9339,$$

$$\bar{x}_w = \frac{x_w \cdot M_{\text{ЛКК}}}{M_w} = \frac{x_w \cdot M_{\text{ЛКК}}}{x_w \cdot M_{\text{ЛКК}} + (1 - x_w) \cdot M_{\text{ВКК}}} = \frac{0,03 \cdot 58}{0,03 \cdot 58 + (1 - 0,03) \cdot 78} \approx 0,0225,$$

де  $M_f, M_d, M_w, M_{\text{ЛКК}}, M_{\text{ВКК}}$  – мольні маси відповідно вихідної суміші, дистиліату, кубового залишку, легкокиплячого і високиплячого компонентів.

Масові витрати дистиліату і кубового залишку визначаємо із системи рівнянь матеріального балансу ректифікаційної колони за формулами (6.14) і (6.15):

$$G_d = G_f \cdot \frac{\bar{x}_f - \bar{x}_w}{\bar{x}_d - \bar{x}_w} = 9000 \cdot \frac{0,1902 - 0,0225}{0,9339 - 0,0225} \approx 1655,79 \text{ кг/год},$$

$$G_w = G_f \cdot \frac{\bar{x}_d - \bar{x}_f}{\bar{x}_d - \bar{x}_w} = 9000 \cdot \frac{0,9339 - 0,1902}{0,9339 - 0,0225} \approx 7344,21 \text{ кг/год}.$$

### 6.8.2. Лінія рівноважних концентрацій. Мінімальне флегмове число

Криву парорідинної рівноваги для двокомпонентної суміші за атмосферного тиску будують за довідковими даними про рівноважні склади рідини і пари залежно від температури, наведеними в додатку А (табл. А.14). Рівноважна діаграма в координатах  $y - x$  для системи ацетон – бензол подана на рисунку 6.48.

Якщо експериментальні дані про рівноважні склади рідини і пари відсутні, то для ідеальних сумішей діаграму  $y - x$  можна побудувати розрахунком, виходячи із значень тиску насичених парів чистих компонентів за різних температур.

Покажемо, як це реалізується на прикладі системи ацетон – бензол:

1) задаємося низкою температур, що лежать між температурами кипіння чистого ацетону (56,1 °С) і чистого бензолу (80,1 °С);

2) знаходимо за таблицею А.15 або рисунками А.10–А.13 тиски насичених парів чистих ЛКК та ВКК;

3) визначаємо рівноважні концентрації рідини за формулою (6.4) та пари за формулою (6.7), результати розрахунків зводимо до таблиці (табл. 6.5).



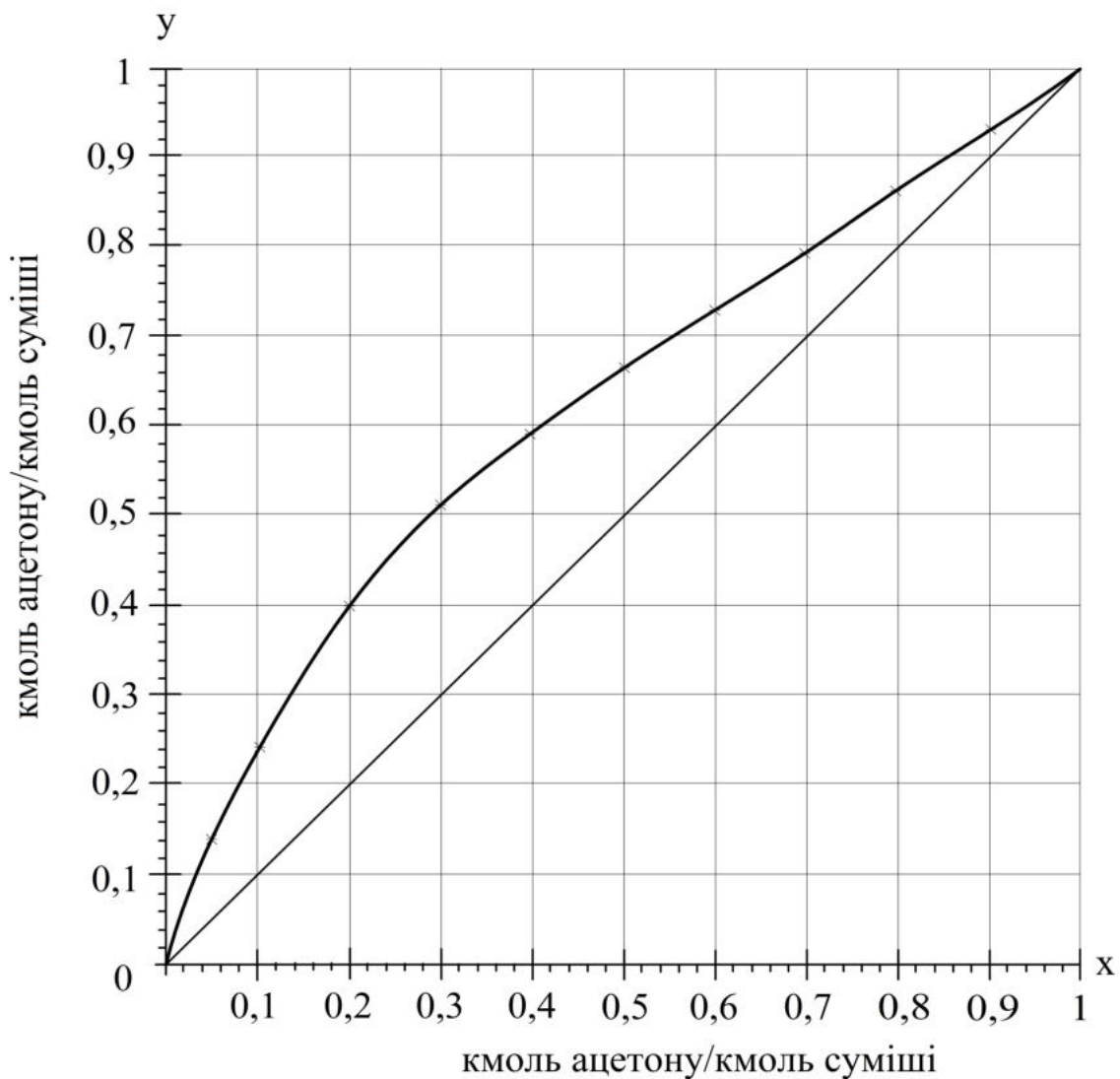


Рисунок 6.48 – Діаграма рівноваги для системи ацетон – бензол

Таблиця 6.5 – Розрахунок рівноваги суміші ацетон – бензол

Температура, °С	Тиск насичених парів		Рівноважна концентрація ЛКК	
	ацетону $P_A$ , мм рт. ст.	бензолу $P_B$ , мм рт. ст.	у рідині $x = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}$	у парі $y = \frac{P_A \cdot x}{P}$
56,1	760	338	$(760 - 338)/(760 - 338) = 1$	$760 \cdot 1/760 = 1$
58	806	362	$(760 - 362)/(806 - 362) \approx 0,9$	$806 \cdot 0,9/760 \approx 0,95$
60	861	389	$(760 - 389)/(861 - 389) \approx 0,79$	$861 \cdot 0,79/760 \approx 0,89$
62	920	417	$(760 - 417)/(920 - 417) \approx 0,68$	$920 \cdot 0,68/760 \approx 0,83$
64	982	447	$(760 - 447)/(982 - 447) \approx 0,59$	$982 \cdot 0,59/760 \approx 0,76$
66	1 048	479	$(760 - 479)/(1048 - 479) \approx 0,49$	$1048 \cdot 0,49/760 \approx 0,68$
68	1 117	512	$(760 - 512)/(1117 - 512) \approx 0,41$	$1117 \cdot 0,41/760 \approx 0,6$
70	1 190	547	$(760 - 547)/(1190 - 547) \approx 0,33$	$1190 \cdot 0,33/760 \approx 0,52$
72	1 266	584	$(760 - 584)/(1266 - 584) \approx 0,26$	$1266 \cdot 0,26/760 \approx 0,43$
74	1 346	624	$(760 - 624)/(1346 - 624) \approx 0,19$	$1346 \cdot 0,19/760 \approx 0,33$
76	1 430	665	$(760 - 665)/(1430 - 665) \approx 0,12$	$1430 \cdot 0,12/760 \approx 0,23$
78	1 519	708	$(760 - 708)/(1519 - 708) \approx 0,06$	$1519 \cdot 0,06/760 \approx 0,13$
80,1	1 616	760	$(760 - 760)/(1616 - 760) = 0$	$1616 \cdot 0/760 = 0$

Із рисунка 6.49 бачимо, що рівноважна концентрація ЛКК у парі на тарілці живлення дорівнює  $y_f^* \approx 0,45$ . Мінімальне флегмове число обчислюємо за формулою (6.24):

$$R_{min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f} = \frac{0,95 - 0,45}{0,45 - 0,24} \approx 2,39.$$

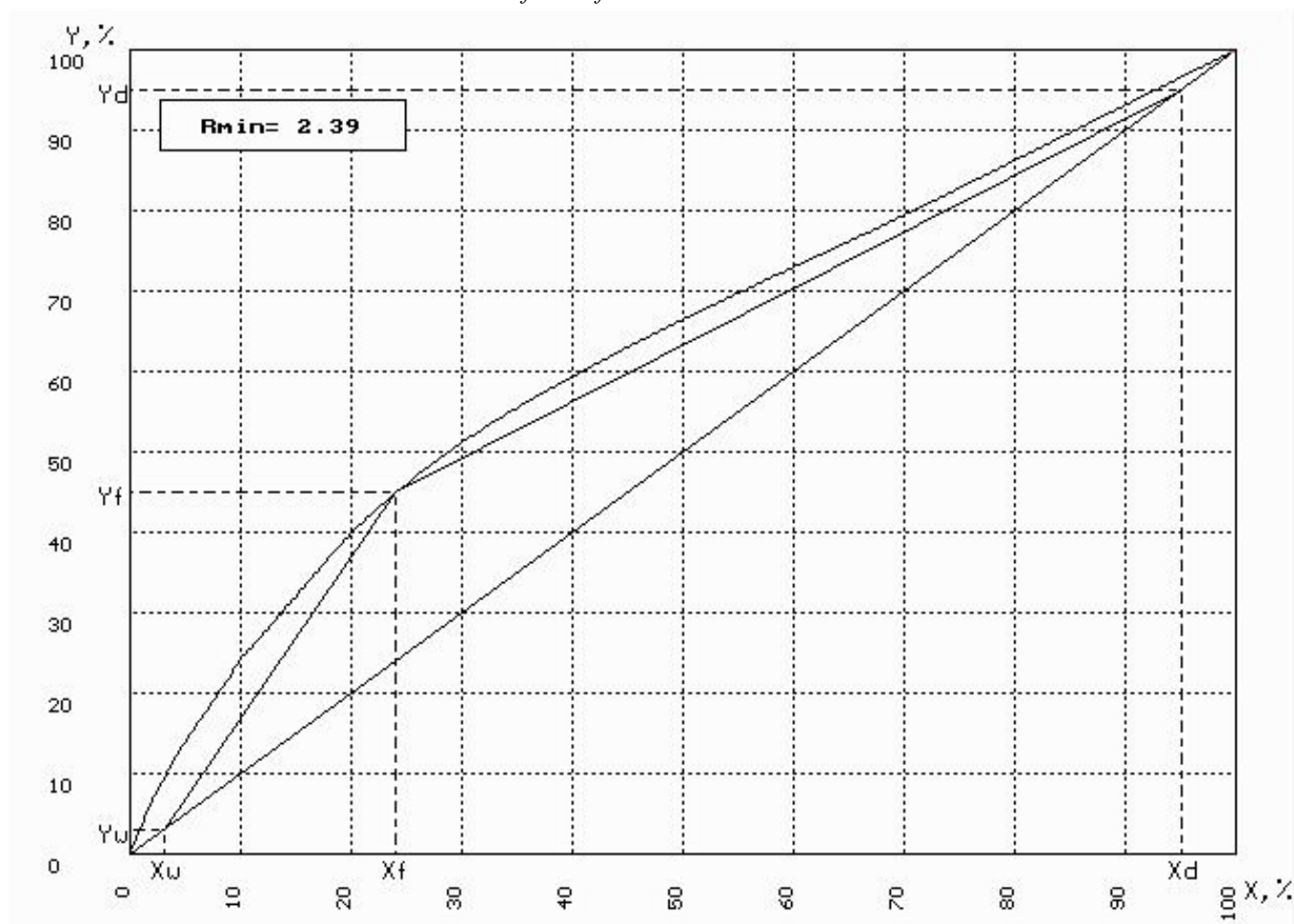


Рисунок 6.49 – Визначення мінімального флегмового числа (рисунок одержано за допомогою програмного комплексу RECTIFIC, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [41])

### 6.8.3. Число одиниць перенесення. Оптимальне флегмове число

Взявши ряд значень коефіцієнта надлишку флегми, одержимо за рівнянням (6.26) відповідний ряд значень робочого флегмового числа, а також за рівнянням (6.21) відповідний ряд значень ординати точки перетину робочих ліній верхньої та нижньої частин колони (табл. 6.6).

Таблиця 6.6 – Розрахунок робочого флегмового числа залежно від коефіцієнта надлишку флегми

$I$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\beta_i = 1 + 0,1 \cdot i$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
$R_i = \beta_i \cdot R_{min}$	2,63	2,87	3,11	3,35	3,59	3,83	4,07	4,30	4,54	4,78	5,02	5,26
$y_{fi} = \frac{R_i \cdot x_f + x_d}{R_i + 1}$	0,436	0,423	0,413	0,403	0,395	0,387	0,380	0,374	0,368	0,363	0,358	0,353

На діаграму рівноваги  $y - x$  (див. рис. 6.50) наносимо робочі лінії, кожна з яких належить до певного значення флегмового числа.

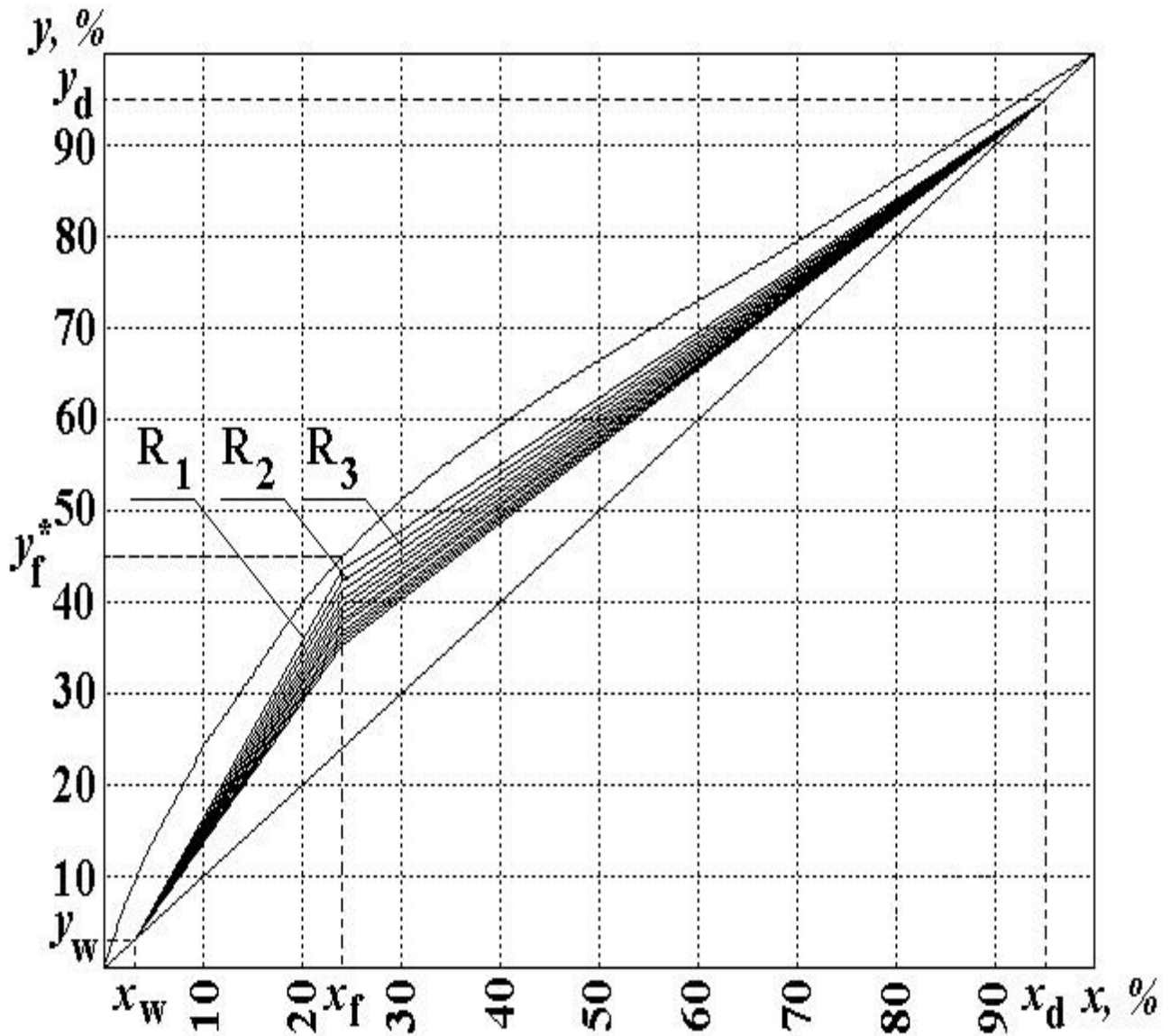


Рисунок 6.50 – Положення робочих ліній процесу ректифікації для різних значень флегмових чисел (рисунок одержано за допомогою програмного комплексу RECTIFIC, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [41])

Наступним етапом розрахунку є визначення числа одиниць перенесення для кожного значення флегмового числа.

Число одиниць перенесення розраховують методом інтегрування величин, обернених значенням локальних рушійних сил процесу в паровій фазі для кожного флегмового числа, за формулою (6.28), воно дорівнює площі, обмеженої віссю абсцис та графіком функції  $f(y) = 1/(y^* - y)$  в межах від  $y_w$  до  $y_d$  (див. рис. 6.51, де наведені графіки цієї функції для дванадцяти значень флегмових чисел).

Розрахунок числа одиниць перенесення для кожного флегмового числа за допомогою рисунка 6.51 виконували підсумовуванням площ трапецій, основами яких є відрізки, що відповідають сусіднім значенням функції  $f(y) = 1/(y^* - y)$ , а висотами є різниці між сусідніми значеннями робочих концентрацій ЛКК у парі, що визначаються за формулами (6.21) і (6.23), водночас число живлення обчислювали за формулою

$$F = \frac{x_d - x_w}{x_f - x_w} = \frac{0,95 - 0,03}{0,24 - 0,03} \approx 4,38.$$

Результати розрахунків числа одиниць перенесення наведені в таблиці 6.7.

$$1/(y^* - y)$$

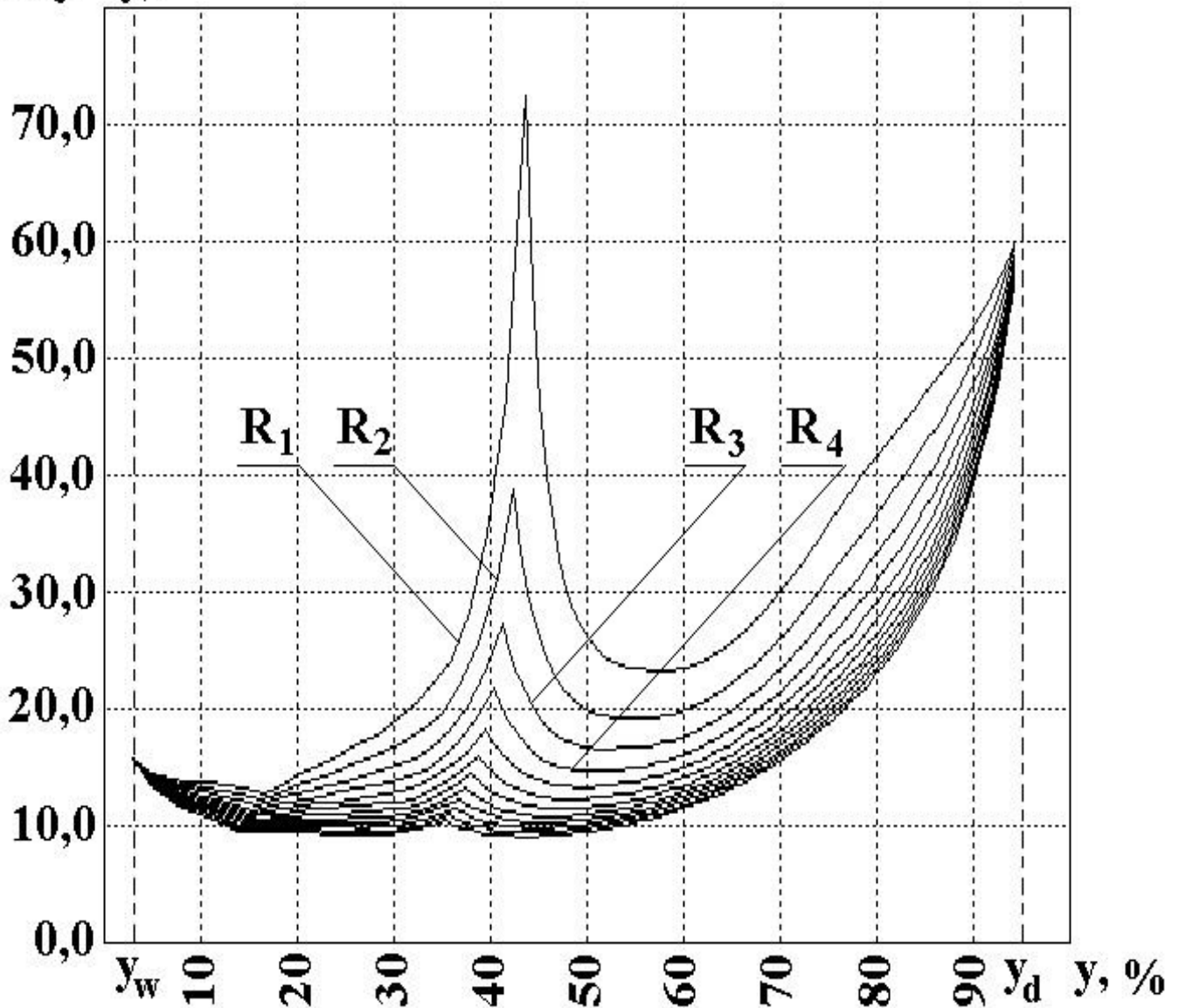


Рисунок 6.51 – Залежність  $f(y) = 1/(y^* - y)$  для різних флегмових чисел (рисунок одержано за допомогою програмного комплексу RECTIFIC, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [41])

Таблиця 6.7 – Розрахунок числа одиниць перенесення для різних значень флегмового числа

$x$	0,03	0,05	0,1	0,2	0,24	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$y^*$	0,094	0,14	0,243	0,4	0,449	0,512	0,594	0,665	0,73	0,795	0,863	0,932	0,966
$R_1 = 2,63$													
$y$	0,03	0,069	0,165	0,358	0,436	0,479	0,552	0,624	0,696	0,769	0,841	0,914	0,95
$f(y) = 1/(y^* - y)$	15,63	14,01	12,85	23,98	74,58	30,36	23,54	24,37	29,78	38,27	46,13	54,87	62,50
$n_{ov1} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 26,49$													
$R_2 = 2,87$													
$y$	0,03	0,067	0,161	0,348	0,423	0,468	0,542	0,616	0,69	0,765	0,839	0,913	0,95
$f(y) = 1/(y^* - y)$	15,63	13,79	12,22	19,41	39,16	22,71	19,27	20,53	25,28	32,89	41,25	52,41	62,50
$n_{ov2} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 22,52$													

Продовження таблиці 6.7

$x$	0,03	0,05	0,1	0,2	0,24	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$y^*$	0,094	0,14	0,243	0,4	0,449	0,512	0,594	0,665	0,73	0,795	0,863	0,932	0,966
$R_3 = 3,11$													
$y$	0,03	0,066	0,158	0,34	0,413	0,458	0,534	0,609	0,685	0,761	0,836	0,912	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	13,60	11,71	16,61	27,59	18,57	16,62	18,01	22,30	29,26	37,73	50,42	62,50
$n_{oy3} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 20,23$													
$R_4 = 3,35$													
$y$	0,03	0,066	0,154	0,332	0,403	0,449	0,526	0,603	0,68	0,757	0,834	0,911	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	13,43	11,29	14,73	21,84	15,98	14,80	16,25	20,19	26,65	35,07	48,77	62,50
$n_{oy4} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 18,68$													
$R_5 = 3,59$													
$y$	0,03	0,065	0,152	0,325	0,395	0,442	0,52	0,598	0,676	0,754	0,833	0,911	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	13,29	10,93	13,37	18,41	14,21	13,48	14,93	18,61	24,67	32,98	47,38	62,50
$n_{oy5} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 17,55$													
$R_6 = 3,83$													
$y$	0,03	0,064	0,149	0,319	0,387	0,435	0,514	0,593	0,672	0,752	0,831	0,91	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	13,16	10,64	12,34	16,13	12,92	12,48	13,92	17,38	23,13	31,30	46,19	62,50
$n_{oy6} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 16,67$													
$R_7 = 4,07$													
$y$	0,03	0,063	0,147	0,313	0,38	0,428	0,508	0,589	0,669	0,749	0,83	0,91	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	13,04	10,38	11,54	14,50	11,93	11,69	13,12	16,4	21,89	29,93	45,17	62,50
$n_{oy7} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 15,97$													
$R_8 = 4,30$													
$y$	0,03	0,063	0,145	0,308	0,374	0,423	0,504	0,585	0,666	0,747	0,828	0,909	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	12,95	10,17	10,92	13,33	11,19	11,08	12,49	15,63	20,91	28,82	44,31	62,50
$n_{oy8} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 15,43$													
$R_9 = 4,54$													
$y$	0,03	0,062	0,143	0,304	0,368	0,417	0,499	0,581	0,663	0,745	0,827	0,909	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	12,85	9,97	10,39	12,37	10,56	10,56	11,94	14,96	20,05	27,84	43,53	62,50
$n_{oy9} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 14,95$													
$R_{10} = 4,78$													
$y$	0,03	0,062	0,141	0,299	0,363	0,412	0,495	0,578	0,661	0,743	0,826	0,909	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	12,77	9,80	9,94	11,61	10,05	10,12	11,48	14,40	19,32	26,99	42,83	62,50
$n_{oy10} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 14,55$													

Продовження таблиці 6.7

$x$	0,03	0,05	0,1	0,2	0,24	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$y^*$	0,094	0,14	0,243	0,4	0,449	0,512	0,594	0,665	0,73	0,795	0,863	0,932	0,966
$R_{11} = 5,02$													
$y$	0,03	0,061	0,139	0,295	0,358	0,408	0,491	0,575	0,658	0,742	0,825	0,908	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	12,70	9,64	9,56	10,98	9,61	9,74	11,08	13,92	18,70	26,26	42,20	62,50
$n_{oy11} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 14,2$													
$R_{12} = 5,26$													
$y$	0,03	0,061	0,138	0,292	0,353	0,404	0,488	0,572	0,656	0,74	0,824	0,908	0,95
$f(y) =$ $= 1/(y^* - y)$	15,63	12,63	9,51	9,24	10,46	9,25	9,42	10,74	13,50	18,16	25,62	41,64	62,50
$n_{oy12} = 0,5 \cdot \Sigma(f(y_{i+1}) + f(y_i)) \cdot (y_{i+1} - y_i) \approx 13,9$													

У таблиці 6.8 для кожного флегмового числа наведені значення добутку  $n_{oy} \cdot (R + 1)$ , а на рисунку 6.52 поданий графік цієї функції залежно від значень флегмових чисел. Мінімум на графіку відповідає оптимальному флегмовому числу  $R_{opt} = 3,71$ . Робоче флегмове число беремо таким, що дорівнює оптимальному  $R = 3,71$ .

Таблиця 6.8 – Добуток  $n_{oy} \cdot (R + 1)$  для різних значень флегмового числа

$R$	2,63	2,87	3,11	3,35	3,59	3,83	4,07	4,30	4,54	4,78	5,02	5,26
$n_{oy}$	26,49	22,52	20,23	18,68	17,55	16,67	15,97	15,43	14,95	14,55	14,2	13,9
$n_{oy} \cdot (R + 1)$	96,15	87,14	83,15	81,27	80,54	80,53	80,99	81,80	82,85	84,09	85,48	86,99

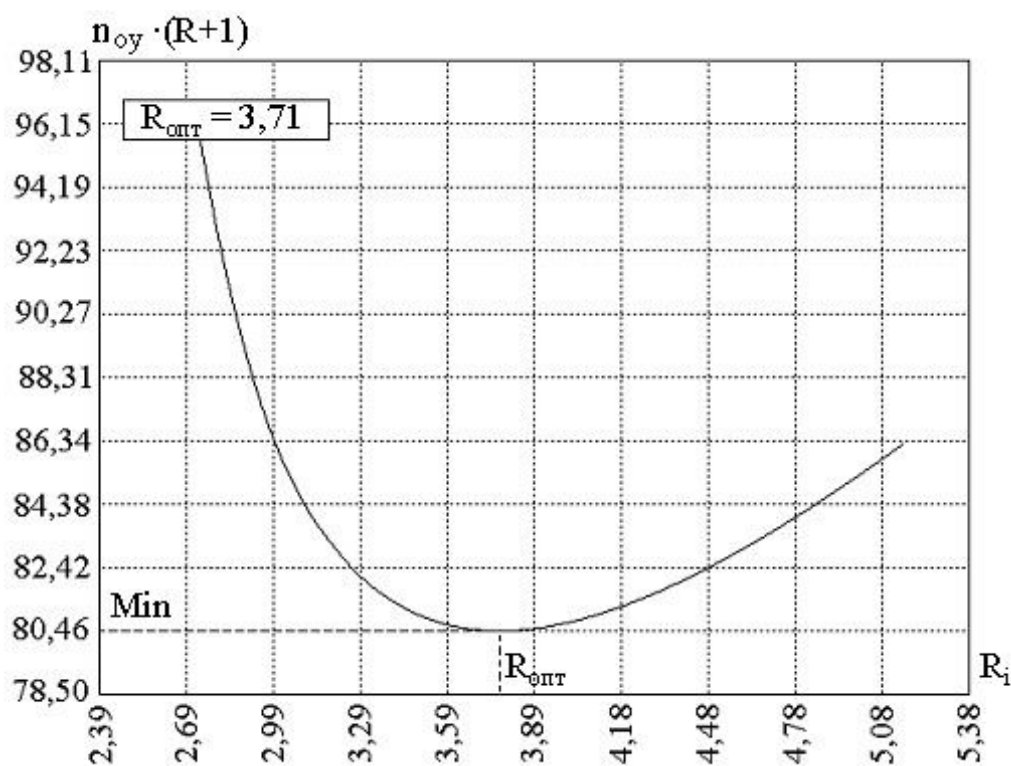


Рисунок 6.52 – Визначення оптимального флегмового числа (рисунок одержано за допомогою програмного комплексу RECTIFIC, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [41])



#### 6.8.4. Швидкість пари. Діаметр ректифікаційної колони

Подальші розрахунки проводимо паралельно для верхньої та нижньої частин ректифікаційної колони. Середні мольні концентрації ацетону в рідині:

$$- \text{у верхній частині колони} \quad x'_{сер} = (x_d + x_f)/2 = (0,95 + 0,24)/2 = 0,595;$$

$$- \text{у нижній частині колони} \quad x''_{сер} = (x_w + x_f)/2 = (0,03 + 0,24)/2 = 0,135.$$

Середні мольні концентрації ацетону в парі:

- у верхній частині колони за формулою (6.21):

$$y'_{сер} = \frac{R}{R+1} \cdot x'_{сер} + \frac{x_d}{R+1} = \frac{3,71}{3,71+1} \cdot 0,595 + \frac{0,95}{3,71+1} \approx 0,67;$$

- у нижній частині колони за формулою (6.23):

$$y''_{сер} = \frac{F+R}{R+1} \cdot x''_{сер} - \frac{F-1}{R+1} \cdot x_w = \frac{4,38+3,71}{3,71+1} \cdot 0,135 - \frac{4,38-1}{3,71+1} \cdot 0,03 \approx 0,21.$$

Середні мольні маси парової фази:

- у верхній частині колони

$$M'_y = y'_{сер} \cdot M_{лкк} + (1 - y'_{сер}) \cdot M_{вкк} = 0,67 \cdot 58 + (1 - 0,67) \cdot 78 \approx 64,6 \text{ кг/кмоль};$$

- у нижній частині колони

$$M''_y = y''_{сер} \cdot M_{лкк} + (1 - y''_{сер}) \cdot M_{вкк} = 0,21 \cdot 58 + (1 - 0,21) \cdot 78 \approx 73,8 \text{ кг/кмоль}.$$

Середні температури взаємодіючих фаз визначаємо за даними таблиці А.14 залежно від концентрацій ЛКК. Водночас середні температури рідини:

$$- \text{у верхній частині колони} \quad t'_x \approx 62,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$- \text{у нижній частині колони} \quad t''_x \approx 75,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середні температури парової фази:

$$- \text{у верхній частині колони} \quad t'_y \approx 64,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$- \text{у нижній частині колони} \quad t''_y \approx 77 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середні густини рідини розраховуємо за правилом адитивності:

- у верхній частині колони

$$\rho'_x = x'_{сер} \cdot \rho'_{лкк} + (1 - x'_{сер}) \cdot \rho'_{вкк} = 0,595 \cdot 742,8 + (1 - 0,595) \cdot 833,4 \approx 783,4 \text{ кг/м}^3;$$

- у нижній частині колони

$$\rho''_x = x''_{сер} \cdot \rho''_{лкк} + (1 - x''_{сер}) \cdot \rho''_{вкк} = 0,135 \cdot 725,8 + (1 - 0,135) \cdot 820,2 \approx 809,1 \text{ кг/м}^3,$$

де  $\rho'_{лкк}$ ,  $\rho''_{лкк}$ ,  $\rho'_{вкк}$ ,  $\rho''_{вкк}$  – густини рідких легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температур  $t'_x$  і  $t''_x$  відповідно (див. табл. А.3 або рис. А.1).

Середні густини парової фази визначаємо за рівнянням Клапейрона:

$$- \text{у верхній частині колони} \quad \rho'_y = \frac{M'_y \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + t'_y)} = \frac{64,6 \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + 64,1)} \approx 2,339 \text{ кг/м}^3;$$

$$- \text{у нижній частині колони} \quad \rho''_y = \frac{M''_y \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + t''_y)} = \frac{73,8 \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + 77)} \approx 2,574 \text{ кг/м}^3.$$

Внутрішні матеріальні потоки в колоні визначаємо за формулами (6.41)–(6.45):

- витрата флегми

$$L = G_d \cdot R = 1655,79 \cdot 3,71 \approx 6143 \text{ кг/год};$$

- витрата рідини у верхній частині колони

$$L'_x = L = 6143 \text{ кг/год};$$

- витрата рідини в нижній частині колони

$$L''_x = L + G_f = 6143 + 9000 = 15143 \text{ кг/год};$$

– масова витрата пари  $G_p = G_d \cdot (R + 1) = 1655,79 \cdot (3,71 + 1) \approx 7799$  кг/год;

– об'ємна витрата пари у верхній частині колони  $V'_p = \frac{G_p}{\rho'_y} = \frac{7799}{2,339} \approx 3334,3$  м<sup>3</sup>/год;

– об'ємна витрата пари в нижній частині колони  $V''_p = \frac{G_p}{\rho''_y} = \frac{7799}{2,574} \approx 3029,9$  м<sup>3</sup>/год.

Попередньо візьмемо відстань між тарілками  $H_m = 400$  мм. Тоді для ситчастих тарілок за графіком на рисунку 6.32 знаходимо  $C \approx 0,06$ . Граничну швидкість пари в ректифікаційній колоні розраховуємо за рівнянням (6.35):

– у верхній частині колони  $w'_{max} = C \cdot \sqrt{\frac{\rho'_x - \rho'_y}{\rho'_y}} = 0,06 \cdot \sqrt{\frac{783,4 - 2,339}{2,339}} \approx 1,098$  м/с;

– у нижній частині колони  $w''_{max} = C \cdot \sqrt{\frac{\rho''_x - \rho''_y}{\rho''_y}} = 0,06 \cdot \sqrt{\frac{809,1 - 2,574}{2,574}} \approx 1,064$  м/с.

Робочу швидкість пари визначаємо за співвідношенням:

– у верхній частині колони  $w'_y = 0,85 \cdot w'_{max} = 0,85 \cdot 1,098 \approx 0,933$  м/с;

– у нижній частині колони  $w''_y = 0,85 \cdot w''_{max} = 0,85 \cdot 1,064 \approx 0,904$  м/с.

За рівнянням (5.44) розраховуємо:

– діаметр верхньої частини колони  $D'_k = \sqrt{\frac{V'_p}{0,785 \cdot w'_y}} = \sqrt{\frac{3334,3/3600}{0,785 \cdot 0,933}} \approx 1,12$  м;

– діаметр нижньої частини колони  $D''_k = \sqrt{\frac{V''_p}{0,785 \cdot w''_y}} = \sqrt{\frac{3029,9/3600}{0,785 \cdot 0,904}} \approx 1,09$  м.

Візьмемо стандартний діаметр для всієї ректифікаційної колони  $D_k = 1,2$  м (див. табл. 5.4). Тоді фактичні робочі швидкості пари визначаються за формулою (5.45):

– у верхній частині колони  $w'_y = \frac{V'_p}{0,785 \cdot D_k^2} = \frac{3334,3}{3600 \cdot 0,785 \cdot 1,2^2} \approx 0,819$  м/с;

– у нижній частині колони  $w''_y = \frac{V''_p}{0,785 \cdot D_k^2} = \frac{3029,9}{3600 \cdot 0,785 \cdot 1,2^2} \approx 0,744$  м/с.

Одержані значення швидкостей – у межах від 0,5 м/с до 1 м/с, тому для тарілчастої ректифікаційної колони буде спостерігатися рівномірна робота за пінного режиму барботажу.

### 6.8.5. Гідравлічний розрахунок ректифікаційної колони

Взаємодію між паровою та рідкою фазами в колоні передбачаємо на ситчастих тарілках типу ТС-Р (див. рис. Б.25), основні параметри яких беремо за даними таблиці Б.16 (для діаметра колони  $D_k = 1\ 200$  мм із вільним перерізом  $S_k = 1,13$  м<sup>2</sup>):

– робочий переріз тарілки  $S_m = 1,01$  м<sup>2</sup>;

– діаметр отворів  $d_0 = 8$  мм;

– крок між отворами  $t = 20$  мм;

– відносний вільний переріз тарілки  $f_c = 0,07$ ;

– площа зливу  $S_{зл} = 0,06$  м<sup>2</sup>;

– відносна площа зливу  $f_{зл} = 0,053$ ;

- периметр зливу  $B = 0,722$  м;
- маса тарілки  $M_m = 62$  кг.

1. *Гідравлічний опір тарілки.* Для ситчастої тарілки з відносним вільним перерізом  $f_c = 0,07$  беремо коефіцієнт гідравлічного опору  $\zeta = 1,82$  (див. табл. 6.1). Тоді гідравлічний опір сухої тарілки визначаємо за формулою (6.50):

- у верхній частині колони  $\Delta P'_1 = \zeta \cdot \frac{\rho'_y \cdot w_y'^2}{2 \cdot f_c^2} = 1,82 \cdot \frac{2,339 \cdot 0,819^2}{2 \cdot 0,07^2} \approx 291$  Па;
- у нижній частині колони  $\Delta P''_1 = \zeta \cdot \frac{\rho''_y \cdot w_y''^2}{2 \cdot f_c^2} = 1,82 \cdot \frac{2,574 \cdot 0,744^2}{2 \cdot 0,07^2} \approx 265$  Па.

Об'ємна витрата рідини:

- у верхній частині колони  $V'_x = L'_x / \rho'_x = 6143 / 783,4 \approx 7,84$  м<sup>3</sup>/год;
- у нижній частині колони  $V''_x = L''_x / \rho''_x = 15143 / 809,1 \approx 18,72$  м<sup>3</sup>/год.

Висоту рівня рідини над зливним порогом визначаємо за формулою (6.56):

- для тарілок верхньої частини колони

$$h'_{0w} = \left( \frac{V'_x}{1,85 \cdot B \cdot k} \right)^{2/3} = \left( \frac{7,84}{3600 \cdot 1,85 \cdot 0,722 \cdot 0,5} \right)^{2/3} \approx 0,022 \text{ м};$$

- для тарілок нижньої частини колони

$$h''_{0w} = \left( \frac{V''_x}{1,85 \cdot B \cdot k} \right)^{2/3} = \left( \frac{18,72}{3600 \cdot 1,85 \cdot 0,722 \cdot 0,5} \right)^{2/3} \approx 0,039 \text{ м}.$$

Гідравлічний опір стовпа рідини на тарілці розраховуємо за рівнянням (6.55):

- у верхній частині колони (висота зливного порога  $h_w = 0,05$  м)  
 $\Delta P'_2 = 1,3 \cdot k \cdot g \cdot \rho'_x \cdot (h_w + h'_{0w}) = 1,3 \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 783,4 \cdot (0,05 + 0,022) \approx 360$  Па;
- у нижній частині колони  
 $\Delta P''_2 = 1,3 \cdot k \cdot g \cdot \rho''_x \cdot (h_w + h''_{0w}) = 1,3 \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 809,1 \cdot (0,05 + 0,039) \approx 459$  Па.

Середні поверхневі натяги рідини розраховуємо за правилом адитивності:

- у верхній частині колони  $\sigma'_x = x'_{сер} \cdot \sigma'_{лкк} + (1 - x'_{сер}) \cdot \sigma'_{вкк} =$   
 $= 0,595 \cdot 18,3 \cdot 10^{-3} + (1 - 0,595) \cdot 23,4 \cdot 10^{-3} \approx 20,4 \cdot 10^{-3}$  Н/м;
- у нижній частині колони  $\sigma''_x = x''_{сер} \cdot \sigma''_{лкк} + (1 - x''_{сер}) \cdot \sigma''_{вкк} =$   
 $= 0,135 \cdot 16,8 \cdot 10^{-3} + (1 - 0,135) \cdot 21,9 \cdot 10^{-3} \approx 21,2 \cdot 10^{-3}$  Н/м,

де  $\sigma'_{лкк}$ ,  $\sigma''_{лкк}$ ,  $\sigma'_{вкк}$ ,  $\sigma''_{вкк}$  – поверхневі натяги рідких легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температур  $t'_x$  і  $t''_x$  відповідно (див. табл. А.7 або рис. А.5).

Гідравлічний опір сил поверхневого натягу обчислюємо за рівнянням (6.57):

- у верхній частині колони  $\Delta P'_3 = 4 \cdot \sigma'_x / d_0 = 4 \cdot 20,4 \cdot 10^{-3} / 0,008 \approx 10,2$  Па;
- у нижній частині колони  $\Delta P''_3 = 4 \cdot \sigma''_x / d_0 = 4 \cdot 21,2 \cdot 10^{-3} / 0,008 \approx 10,6$  Па.

Повний гідравлічний опір ситчастої тарілки визначаємо за формулою (6.49):

- у верхній частині колони  $\Delta P'_m = \Delta P'_1 + \Delta P'_2 + \Delta P'_3 = 291 + 360 + 10,2 \approx 661$  Па;
- у нижній частині колони  $\Delta P''_m = \Delta P''_1 + \Delta P''_2 + \Delta P''_3 = 265 + 459 + 10,6 \approx 735$  Па.

2. *Мінімальну швидкість пари в отворах* знаходимо за формулою (6.60), водночас площа вільного перерізу отворів, через які пара виходить у рідину, становить  $S_0 = S_m \cdot f_c = 1,01 \cdot 0,07 \approx 0,07$  м<sup>2</sup>. Тоді:

– для тарілок верхньої частини колони

$$w'_{0ymin} = \left( 1 - \frac{V'_x/S_0}{0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (h_w + h'_{0w})}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\rho'_x \cdot g \cdot (h_w + h'_{0w}) - \Delta P'_3}{(\zeta + 0,5) \cdot \rho'_y}} =$$

$$= \left( 1 - \frac{7,84/(3600 \cdot 0,07)}{0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (0,05 + 0,022)}} \right) \cdot \sqrt{\frac{783,4 \cdot 9,81 \cdot (0,05 + 0,022) - 10,2}{(1,82 + 0,5) \cdot 2,339}} \approx 9,6 \text{ м/с;}$$

– для тарілок нижньої частини колони

$$w''_{0ymin} = \left( 1 - \frac{V''_x/S_0}{0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (h_w + h''_{0w})}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\rho''_x \cdot g \cdot (h_w + h''_{0w}) - \Delta P''_3}{(\zeta + 0,5) \cdot \rho''_y}} =$$

$$= \left( 1 - \frac{18,72/(3600 \cdot 0,07)}{0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (0,05 + 0,039)}} \right) \cdot \sqrt{\frac{809,1 \cdot 9,81 \cdot (0,05 + 0,039) - 10,6}{(1,82 + 0,5) \cdot 2,574}} \approx 9,8 \text{ м/с.}$$

Фактичні швидкості пари в отворах тарілки:

– у верхній частині колони  $w'_{0y} = w'_y/f_c = 0,819/0,07 \approx 11,7 \text{ м/с;}$

– у нижній частині колони  $w''_{0y} = w''_y/f_c = 0,744/0,07 \approx 10,6 \text{ м/с.}$

Порівняння показує, що фактичні швидкості пари в отворах тарілки більші ніж мінімальні. Таким чином, умова відсутності провалу рідини на нижчерозміщену тарілку виконується.

3. Оцінювання міжтарілчастого винесення рідини виконуємо за рівнянням (6.66). Висота сепараційного простору для ситчастих тарілок становить:

– у верхній частині колони

$$H'_c = H_m - 2,5 \cdot (h_w + h'_{0w}) = 0,4 - 2,5 \cdot (0,05 + 0,022) \approx 0,22 \text{ м;}$$

– у нижній частині колони

$$H''_c = H_m - 2,5 \cdot (h_w + h''_{0w}) = 0,4 - 2,5 \cdot (0,05 + 0,039) \approx 0,18 \text{ м.}$$

Тоді відносно міжтарілчасте винесення рідини парою буде дорівнювати:

– у верхній частині колони

$$e' = 0,765 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{\sigma_\epsilon}{\sigma'_x} \right) \cdot \left( \frac{w'_y}{H'_c} \right)^{3,2} = 0,765 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{72,8 \cdot 10^{-3}}{20,4 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot \left( \frac{0,819}{0,22} \right)^{3,2} \approx 0,018 \text{ кг/кг;}$$

– у нижній частині колони

$$e'' = 0,765 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{\sigma_\epsilon}{\sigma''_x} \right) \cdot \left( \frac{w''_y}{H''_c} \right)^{3,2} = 0,765 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{72,8 \cdot 10^{-3}}{21,2 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot \left( \frac{0,744}{0,18} \right)^{3,2} \approx 0,025 \text{ кг/кг.}$$

Одержані значення не перевищують допустимої величини  $[e] = 0,1 \text{ кг/кг.}$

4. Висота піни та відстань між тарілками.

Середні динамічні в'язкості рідини розраховуємо за правилом адитивності:

– у верхній частині колони  $\mu'_x = x'_{сер} \cdot \mu'_{лкк} + (1 - x'_{сер}) \cdot \mu'_{вкк} =$

$$= 0,595 \cdot 0,226 + (1 - 0,595) \cdot 0,379 \approx 0,288 \text{ мПа} \cdot \text{с;}$$

– у нижній частині колони  $\mu''_x = x''_{сер} \cdot \mu''_{лкк} + (1 - x''_{сер}) \cdot \mu''_{вкк} =$

$$= 0,135 \cdot 0,207 + (1 - 0,135) \cdot 0,332 \approx 0,315 \text{ мПа} \cdot \text{с,}$$

де  $\mu'_{лкк}$ ,  $\mu''_{лкк}$ ,  $\mu'_{вкк}$ ,  $\mu''_{вкк}$  – динамічні в'язкості рідких легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температур  $t'_x$  і  $t''_x$  відповідно (див. табл. А.4 або рис. А.2).

Лінійну густину зрошування визначаємо за рівнянням:

$$\begin{aligned}
 & \text{– у верхній частині колони} \quad q' = \frac{V'_x}{B} = \frac{7,84}{3600 \cdot 0,722} \approx 0,003 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \\
 & \text{– у нижній частині колони} \quad q'' = \frac{V''_x}{B} = \frac{18,72}{3600 \cdot 0,722} \approx 0,0073 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).
 \end{aligned}$$

Висоту світлого шару рідини розраховуємо за рівнянням (6.75), в якому показник ступеня за  $w_y$  становить  $m = 0,05 - 4,6 \cdot h_w = 0,05 - 4,6 \cdot 0,05 = -0,18$ . Тоді:

– у верхній частині колони

$$\begin{aligned}
 h'_{ce} &= 0,787 \cdot q'^{0,2} \cdot h_w^{0,56} \cdot w_y^m \cdot (1 - 0,31 \cdot \exp(-0,11 \cdot \mu'_x)) \cdot (\sigma'_x / \sigma'_e)^{0,09} = \\
 &= 0,787 \cdot 0,003^{0,2} \cdot 0,05^{0,56} \cdot 0,819^{-0,18} \cdot (1 - 0,31 \cdot e^{-0,11 \cdot 0,288}) \cdot (20,4/65,8)^{0,09} \approx 0,03 \text{ м};
 \end{aligned}$$

– у нижній частині колони

$$\begin{aligned}
 h''_{ce} &= 0,787 \cdot q''^{0,2} \cdot h_w^{0,56} \cdot w_y^m \cdot (1 - 0,31 \cdot \exp(-0,11 \cdot \mu''_x)) \cdot (\sigma''_x / \sigma''_e)^{0,09} = \\
 &= 0,787 \cdot 0,0072^{0,2} \cdot 0,05^{0,56} \cdot 0,744^{-0,18} \cdot (1 - 0,31 \cdot e^{-0,11 \cdot 0,315}) \cdot (21,2/63,5)^{0,09} \approx 0,037 \text{ м},
 \end{aligned}$$

де  $\sigma'_e, \sigma''_e$  – поверхневі натяги води за температур  $t'_x$  і  $t''_x$  відповідно.

Критерій Фруда визначаємо за формулою:

$$\text{– у верхній частині колони} \quad Fr' = w_y^2 / (g \cdot h'_{ce}) = 0,819^2 / (9,81 \cdot 0,03) \approx 2,28;$$

$$\text{– у нижній частині колони} \quad Fr'' = w_y^2 / (g \cdot h''_{ce}) = 0,744^2 / (9,81 \cdot 0,037) \approx 1,525.$$

Паровміст барботажного шару на тарілках визначаємо за формулою (6.76):

$$\text{– у верхній частині колони} \quad \varepsilon' = \sqrt{Fr'} / (1 + \sqrt{Fr'}) = \sqrt{2,28} / (1 + \sqrt{2,28}) \approx 0,6;$$

$$\text{– у нижній частині колони} \quad \varepsilon'' = \sqrt{Fr''} / (1 + \sqrt{Fr''}) = \sqrt{1,525} / (1 + \sqrt{1,525}) \approx 0,55.$$

Висоту піни на тарілках розраховуємо за рівнянням (6.73):

$$\text{– у верхній частині колони} \quad H'_{nn} = h'_{ce} / (1 - \varepsilon') = 0,03 / (1 - 0,6) \approx 0,075 \text{ м};$$

$$\text{– у нижній частині колони} \quad H''_{nn} = h''_{ce} / (1 - \varepsilon'') = 0,037 / (1 - 0,55) \approx 0,082 \text{ м}.$$

Мінімальну відстань між тарілками визначаємо з урахуванням умови (6.69):

$$\text{– у верхній частині колони} \quad H'_{min} = H'_{nn} + H'_c = 0,075 + 0,22 = 0,295 \text{ м};$$

$$\text{– у нижній частині колони} \quad H''_{min} = H''_{nn} + H''_c = 0,082 + 0,18 = 0,262 \text{ м}.$$

Взяте раніше значення відстані між тарілками більше ніж одержані значення.

5. Перевіримо *рівномірність роботи тарілок* – розрахуємо за формулою (6.33) мінімальну швидкість пари, за якої ситчаста тарілка буде працювати усіма отворами:

– у верхній частині колони

$$w'_{min} = 0,67 \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{g}{\zeta_c} \cdot \frac{\rho'_x}{\rho'_y} \cdot H'_{nn}} = 0,67 \cdot 0,07 \cdot \sqrt{\frac{9,81}{1,82} \cdot \frac{783,4}{2,339} \cdot 0,075} \approx 0,546 \text{ м/с};$$

– у нижній частині колони

$$w''_{min} = 0,67 \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{g}{\zeta_c} \cdot \frac{\rho''_x}{\rho''_y} \cdot H''_{nn}} = 0,67 \cdot 0,07 \cdot \sqrt{\frac{9,81}{1,82} \cdot \frac{809,1}{2,574} \cdot 0,082} \approx 0,553 \text{ м/с}.$$

Розраховані раніше фактичні швидкості пари більші ніж мінімальні, отже, тарілки працюватимуть усіма отворами.

6. *Градiєнт рiвня рiдини на тарiлцi* розраховуємо лише для тарілок нижньої частини колони, як найбільш навантажених за рідиною. Довжину шляху рідини на тарілці визначимо як подвоєний катет прямокутного трикутника, гіпотенузою якого є радіус колони, а другим катетом є половина периметра зливної перегородки:

$$l_m = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{D_k}{2}\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{1,2}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,722}{2}\right)^2} \approx 0,958 \text{ м.}$$

Для однопотокової тарілки ( $n = 1$ ) середню ширину потоку рідини і середню лінійну густину зрошення визначаємо за формулами:

$$b_{cep} = S_m / (l_m \cdot n) = 1,01 / (0,958 \cdot 1) \approx 1,054 \text{ м,}$$

$$q''_{cep} = L''_x / (\rho''_x \cdot b_{cep}) = 15143 / (3600 \cdot 809,1 \cdot 1,054) \approx 0,005 \text{ м}^2/\text{с.}$$

Еквівалентний діаметр потоку спіненої рідини та умовну швидкість піни на тарілці розраховуємо за рівняннями (6.78) і (6.79):

$$d''_e = \frac{4 \cdot b_{cep} \cdot H''_{nn}}{b_{cep} + 2 \cdot H''_{nn}} = \frac{4 \cdot 1,054 \cdot 0,082}{1,054 + 2 \cdot 0,082} \approx 0,284 \text{ м,}$$

$$u''_{ym} = \frac{3 \cdot q''_{cep}}{h_w + h''_{0w}} = \frac{3 \cdot 0,005}{0,05 + 0,039} \approx 0,168 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса для потоку спіненої рідини розраховуємо за формулою

$$Re''_x = u''_{ym} \cdot d''_e \cdot \rho''_x / \mu''_x = 0,168 \cdot 0,284 \cdot 809,1 / (0,315 \cdot 10^{-3}) \approx 122552.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору за горизонтальної течії рідини по ситчастій тарілці визначаємо за рівнянням (6.81), взявши величину  $a$  як середньоарифметичну із зазначеного діапазону:

$$\xi'' = a / Re''_x = 33500 / 122552 \approx 0,273.$$

Градiєнт рівня рідини на тарілці розраховуємо за рівнянням (6.77):

$$\Delta = \xi'' \cdot \frac{l_m}{d''_e} \cdot \frac{u''_{ym}{}^2}{2 \cdot g} = 0,273 \cdot \frac{0,958}{0,284} \cdot \frac{0,168^2}{2 \cdot 9,81} \approx 0,0013 \text{ м.}$$

Одержане значення  $\Delta$  для довжини шляху рідини  $l_m = 0,958$  м є допустимим.

7. Відсутність захлинання перевіримо розрахунком *переливного пристрою* також лише для тарілок нижньої частини колони, як найбільш навантажених за рідиною. Швидкість спливання грибоподібних бульбашок визначаємо за формулою (6.90):

$$w^* = 1,18 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot \sigma''_x \cdot (\rho''_x - \rho''_y)}{\rho''_x{}^2}} = 1,18 \cdot 4 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 21,2 \cdot 10^{-3} \cdot (807,5 - 2,574)}{807,5^2}} \approx 0,149 \text{ м/с.}$$

Швидкість рідини в нижній частині переливу визначаємо за формулою (6.91):

$$w_p = K_p \cdot w^* = 0,8 \cdot 0,149 \approx 0,12 \text{ м/с,}$$

де значення коефіцієнта  $K_p$  взято як для рідин, що середньо піняться.

Опір переливного пристрою потоку рідини розраховуємо за рівняннями:

$$h_{nep} = \xi_p \cdot \frac{w_p^2}{2 \cdot g} = 3,2 \cdot \frac{0,12^2}{2 \cdot 9,81} \approx 0,0023 \text{ м,}$$

$$\Delta P_{nep} = \xi_p \cdot \frac{\rho''_x \cdot w_p^2}{2} = 3,2 \cdot \frac{807,5 \cdot 0,12^2}{2} \approx 19 \text{ Па.}$$

Взявши глибину зливного кармана  $h_{w2} = 0,08$  м, виліт струменя рідини, що стікає через зливну перегородку, визначаємо за рівнянням (6.85):

$$l_k = 0,8 \cdot \sqrt{h''_{0w} \cdot \left( (K_n - 1) \cdot \left( \frac{\Delta P''_m}{\rho''_x \cdot g} + h_{w2} + h''_{0w} + \Delta + h_{nep} \right) + h''_{0w} \right)} =$$



$$= 0,8 \cdot \sqrt{0,039 \cdot \left( (2-1) \cdot \left( \frac{735}{807,5 \cdot 9,81} + 0,08 + 0,039 + 0,0013 + 0,0023 \right) + 0,039 \right)} \approx 0,08 \text{ м.}$$

Ширину сегментного переливного кармана обчислюємо зі співвідношення (6.89):

$$S_k = 0,5 \cdot D_k \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - (B/D_k)^2} \right) = 0,5 \cdot 1,2 \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - (0,722/1,2)^2} \right) \approx 0,12 \text{ м.}$$

Відношення між величинами  $S_k$  і  $l_k$  становить  $S_k/l_k = 0,12/0,08 = 1,5$ , до того ж умова (6.87) виконується, тобто необхідна площа для дегазації рідини забезпечується.

Висоту неспіненої рідини в переливі розраховуємо за рівнянням

$$H_p = \frac{\Delta P_m'' + \Delta P_{nep}}{\rho_x'' \cdot g} + h_w + \Delta = \frac{735 + 19}{807,5 \cdot 9,81} + 0,05 + 0,0013 \approx 0,146 \text{ м.}$$

Взявши висоту підпірної перегородки  $h_{w1} = 0,03$  м, висоту рівня спіненої рідини в переливному пристрої визначаємо за формулою (6.86):

$$H_{nep} = K_n \cdot H_p - (h_w + h_{w2} - h_{w1}) = 2 \cdot 0,146 - (0,05 + 0,08 - 0,03) \approx 0,192 \text{ м.}$$

Взяте раніше значення відстані між тарілками більше від одержаного значення. Таким чином, у результаті розрахунку працездатності тарілок ректифікаційної колони підтверджується правильність взяття діаметра апарата таким, що дорівнює  $D_k = 1,2$  м, і відстані між тарілками такою, що дорівнює  $H_m = 400$  мм.

#### 6.8.6. Розрахунок кількості тарілок ректифікаційної колони

Визначення кількості теоретичних і практичних тарілок ректифікаційної колони реалізуємо, застосовуючи для порівняння декілька методів.

1. За методом *Мак-Кеба і Тіле* на діаграмі  $y - x$  будуємо рівноважну та робочі лінії за робочого флегмового числа. Водночас ординату точки перетину робочих ліній верхньої та нижньої частин колони розраховуємо за рівняннями (6.21) і (6.23):

$$y'_f = \frac{R}{R+1} \cdot x_f + \frac{x_d}{R+1} = \frac{3,71}{3,71+1} \cdot 0,24 + \frac{0,95}{3,71+1} \approx 0,39,$$

$$y''_f = \frac{R+F}{R+1} \cdot x_f - \frac{F-1}{R+1} \cdot x_w = \frac{3,71+4,38}{3,71+1} \cdot 0,24 - \frac{4,38-1}{3,71+1} \cdot 0,03 \approx 0,39.$$

Рівність значень  $y'_f$  і  $y''_f$  свідчить про коректність виконаних розрахунків.

Між кривою рівноваги і робочими лініями процесу вписуємо прямокутні трикутники (рис. 6.53), кількість яких визначає кількість теоретичних тарілок  $N$ . У нашому прикладі  $N = 18$  (у верхній частині колони  $N_e = 13$ ; у нижній частині колони  $N_n = 5$ ).

2. За методом *Джілліленда* на діаграмі  $y - x$  між кривою рівноваги і діагоналлю рівних концентрацій вписуємо прямокутні трикутники (рис. 6.54), кількість яких визначає мінімальну кількість теоретичних тарілок  $N_{min}$ , що відповідає режиму повного повернення флегми. У нашому прикладі  $N_{min} = 10$ .

Візьмемо варіант роботи ректифікаційної установки, коли в дефлегматорі конденсуються всі пари, і відповідно дефлегматор не виявляє зміцнювальної дії. Тоді число ступенів зміни концентрацій під час роботи без відбору дистилляту становитиме

$$S_{min} = N_{min} + 1 = 10 + 1 = 11.$$

Далі визначаємо співвідношення

$$\frac{R - R_{min}}{R + 1} = \frac{3,71 - 2,39}{3,71 + 1} \approx 0,28,$$

і за діаграмою на рисунку 6.40 визначаємо співвідношення

$$\frac{S - S_{min}}{S + 1} \approx 0,37,$$

із якого розраховуємо число ступенів зміни концентрацій за робочого флегмового числа  $S = 18$  та відповідну кількість теоретичних тарілок:

$$N = S - 1 = 18 - 1 = 17.$$

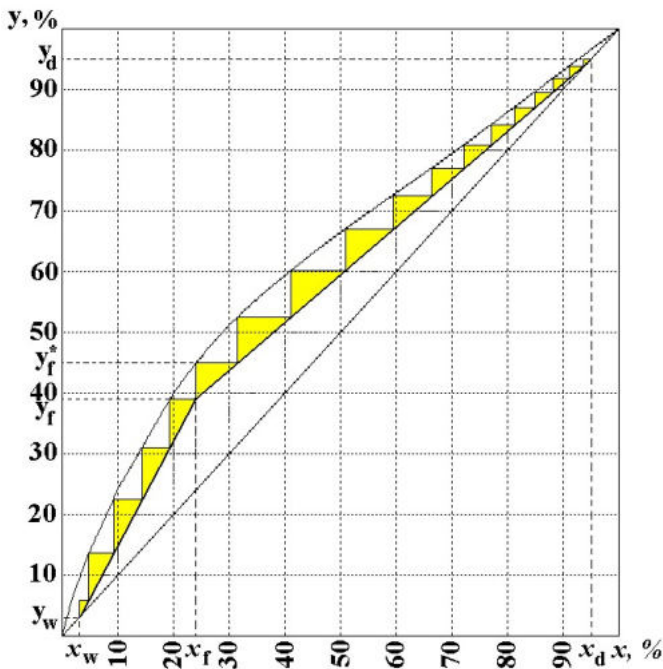


Рисунок 6.53 – Визначення кількості теоретичних тарілок за робочого флегмового числа

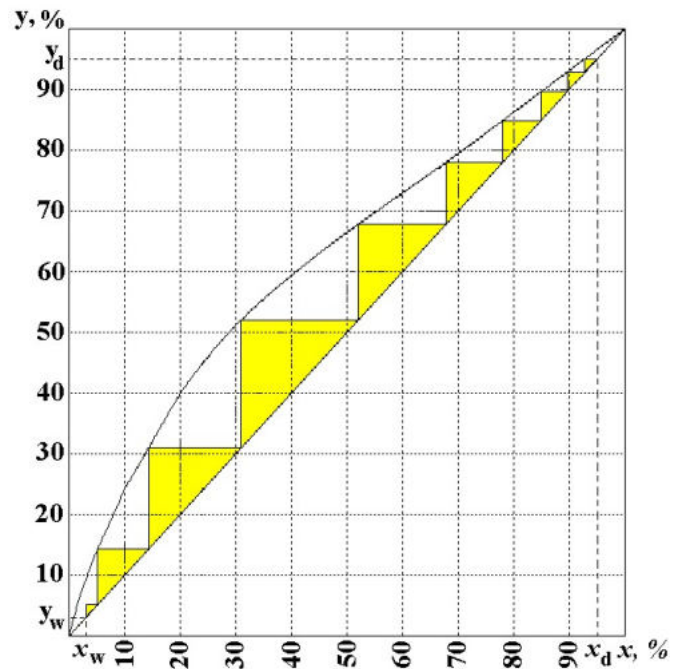


Рисунок 6.54 – Визначення кількості теоретичних тарілок за нескінченного флегмового числа

3. За методом *Фенске – Андервуда* визначаємо коефіцієнт відносної леткості за середньої температури в колоні  $t_{сер} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\alpha = P_{лкк} / P_{вкк} = 1190 / 547 \approx 2,176,$$

де  $P_{лкк}$ ,  $P_{вкк}$  – тиск насиченої пари, мм рт. ст., легкокиплячого і висококиплячого компонентів відповідно (див. табл. А.15 або рис. А.12).

Тоді рівняння рівноваги (6.7) набирає вигляду

$$y = \frac{\alpha \cdot x}{1 + (\alpha - 1) \cdot x} = \frac{2,176 \cdot x}{1 + (2,176 - 1) \cdot x} = \frac{2,176 \cdot x}{1 + 1,176 \cdot x}. \quad (а)$$

Рівняння робочих ліній за робочого флегмового числа набирають вигляду:

– для верхньої частини колони

$$y = \frac{R}{R+1} \cdot x + \frac{x_d}{R+1} = \frac{3,71}{3,71+1} \cdot x + \frac{0,95}{3,71+1} \approx 0,788 \cdot x + 0,202; \quad (б)$$

– для нижньої частини колони

$$y = \frac{R+F}{R+1} \cdot x - \frac{F-1}{R+1} \cdot x_w = \frac{3,71+4,38}{3,71+1} \cdot x - \frac{4,38-1}{3,71+1} \cdot 0,03 \approx 1,718 \cdot x - 0,022. \quad (в)$$

Розв'язавши систему, утворену рівняннями (а) і (б), визначаємо координати точок перетину кривої рівноваги і робочої лінії верхньої частини колони:

$$x'_I \approx 0,212, \quad y'_I \approx 0,369, \quad x'_{II} \approx 1,028, \quad y'_{II} \approx 1,012.$$

Розв'язавши систему, утворену рівняннями (а) і (в), визначаємо координати точок перетину кривої рівноваги й робочої лінії нижньої частини колони:

$$x''_I \approx -0,039, \quad y''_I \approx -0,09, \quad x''_{II} \approx 0,279, \quad y''_{II} \approx 0,458.$$

Кількість теоретичних тарілок визначаємо за рівняннями (6.94) і (6.95):

– для верхньої частини колони

$$N_g = \frac{\lg\left(\frac{x_d - y'_I}{y''_{II} - x_d} \cdot \frac{y'_{II} - y_f}{y_f - y'_I}\right)}{\lg\frac{1 + (\alpha - 1) \cdot x''_{II}}{1 + (\alpha - 1) \cdot x'_I}} - 1 = \frac{\lg\left(\frac{0,95 - 0,369}{1,012 - 0,95} \cdot \frac{1,012 - 0,39}{0,39 - 0,369}\right)}{\lg\frac{1 + (2,176 - 1) \cdot 1,028}{1 + (2,176 - 1) \cdot 0,212}} - 1 \approx 9;$$

– для нижньої частини колони

$$N_H = \frac{\lg\left(\frac{x_f - x'_I}{x''_{II} - x_f} \cdot \frac{x''_{II} - x_w}{x_w - x'_I}\right)}{\lg\frac{1 + (\alpha - 1) \cdot x''_{II}}{1 + (\alpha - 1) \cdot x'_I}} - 1 = \frac{\lg\left(\frac{0,24 + 0,039}{0,279 - 0,24} \cdot \frac{0,279 - 0,03}{0,03 + 0,039}\right)}{\lg\frac{1 + (2,176 - 1) \cdot 0,279}{1 + (2,176 - 1) \cdot (-0,039)}} - 1 \approx 9.$$

Загальна кількість теоретичних тарілок за цим методом становитиме

$$N = N_g + N_H = 9 + 9 = 18.$$

Як бачимо з наведених розрахунків, різні методи дають приблизно однакову загальну кількість теоретичних тарілок. Остаточню візьмемо загальну кількість теоретичних тарілок  $N = 18$  (у верхній частині колони  $N_g = 13$ ; у нижній частині колони  $N_H = 5$ ).

Динамічний коефіцієнт в'язкості рідини живлення за середньої температури в колоні  $t_{сер} = 70$  °С розраховуємо за правилом адитивності:

$$\mu = x_f \cdot \mu_{лкк} + (1 - x_f) \cdot \mu_{вкк} = 0,24 \cdot 0,215 + (1 - 0,24) \cdot 0,353 \approx 0,32 \text{ мПа} \cdot \text{с},$$

де  $\mu_{лкк}$ ,  $\mu_{вкк}$  – динамічні в'язкості рідких легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температури  $t_{сер}$  (див. табл. А.4 або рис. А.2).

Тоді добуток коефіцієнта відносної леткості поділюваних компонентів на динамічний коефіцієнт в'язкості рідини живлення буде дорівнювати

$$\alpha \cdot \mu = 2,176 \cdot 0,32 \approx 0,7.$$

Середній коефіцієнт корисної дії тарілок, визначений за рисунком 6.42, дорівнює  $\eta \approx 0,52$ . Тоді кількість реальних тарілок розраховуємо за формулою (6.98):

$$\text{– для верхньої частини колони} \quad N'_p = N_g / \eta = 13 / 0,52 \approx 25;$$

$$\text{– для нижньої частини колони} \quad N''_p = N_H / \eta = 5 / 0,52 \approx 10.$$

Для порівняння визначимо кількість реальних тарілок через побудову кінетичної кривої процесу за методикою, викладеною в підрозділі 6.6. Результати розрахунків та пояснення до них наведені в таблиці 6.9.

Таблиця 6.9 – Розрахунок координат точок кінетичної кривої процесу ректифікації

$x$	0,03	0,05	0,1	0,2	0,24	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$y^*$	0,094	0,14	0,243	0,4	0,449	0,512	0,594	0,665	0,73	0,795	0,863	0,932	0,966
$y$	0,03	0,064	0,15	0,322	0,391	0,438	0,517	0,596	0,674	0,753	0,832	0,911	0,95
$x^*$	0,01	0,016	0,054	0,147	0,194	0,234	0,306	0,403	0,514	0,635	0,754	0,87	0,926
$m$	3,2	2,225	2,017	1,472	1,266	1,121	0,822	0,716	0,648	0,645	0,677	0,713	0,667
$t$	79,1	78,3	76,4	72,8	71,5	69,6	66,7	64,3	62,4	60,7	59,6	58,8	57,8
$M_y$	77,4	76,7	75	71,6	70,2	69,2	67,7	66,1	64,5	62,9	61,4	59,8	59
$\rho_y$	2,679	2,661	2,616	2,522	2,483	2,463	2,428	2,388	2,344	2,299	2,249	2,196	2,174
$\mu_y^a \cdot 10^6$	8,87	8,85	8,8	8,71	8,68	8,63	8,55	8,49	8,45	8,4	8,37	8,35	8,33
$\mu_y^b \cdot 10^6$	9,24	9,22	9,18	9,09	9,05	9,03	8,98	8,94	8,9	8,86	8,82	8,78	8,76

Продовження таблиці 6.9

$\mu_y \cdot 10^6$	9,23	9,2	9,13	8,99	8,93	8,88	8,79	8,7	8,62	8,54	8,47	8,4	8,36
$D_y \cdot 10^6$	6,59	6,56	6,51	6,41	6,37	6,32	6,24	6,18	6,12	6,08	6,05	6,02	6,0
$Re_y \cdot 10^{-5}$	2,159	2,151	2,131	2,088	2,278	2,273	2,262	2,247	2,227	2,205	2,175	2,141	2,131
$\beta_y \cdot 10^2$	5,34	5,3	5,21	5,04	5,43	5,38	5,29	5,2	5,11	5,02	4,94	4,84	4,8
$M_x$	77,4	77	76	74	73,2	72	70	68	66	64	62	60	59
$\rho_x^a$	720	721	724	729	731	733	737	740	743	745	746	747	749
$\rho_x^b$	816	817	819	823	824	826	829	831	833	835	836	837	838
$\rho_x$	813	812	810	804	802	798	792	786	779	772	764	756	753
$\mu_x^a \cdot 10^3$	0,201	0,202	0,205	0,21	0,212	0,215	0,219	0,223	0,226	0,229	0,231	0,232	0,234
$\mu_x^b \cdot 10^3$	0,319	0,321	0,328	0,34	0,345	0,352	0,363	0,372	0,38	0,387	0,392	0,395	0,399
$\mu_x \cdot 10^3$	0,315	0,315	0,316	0,314	0,313	0,311	0,305	0,298	0,288	0,276	0,263	0,248	0,242
$D_x \cdot 10^9$	5,28	5,24	5,16	5,01	4,95	4,87	4,75	4,65	4,57	4,5	4,45	4,42	4,38
$Pr_{Dx}$	73,5	74	75,6	78	78,9	80	81,2	81,5	80,8	79,6	77,4	74,3	73,4
$\beta_x \cdot 10^2$	3,03	3,03	3,05	3,08	3,09	3,1	3,12	3,12	3,12	3,11	3,09	3,06	3,05
$K_y \cdot 10^2$	0,803	1,083	1,173	1,478	1,684	1,828	2,209	2,371	2,48	2,46	2,371	2,276	2,342
$m_{ym}$	0,29	0,39	0,41	0,49	0,55	0,59	0,7	0,73	0,75	0,72	0,68	0,63	0,64
$C_y$	1,34	1,47	1,51	1,64	1,74	1,8	2,01	2,08	2,11	2,06	1,97	1,89	1,9
$\overline{BC}$	0,048	0,051	0,062	0,048	0,034	0,041	0,038	0,033	0,026	0,02	0,016	0,011	0,008
$y_k$	0,046	0,089	0,181	0,352	0,415	0,471	0,556	0,632	0,704	0,775	0,847	0,921	0,958

Примітка:  $x$  – концентрації ЛКК у рідкій фазі;

$y^*$  – рівноважні концентрації парової фази визначають за даними таблиці А.14;

$y$  – робочі концентрації парової фази визначають за формулами (6.21) і (6.23);

$x^*$  – рівноважні концентрації рідкої фази визначають за даними таблиці А.14;

$m$  – тангенси кутів нахилу кривої рівноваги розраховують за формулою (6.106);

$t$  – температури кипіння сумішей, °С, визначають за даними таблиці А.14;

$M_y$  – мольні маси парових сумішей, кг/кмоль,  $M_y = y \cdot M_{\text{ЛКК}} + (1 - y) \cdot M_{\text{ВКК}}$ ;

$\rho_y$  – густини парових сумішей, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_y = \frac{M_y \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + t)}$ ;

$\mu_y^a$  – динамічні в'язкості парів ацетону, Па · с, визначають за даними рисунка А.6;

$\mu_y^b$  – динамічні в'язкості парів бензолу, Па · с, визначають за даними рисунка А.6;

$\mu_y$  – динамічні в'язкості парових сумішей, Па · с,  $\mu_y = \frac{M_y}{\frac{y \cdot M_{\text{ЛКК}}}{\mu_y^a} + \frac{(1 - y) \cdot M_{\text{ВКК}}}{\mu_y^b}}$ ;

$D_y$  – коефіцієнти дифузії у паровій фазі, м<sup>2</sup>/с, розраховують за рівнянням (5.19);

$Re_y$  – критерії Рейнольдса для парової фази,  $Re_y = w_y \cdot \rho_y / \mu_y$ ;

$\beta_y$  – коефіцієнти масовіддачі в паровій фазі, кмоль/(м<sup>2</sup> · с), розраховують за рівнянням (6.111);

$M_x$  – мольні маси рідких сумішей, кг/кмоль,  $M_x = x \cdot M_{\text{ЛКК}} + (1 - x) \cdot M_{\text{ВКК}}$ ;

$\rho_x^a$  – густина рідкого ацетону, кг/м<sup>3</sup>, визначають за даними таблиці А.3 або рисунка А.1;

Продовження таблиці 6.9

<p><math>\rho_x^{\bar{o}}</math> – густина рідкого бензолу, <math>\text{кг/м}^3</math>, визначають за даними таблиці А.3 або рисунка А.1;</p> <p><math>\rho_x</math> – густини рідких сумішей, <math>\text{кг/м}^3</math>, <math>\rho_x = x \cdot \rho_x^a + (1-x) \cdot \rho_x^{\bar{o}}</math>;</p> <p><math>\mu_x^a</math> – в'язкість рідкого ацетону, <math>\text{Па} \cdot \text{с}</math>, визначають за даними таблиці А.4 або рисунка А.2;</p> <p><math>\mu_x^{\bar{o}}</math> – в'язкість рідкого бензолу, <math>\text{Па} \cdot \text{с}</math>, визначають за даними таблиці А.4 або рисунка А.2;</p> <p><math>\mu_x</math> – динамічні в'язкості рідких сумішей, <math>\text{Па} \cdot \text{с}</math>, <math>\mu_x = x \cdot \mu_x^a + (1-x) \cdot \mu_x^{\bar{o}}</math>;</p> <p><math>D_x</math> – коефіцієнти дифузії в рідині, <math>\text{м}^2/\text{с}</math>, визначають за рівняннями (5.20) і (5.22);</p> <p><math>Pr_{Dx}</math> – дифузійні критерії Прандтля для рідкої фази, <math>Pr_{Dx} = \mu_x / (\rho_x \cdot D_x)</math>;</p> <p><math>\beta_x</math> – коефіцієнти масовіддачі в рідкій фазі, <math>\text{кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})</math>, розраховують за рівнянням (6.112);</p> <p><math>K_y</math> – коефіцієнти масопередачі, <math>\text{кмоль}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})</math>, розраховують за рівнянням (5.30);</p> <p><math>m_{ym}</math> – числа одиниць перенесення для однієї тарілки в паровій фазі розраховують за формулою (6.118);</p> <p><math>C_y</math> – коефіцієнти збагачення для тарілки визначають за формулою (6.105);</p> <p><math>\overline{BC}</math> – довжини відрізків, що визначають відстань від кривої рівноваги до кінетичної кривої (див. рис. 6.45), <math>\overline{BC} = \overline{AC}/C_y = (y^* - y)/C_y</math>;</p> <p><math>y_k</math> – ординати точок <math>B</math> кінетичної кривої (див. рис. 6.45), <math>y_k = y^* - \overline{BC}</math>.</p>
--

Розрахувавши координати точок кінетичної кривої, на діаграмі  $y - x$  будемо рівноважну, кінетичну та робочі лінії за робочого флегмового числа.

Між кінетичною кривою і робочими лініями процесу вписуємо прямокутні трикутники (рис. 6.55), кількість яких визначає кількість реальних тарілок  $N_p$ . У нашому прикладі  $N_p = 46$  (у верхній частині колони  $N'_p = 29$ ; у нижній частині колони  $N''_p = 17$ ).

Ці результати візьмемо як остаточні. Тоді повний гідравлічний опір колони розрахуємо за формулою

$$\Delta P_k = \Delta P'_m \cdot N'_p + \Delta P''_m \cdot N''_p = 661 \cdot 29 + 735 \cdot 17 = 31664 \text{ Па.}$$

За аналогією з насадковою колоною (див. табл. 5.7) візьмемо відстань між верхньою тарілкою і кришкою колони  $H_e = 1$  м; відстань між нижньою тарілкою і дном колони  $H_n = 2$  м. Тоді загальна висота ректифікаційної колони дорівнюватиме

$$H_k = (N_p - 1) \cdot H_m + H_e + H_n = (46 - 1) \cdot 0,4 + 1 + 2 = 21 \text{ м.}$$

### 6.8.7. Розрахунок теплового балансу ректифікаційної колони

Питомі масові теплоємності рідин розраховуємо за правилом адитивності:

– вихідної суміші за температури кипіння  $t_f = 71,5$  °С (див. табл. 6.9):

$$c_f = x_f \cdot c_{\text{лкк}}^f + (1 - x_f) \cdot c_{\text{вкк}}^f = 0,24 \cdot 2342 + (1 - 0,24) \cdot 1983 \approx 2069 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– дистилляту за температури кипіння  $t_d = 57,8$  °С (див. табл. 6.9):

$$c_d = x_d \cdot c_{\text{лкк}}^d + (1 - x_d) \cdot c_{\text{вкк}}^d = 0,95 \cdot 2297 + (1 - 0,95) \cdot 1916 \approx 2278 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– кубового залишку за температури кипіння  $t_w = 79,1$  °С (див. табл. 6.9):

$$c_w = x_w \cdot c_{\text{лкк}}^w + (1 - x_w) \cdot c_{\text{вкк}}^w = 0,03 \cdot 2368 + (1 - 0,03) \cdot 2020 \approx 2030 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

де  $c_{лкк}^f$ ,  $c_{лкк}^d$ ,  $c_{лкк}^w$ ,  $c_{вкк}^f$ ,  $c_{вкк}^d$ ,  $c_{вкк}^w$  – масові теплоємності рідких легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температур  $t_f$ ,  $t_d$  і  $t_w$  відповідно (див. табл. А.6).

$y$ , %

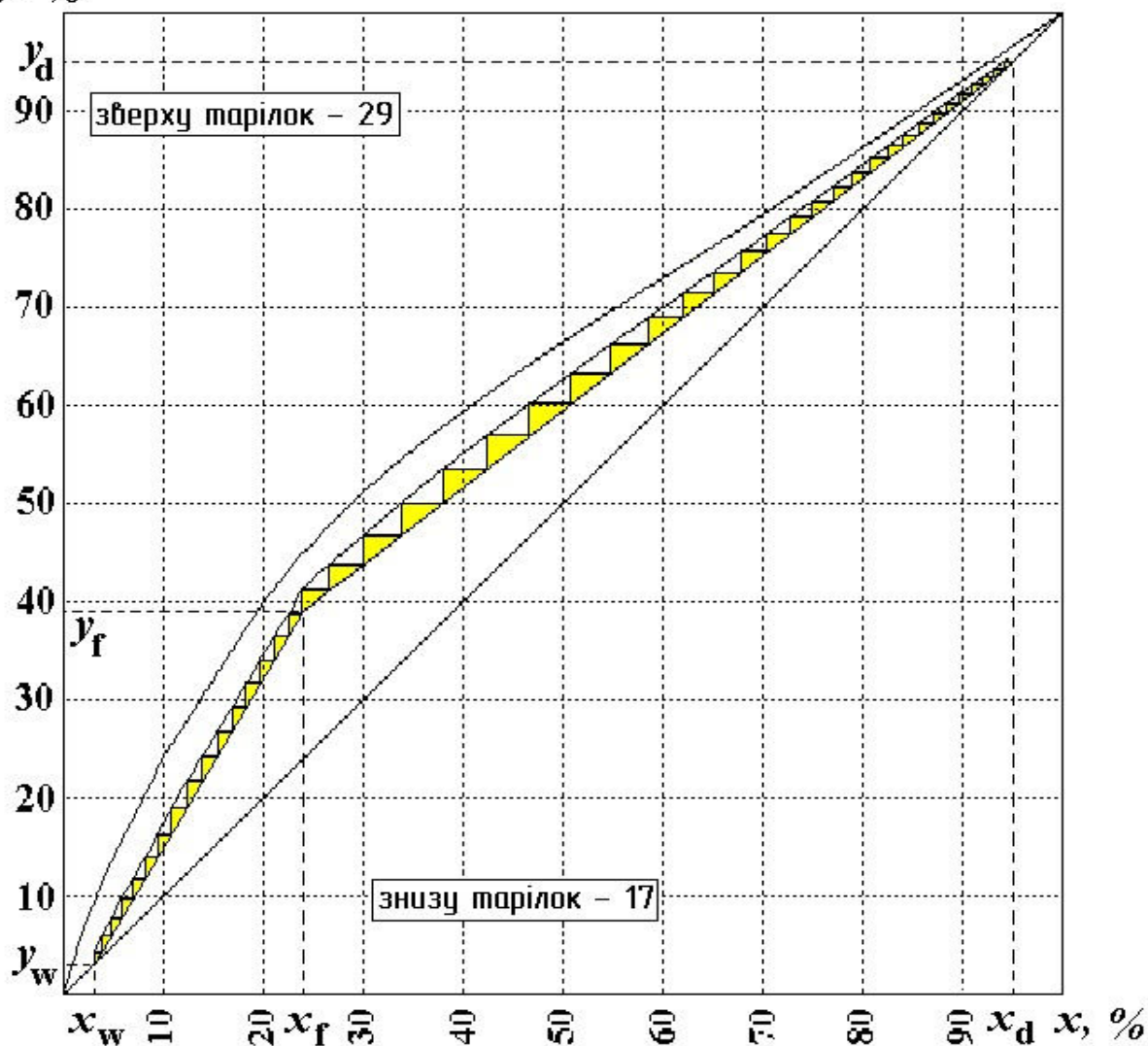


Рисунок 6.55 – Графічне визначення кількості реальних тарілок ректифікаційної колони (рисунок одержано за допомогою програмного комплексу RECTIFIC, розробленого кафедрою хімічної інженерії СумДУ [41])

Питомі теплоти фазових перетворень визначаємо за правилом адитивності:

– за конденсації дистильованих парів

$$r_d = x_d \cdot r_{лкк}^d + (1 - x_d) \cdot r_{вкк}^d = 0,95 \cdot 521,7 + (1 - 0,95) \cdot 410,1 \approx 516,1 \text{ кДж/кг};$$

– під час кипіння кубової рідини

$$r_w = x_w \cdot r_{лкк}^w + (1 - x_w) \cdot r_{вкк}^w = 0,03 \cdot 495,5 + (1 - 0,03) \cdot 395,7 \approx 398,7 \text{ кДж/кг},$$

де  $r_{лкк}^d$ ,  $r_{лкк}^w$ ,  $r_{вкк}^d$ ,  $r_{вкк}^w$  – питомі теплоти фазових перетворень легкокиплячого і висококиплячого компонентів за температур  $t_d$  і  $t_w$  відповідно (див. табл. А.10).

Ентальпію дистильованих парів за температури  $t_d$  визначаємо за формулою

$$H_p = r_d + c_d \cdot t_d = 516,1 + 2,278 \cdot 57,8 \approx 647,8 \text{ кДж/кг}.$$

Кількість тепла, що підводиться з вихідною сумішшю за початкової температури  $t_{nf} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , розраховуємо за рівнянням (6.119):

$$Q_f = G_f \cdot c_f \cdot t_{nf} = \frac{9000}{3600} \cdot 2069 \cdot 20 \approx 103450 \text{ Вт}.$$

Кількість тепла, що підводиться з флегмою, розраховуємо за рівнянням (6.120):

$$Q_{\phi} = L_{\phi} \cdot c_d \cdot t_d = \frac{6143}{3600} \cdot 2278 \cdot 57,8 \approx 224677 \text{ Вт.}$$

Кількість тепла, що відводиться з кубовим залишком, розраховуємо за рівнянням (6.126):

$$Q_w = G_w \cdot c_w \cdot t_w = \frac{7344,21}{3600} \cdot 2030 \cdot 79,1 \approx 327578 \text{ Вт.}$$

Кількість тепла, що відводиться з дистилатними парами, розраховуємо за рівнянням (6.127):

$$Q_p = G_d \cdot (R + 1) \cdot H_p = \frac{1655,79}{3600} \cdot (3,71 + 1) \cdot 647,8 \cdot 10^3 \approx 1403345 \text{ Вт.}$$

Ураховуючи, що максимальна температура в колоні не перевищує 80 °С, візьмо такі параметри водяної насиченої пари: тиск  $P_{zn} = 1$  ат, температура конденсації  $t_{zn} = 100$  °С, питома теплота конденсації  $r_{zn} = 2\,264$  кДж/кг.

Візьмо також, що теплові втрати в довкілля не перевищують 10 % від загальної кількості тепла, що підводиться з гріючою парою. Тоді витрату гріючої пари розраховуємо за рівнянням (6.131):

$$D_{zn} = \frac{1,1 \cdot (Q_p - Q_{\phi} - Q_f + Q_w)}{r_{zn}} = \frac{1,1 \cdot (1403345 - 224677 - 103450 + 327578)}{2264 \cdot 10^3} \approx 0,68 \text{ кг/с.}$$

Кількість тепла, що відводиться під час конденсації дистилатних парів у дефлегматорі, розраховуємо за рівнянням (6.133):

$$Q_d = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_d = \frac{1655,79}{3600} \cdot (3,71 + 1) \cdot 516,1 \cdot 10^3 \approx 1118040 \text{ Вт.}$$

Візьмо початкову температуру охолоджувальної води  $t_{не} = 20$  °С, а її кінцеву температуру –  $t_{кв} = 40$  °С. Тоді витрату охолоджувальної води в дефлегматорі розраховуємо за рівнянням (6.134):

$$W = \frac{Q_d}{c_e \cdot (t_{кв} - t_{не})} = \frac{1118040}{4190 \cdot (40 - 20)} \approx 13,34 \text{ кг/с.}$$

Кількість тепла для випаровування частини кубової рідини в кип'ятильнику-випарнику розраховуємо за рівнянням (6.124):

$$Q_{zn2} = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_w = \frac{1655,79}{3600} \cdot (3,71 + 1) \cdot 398,7 \cdot 10^3 \approx 863714 \text{ Вт.}$$

Середні температурні напори визначаємо за формулами:

– у кип'ятильнику  $\Delta t_w = t_{zn} - t_w = 100 - 79,1 = 20,9$  °С;

– у конденсаторі  $\Delta t_d = \frac{(t_d - t_{не}) - (t_d - t_{кв})}{\ln \frac{t_d - t_{не}}{t_d - t_{кв}}} = \frac{(57,8 - 20) - (57,8 - 40)}{\ln \frac{57,8 - 20}{57,8 - 40}} \approx 26,6$  °С.

Візьмо такі значення коефіцієнтів теплопередачі (див. табл. 1.2): у випарнику  $K_w = 700$  Вт/(м<sup>2</sup> · К), у конденсаторі  $K_d = 500$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Тоді поверхні теплообміну розраховуємо за рівняннями (6.135) і (6.136):

– кип'ятильника-випарника  $F_w = \frac{Q_{zn2}}{K_w \cdot \Delta t_w} = \frac{863714}{700 \cdot 20,9} \approx 59$  м<sup>2</sup>;

– конденсатора-дефлегматора  $F_d = \frac{Q_d}{K_d \cdot \Delta t_d} = \frac{1118040}{500 \cdot 26,6} \approx 84$  м<sup>2</sup>.



## Розділ 7

# ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

### 7.1 Загальні положення

Конструкторську документацію залежно від стадії розроблення поділяють на проєктну (технічна пропозиція, ескізний і технічний проєкти на створення обладнання чи установки) і робочу (специфікації, складальні креслення, креслення деталей тощо). Курсовий проєкт із дисципліни ПАХВ виконують і оформлюють відповідно до вимог ЄСКД на технічний проєкт, він складається з текстового (пояснювальної записки) та графічних документів. Технічний проєкт розробляють відповідно до технічного завдання (завдання на курсовий проєкт) з метою визначення та пропозиції (на основі вибору оптимального варіанта) остаточних технічних рішень, що дають повне уявлення про будову обладнання та установки, що проєктуються, та формування вихідних даних для розроблення робочої документації.

Структура курсового проєкту повинна забезпечити детальне розкриття обраної теми і методику розв'язання окремих його завдань. Усі частини роботи повинні бути викладені в точній логічній послідовності і взаємозв'язку.

Вимоги до елементів пояснювальної записки та креслень визначаються відповідними стандартами ЄСКД та/або стандартами ISO. Детальний опис цих вимог наведений у рамках дисциплін «Нарисна геометрія та інженерна графіка», «Комп'ютерна графіка в хімічній інженерії», «САПР машин і апаратів хімічних виробництв», «Комп'ютерне моделювання і оптимізація процесів гідромеханіки та тепломасообміну» чи інших аналогічних за змістом дисциплін.

Нижче наведено зміст курсового проєкту, вимоги до оформлення розрахунків порядок оформлення проєктної і робочої документації.

### 7.2 Оформлення описової та розрахункової частин (пояснювальної записки)

Пояснювальна записка до курсового проєкту містить такі структурні складові:

1. Титульний аркуш, що є також обкладинкою пояснювальної записки.
2. Бланк завдання на курсовий проєкт.
3. Реферат (анотація).
4. Зміст, де зазначаються назви розділів, підрозділів та номери сторінок.
5. Основний текст пояснювальної записки, що складається з перелічених у змісті розділів.
6. Висновки.
7. Список використаної літератури.
8. Додатки.

Зміст та перелік розділів пояснювальної записки визначаються темою проєкту і глибиною опрацювання окремих питань.

До основного тексту пояснювальної записки рекомендується вносити такі розділи і підрозділи:

Вступ

1. Теоретичні основи розроблюваного процесу. Обґрунтування вибору конструкції апарата
2. Опис технологічної схеми установки
3. Конструкція і принцип роботи апарата

#### 4. Розрахункова частина

##### 4.1. Матеріальні баланси та розрахунки

##### 4.2. Теплові (енергетичні) баланси та розрахунки

##### 4.3. Кінетичні розрахунки

##### 4.4. Конструктивні розрахунки

##### 4.5. Гідравлічні розрахунки

##### 4.6. Вибір допоміжного обладнання установки.

##### 4.7. Механічні розрахунки

#### 5. Монтаж і ремонт апарата.

Відповідно до рекомендацій керівника проєкту окремі розділи можуть бути розширені або скорочені.

У завданні на курсове проєктування зазначають апарат, який необхідно розрахувати, і установку, в складі якої він функціонує, а також вихідні параметри, що будуть основою розрахунку обраного апарата. У завданні також зазначають склад графічної частини проєкту із зазначенням обсягу кожного елемента (технологічної схеми, складального креслення апарата, креслень складальних одиниць, креслень деталей), перелік необхідних розрахунків та основну літературу, яка буде використана під час розрахунку.

Реферат (анотація) містить загальні відомості та стисло характеристику проєкту: назву теми, назву об'єкта розробки, перелік основних проєктних і конструктивних рішень із короткими коментарями, що характеризують їх новизну й ефективність, результати виконання завдань, поставлених у рамках курсового проєкту. В анотації також зазначають обсяг пояснювальної записки (в сторінках), рисунків, таблиць, літературних джерел, додатків, а також обсяг графічної частини проєкту (в аркушах формату А1). Наприкінці реферату (анотації) наводять список ключових слів, що найбільш точно описують суть і результати проєкту.

У вступі стисло викладають актуальність і завдання, що вирішуються під час виконання студентом курсового проєкту, виходячи з перспектив розвитку хімічної технології, нафтохімії та хімічного машинобудування, а також прийнятий шлях вирішення поставлених завдань. Також у вступі зазначають роль і місце в народному господарстві галузей виробника і споживача продукту, отримання якого обумовлене завданням на курсове проєктування. Стисло характеризують технологію отримання продукту і місце проєктованої установки в технологічній лінії.

У розділі «Теоретичні основи розроблюваного процесу. Обґрунтування вибору конструкції апарата» викладають фізико-хімічну сутність процесу, що проходить в апараті, наводять основні закономірності та особливості цього процесу, аналізують статичку і кінетику процесу, а також фізико-хімічні властивості та технологічні характеристики робочих речовин (сировини, проміжних і кінцевих продуктів, теплоносіїв, холодоагентів тощо). У цьому розділі також необхідно подати коротку класифікацію, будову, принципи роботи, порівняльну характеристику апаратів для здійснення заданого процесу з аналізом переваг і недоліків роботи типових конструкцій (3–4 зразки), аналогічних за своїм функціональним призначенням проєктованому обладнанню. Під час вибору типу обладнання студент розробляє вимоги до обладнання з урахуванням необхідності реалізації певних явищ, покладених в основу цільового процесу. Вимоги рекомендується поділяти на технологічні, конструктивні, експлуатаційні, економічні тощо. Далі вимоги умовно поділяють на основні та додаткові. Невиконання основних вимог призводить до припинення функціонування обладнання, невиконання додаткових вимог – до погіршення технологічних або техніко-економічних показників

ефективності обладнання. Спочатку студент здійснює спробу пошуку стандартного обладнання, яке достатньою мірою задовольняє сукупності вимог, за каталогами (стандартами, атласами тощо) стандартного обладнання. Якщо стандартне обладнання не задовольняє розроблені вимоги, то ухвалюється рішення про доцільність розроблення нестандартного обладнання. На підставі проведеного огляду обґрунтовується вибір конструкції основного апарата для подальшого проектування.

У розділі «Опис технологічної схеми установки» необхідно проаналізувати різні варіанти технологічних схем, які дають можливість інтенсифікувати основний процес і поліпшити техніко-економічні показники. Критерії оцінювання методу або технології виробництва, за якими проводять аналіз, вміщують:

- техніко-економічні показники;
- можливість забезпечення виробництва сировиною та його вартість;
- організацію доставлення сировини та вивезення готової продукції;
- наявність обладнання для промислової реалізації методу;
- забезпечення заданої потужності виробництва і якості продукції;
- екологічну безпеку та енергетичну ефективність виробництва;
- додержання санітарно-гігієнічних умов праці на виробництві.

На підставі інформації, одержаної з літературних джерел про види сировини і його ресурси, ступенів перетворення сировини студент оцінює можливі кількості цільових продуктів за стадіями виробництва і розробляє ескізну технологічну схему. Розроблення остаточного варіанта ескізної схеми полягає у визначенні сукупності процесів (технологічних стадій), спрямованих на випуск продуктів заданого асортименту, і забезпечує високу і стабільну якість продуктів, що випускаються за мінімальної собівартості.

Обґрунтований остаточний варіант технологічної схеми потрібно описати конкретно. На схемі необхідно показати позиції (номери) апаратів, напрями потоків, значення їх витрат, температур, концентрацій та інших параметрів.

У підрозділі «Конструкція і принцип роботи апарата» наводять ескіз розроблюваного апарата та пояснюють його будову. Пояснення супроводжують посиланнями на позиції окремих елементів конструкції. Після розгляду конструкції описують принцип роботи апарата. У цьому разі пояснюють траєкторії руху робочих середовищ в апараті, а також зміни їх параметрів унаслідок процесів, що відбуваються в апараті.

Технологічний розрахунок установки (апарата, машини), який складається з наступних двох нижченаведених підрозділів пояснювальної записки, базується на фундаментальних законах збереження, рівноваги і перенесення маси, енергії, імпульсу і містить необхідні розрахунки статички процесів на основі матеріальних і теплових балансів апаратів установки, що дозволить визначити залежно від характеру вихідних даних у завданні вихід продуктів виробництва або витрату матеріалів, що надходять на перероблення. Водночас визначають також витрати допоміжних матеріалів, тепла, гріючої водяної пари, палива, охолоджувальної води для здійснення технологічного процесу. Вибір параметрів у кожному випадку обґрунтовують з урахуванням їх впливу на техніко-економічні показники установки.

У підрозділах «Матеріальні баланси та розрахунки» і «Теплові (енергетичні) баланси та розрахунки», складаючи рівняння матеріального і теплового балансів, визначають витрати, склади і температури отриманих продуктів, теплові навантаження апаратів, витрати сировини, тепла, палива, енергії, теплоносіїв – нагрівальної пари, охолоджувальної води, повітря. Рівняння матеріальних балансів складають для

загальних потоків, що проходять по апарату, і для окремих компонентів сумішей. Рівняння теплових балансів враховують усі статті надходжень і витрат тепла.

У підрозділі «Кінетичні розрахунки» визначають рушійні сили процесів, а також швидкість процесів тепло- і масоперенесення на основі кінетичних рівнянь теплопередачі або масопередачі. Окремі коефіцієнти тепловіддачі та масовіддачі визначають за допомогою критеріальних рівнянь. Більш детальні відомості з кінетичних розрахунків наводять у літературі з розрахунку конкретних видів проєктованих апаратів.

Мета підрозділу «Конструктивні розрахунки» – визначення основних розмірів обладнання (діаметра, висоти, поверхні тепло- або масопередачі тощо) або його складальних одиниць чи деталей. На підставі аналізу даних джерел літератури і рекомендацій цього підручника вибирають методику розрахунку розмірів апаратів, а потім – стандартний апарат. Також у цьому підрозділі здійснюють визначення розмірів робочих елементів апаратів, їх розміщення, конструювання нестандартних вузлів та деталей. Під час конструювання окремих вузлів необхідно максимально використовувати стандартні елементи.

Підрозділ «Вибір допоміжного обладнання установки» присвячено комплексному підбору обладнання ділянки (цеха) або всієї установки. До складу проєктованої установки входять як основні (зокрема, апарат, розрахунок якого проводять у рамках курсового проєкту), так і допоміжні апарати та машини. Допоміжне обладнання (найближчі до розрахункових стандартні й типові апарати, що випускаються промисловістю для хімічного машинобудування) підбирають за нормальними, каталогами, стандартами з урахуванням конкретних умов.

Підрозділ «Гідравлічні розрахунки» передбачає насамперед визначення гідравлічного опору апарата. Після вибору допоміжного обладнання обчислюють гідравлічний опір установки, що складається з гідравлічних опорів основного апарата, технологічних трубопроводів і допоміжного обладнання. За величиною гідравлічного опору установки і витрат потоків фаз підбирають машини для переміщення рідин або газів (насоси, газодувки і компресори, вентилятори тощо).

У підрозділі «Механічні розрахунки» необхідно, наприклад, виконати розрахунок товщини стінки корпусу апарата, товщини кришки або днища, розрахунок одного з фланцевих з'єднань, товщини трубних ґрат, провести укріплення отворів під технологічні штуцери, вибрати опору. Механічному розрахунку передують обґрунтований вибір конструкційного матеріалу вузлів обладнання (з урахуванням агресивності середовища, можливого забруднення робочих речовин продуктами корозії, окиснення, технологічної можливості виготовлення з цього матеріалу визначеного вузла обладнання тощо).

Розділ «Монтаж і ремонт апарата» присвячено вибору оптимальної схеми й порядку складання апарата, визначенню найбільш раціонального способу його монтажу та планування заходів із його ремонту.

Закінчивши розрахункову частину проєкту та запропонувавши технологію складання, монтажу і ремонту обладнання, студент у висновках наводить основні результати виконаної роботи й дає аналіз цих результатів.

Відомості про джерела використаної літератури повинні містити: повну назву, прізвище та ініціали автора, назву видавництва, рік видання, кількість сторінок. Список використаної літератури формують лише з тих джерел, на які є посилання в пояснювальній записці. Усі використані джерела наводять у списку в послідовності їх згадування в тексті записки або в алфавітному порядку. При посиланнях на літературу зазначають порядковий номер джерела, виділений двома квадратними дуж-

ками, наприклад [8], або порядковий номер джерела з уточненням місця, з якого запозичено дані, наприклад: [8, с. 5] або [8, ф-ла 2.1], або [8, рис. 4.4] тощо. Оформлення бібліографічних даних кожного джерела в списку використаної літератури здійснюють відповідно до чинних стандартів.

До додатків до пояснювальної записки можуть входити результати проміжних розрахунків, таблиці й графіки, використовувані в процесі роботи над курсовим проєктом, специфікації до креслень, оригінальні результати експериментальних досліджень, одержані студентом під час виконання дослідної роботи, статистичні дані за режимами роботи установки, зібрані студентом у період проходження практики, результати комп'ютерних розрахунків. Додатки можуть бути нестандартних форматів, без рамки та основного напису. Додатки розміщують у кінці пояснювальної записки в порядку появи посилань у тексті.

Під час оформлення пояснювальної записки необхідно дотримуватися таких вимог:

- логічність та послідовність викладення матеріалу, переконливість аргументації, чіткість формулювання, конкретність викладення одержаних результатів роботи, обґрунтування висновків і рекомендацій;

- не допускається скорочення слів у тексті, а також використання нестандартної термінології, за винятком загальноприйнятої в науковій і технічній літературі.

Розрахунки в записці повинні супроводжуватися поясненнями. Усі розрахункові формули записують спочатку в загальному вигляді, нумерують, потім наводять найменування позначень і зазначають розмірності всіх величин, що входять до формули. Числові значення величин підставляють у формулу в тій послідовності, в якій вони в ній записані, та наводять результат розрахунку. Усі розрахунки повинні бути виконані в Міжнародній системі одиниць (СІ).

Пояснювальна записка повинна бути забезпечена необхідними графіками, схемами, ескізами. Усі ілюстрації називаються рисунками. Усі рисунки повинні мати назву, наприклад: «Рисунок 4.3 – Температурна схема».

Усі наведені в пояснювальній записці таблиці також нумерують, вони повинні мати заголовки, наприклад: «Таблиця 1.6 – Фізико-хімічні властивості компонентів бінарної суміші ацетон – бензол».

Рисунки і таблиці розміщують у пояснювальній записці безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються вперше, або на наступній сторінці.

На матеріали, розміщені в додатках, також роблять посилання, наприклад: «Оптимальне флегмове число визначене за допомогою комп'ютерної програми RECTIFIC, результати розрахунків наведені в додатку А».

### **7.3. Оформлення графічної частини**

#### ***Технологічні схеми установок хімічних і нафтогазопереробних виробництв***

З метою вибору оптимальних технологічних умов реалізації процесів та раціонального підбору конструкції апаратів, розглянутих у попередніх розділах, необхідним є детальний опис установки, в якій відбувається реалізація описаних процесів та функціонують наведені апарати. У загальному вигляді установку в хімічному виробництві можна подати у вигляді схеми, зображеної на рисунку 7.1.

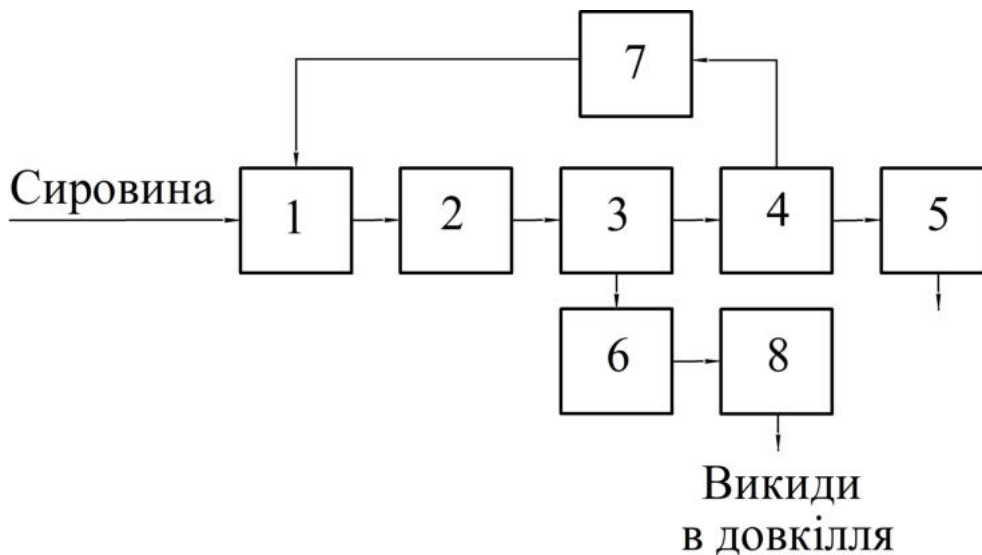


Рисунок 7.1 – Основні стадії хімічного виробництва: 1 – підготовка сировини; 2 – хімічне перетворення; 3 – виділення неперетвореної вихідної речовини; 4 – виділення та очищення цільового продукту; 5 – надання товарної форми цільовому продукту; 6 – регенерація і очищення сировини, що не прореагувала; 7 – регенерація та очищення допоміжних речовин і матеріалів; 8 – знешкодження відходів виробництва

Для створення хімічної установки з оптимальним режимом роботи необхідним є ретельне вивчення структури та особливостей технологічного процесу, які потім повинні бути відображені в графічному вигляді за допомогою спеціальних позначень. Графічне зображення технологічного процесу в порядку послідовності виконання технологічних і допоміжних операцій, елементів, що виконують ці операції, та зв'язків між елементами має назву *технологічної схеми*.

На технологічній схемі повинні бути зазначені її складові:

- елемент – частина технологічної схеми, що виконує в технологічній установці певні функції (наприклад, обладнання для переміщення газів, рідин або твердих речовин, трубопровідна арматура, гідравлічні затвори, конденсатовідвідники та ін.) та яку не можна поділити на окремі частини із самостійним функціональним призначенням;
- пристрій – сукупність елементів, що є єдиною конструкцією (наприклад, теплообмінне, масообмінне обладнання);
- функціональна група – сукупність елементів, що виконують певну функцію, але не з'єднані в єдину конструкцію (наприклад, система адсорберів, перший із яких працює в робочому режимі, другий – у режимі регенерації, третій – у режимі сушіння, четвертий – у режимі охолодження);
- технологічний зв'язок – сукупність трубопроводів, що з'єднують між собою елементи, пристрої та функціональні групи.

Технологічна схема повинна відображати вичерпну інформацію про послідовність виконання операцій оброблення (перетворення) вихідної сировини і систему транспортування (переміщення) всіх потоків на технологічній лінії.

Технологічна схема створюється зі стандартних графічних зображень машин, апаратів, інших пристроїв і трубопроводів, що входять до складу установки, відповідно до чинних стандартів. Усі графічні зображення на технологічній схемі повинні забезпечувати її чіткість і читабельність. Графічні зображення елементів на технологічній схемі виконують у тому положенні, в якому вони наведені у відповідних стандартах. Якщо в стандартах не наведені спеціальні вказівки, то графічні зображення елементів можуть бути повернуті на кут, кратний 90° або 45°, залежно від реального розміщення

машини чи апарата в установці. Припустимим є дзеркальне зображення елементів технологічної схеми.

У разі відсутності стандарту на графічне зображення машини чи апарата його зображають схематично у вигляді конструкторського контура, що відображає особливості конструкції. На такому графічному зображенні обов'язково повинні бути зазначені основні технологічні штуцери, завантажувальні й розвантажувальні люки (за наявності), входи сировини, напівпродуктів, виходи основних та допоміжних продуктів. У разі необхідності припускається зміщення штуцерів щодо їх реального місця розміщення в конструкції машини чи апарата; проте повинні бути додержані технологічне призначення штуцера та взаємозв'язок штуцерів між собою чи з трубопроводами на технологічній схемі. За відсутності стандартних графічних зображень також припускається використання для позначення машини, апарата чи пристрою простих геометричних фігур (прямокутників чи кіл) чи спрощених проєкцій. У процесі графічного зображення технологічної схеми також може трапитися випадок, коли її розробник має інформацію лише про цільовий процес, що відбувається в тих чи інших машині, апараті, пристрої, конструктивне виконання яких йому невідоме (наприклад, використано дані регламенту технологічної установки, де наведено лише принципову схему). У такому випадку машина, апарат чи пристрій мають умовне позначення. Усі ці випадки та відповідні основні графічні зображення елементів технологічної схеми наведені в додатку В.

Технологічну схему розміщують на аркушах формату А2, А1, А0. Допускається застосування додаткових форматів, утворених збільшенням коротких сторін основних форматів на величину, кратну їх розмірам (наприклад, А2×3). Типи і товщина ліній, відстань між лініями та параметри зображень визначаються на базі чинних стандартів ЄСКД, якщо інше не передбачене в стандартах на зображення основних елементів технологічної схеми.

Поле аркуша з технологічною схемою показане на рисунку 7.2. Поле складається з таких елементів:

- у правому нижньому куті розміщений основний напис;
- над основним написом розміщена таблиця з переліком основних елементів технологічної схеми (експлікація обладнання);
- над експлікацією обладнання розміщена таблиця умовних позначень трубопроводів (експлікація трубопроводів);
- у лівій частині аркуша безпосередньо розміщене графічне зображення технологічної схеми.

Під час заповнення таблиці з переліком основних елементів технологічної схеми (рис. 7.3) в графі «Позначення» наводять літерні позначення основних елементів технологічної схеми – машин, апаратів, арматури. Позначення зазвичай відповідає першій літері найменування (наприклад, абсорбер – А). За наявності у складі технологічної схеми декількох елементів з однією назвою використовують числові індекси, які записують із правого боку від літерного позначення (наприклад, насоси – Н1, Н2, Н3 тощо). Для машин та апаратів висота числових індексів дорівнює висоті літер. Для арматури висота числових індексів дорівнює половині висоти літер (наприклад, вентилі регульовальні – ВР<sub>1</sub>, ВР<sub>2</sub>).

На графічному зображенні технологічної схеми літерні позначення елементів необхідно відображати безпосередньо на зображенні елемента; через неможливість



такого позначення (за малого масштабу зображення) літерні позначення рекомендується розміщувати в безпосередній близькості від обладнання. Позначення арматури здійснюється поряд з її графічним зображенням.

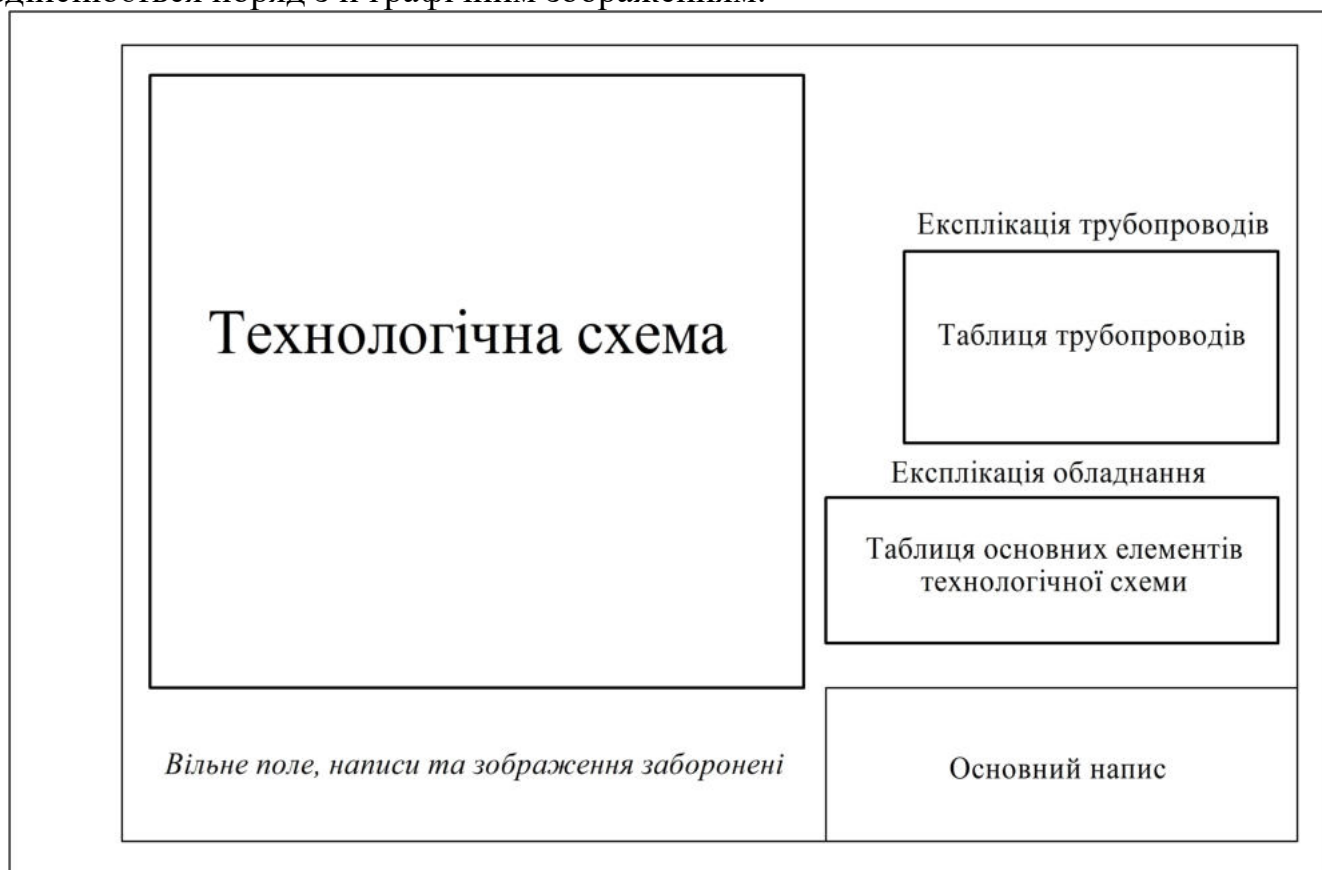


Рисунок 7.2 – Поле аркуша з технологічною схемою

	Позначення	Найменування	К-сть	Примітка
8				
	20	110	10	
	185			

Рисунок 7.3 – Таблиця з переліком основних елементів технологічної схеми

У графі «Найменування» наводять назву машини, апарата чи пристрою. У графі «Примітка» рекомендовано зазначати ті технічні дані машини, апарата чи пристрою, які не відображені в його назві (наприклад, поверхня теплопередачі теплообмінного апарата, кількість тарілок у масообмінній колоні, подання та напір насоса, габаритні розміри тощо).

Зображення та позначення трубопроводів, прийняті в технологічній схемі, відображаються в таблиці умовних позначень трубопроводів (рис. 7.4). На основі матеріалів [1, 2] запропоновано декілька варіантів позначень потоків, наведених у таблицях 7.1–7.3.

У таблиці 7.1 наведені рекомендовані цифрові позначення потоків.



Рисунок 7.4 – Таблиця умовних позначень трубопроводів

Таблиця 7.1 – Варіант цифрового позначення потоків рідин та газів (зазначені лише номери потоків, які безпосередньо можуть бути пов'язані з технологічним процесом)

Потік	Позначення	Потік	Позначення
Вода	1	Масило	14
Пара	2	Рідке пальне	15
Повітря	3	Водень	16
Азот	4	Ацетилен	17
Кисень	5	Фреон, хладон	18
Аргон	6	Метан	19
Неон	7	Етан	20
Гелій	8	Етилен	21
Криптон	9	Пропан	22
Ксенон	10	Пропілен	23
Аміак	11	Бутан	24
Кислота	12	Бутилен	25
Луг	13	Вакуум	27
Холодоносій (розсіл) або толуол			28

У разі якщо необхідно відобразити потік, що не має свого позначення відповідно до таблиці 7.1, то його позначають арабськими цифрами від 29 і далі. Для детального опису особливостей агрегатного стану, фізико-хімічних властивостей чи призначення потоків до цифрового позначення може додаватися літерний або цифровий індекс.

Приклади літерних індексів наведено в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Детальний опис особливостей агрегатного стану, фізико-хімічних властивостей чи призначення потоків рідин та газів

Потік	Позначення	Потік	Позначення
Вода холодна	1х	Аміак рідкий	11р
Вода тепла	1т	Аміак газоподібний (пароподібний)	11г (11п)
Вода гаряча	1г	Аміак дренажний	11д
Пара перегріта	2п	Масило очищене	14о
Пара насичена	2н	Масило регенероване	14р

У стандартах також запропоновано використовувати умовні позначення потоків, згрупованих за видами речовин (табл. 7.3).

Таблиця 7.3 – Умовні позначення потоків за видами речовин (зазначені лише номери потоків, які безпосередньо можуть бути пов'язані з технологічним процесом)

Цифрове позначення	Назва потоку
1	2
<b>1</b>	<b>Вода</b>
1.2	технічна
1.3	гаряче водопостачання
1.5	живильна
1.6, 1.7	резерв
1.8	конденсат
1.9	інші види
1.0	відпрацьована, стічна
<b>2</b>	<b>Пара</b>
2.1	низького тиску (до 0,2 МПа)
2.2	насичена
2.3	перегріта
2.5	волога (сокова)
2.6	відбірна
2.7	резерв
2.8	вакуумна
2.9	інші види
2.0	відпрацьована
<b>3</b>	<b>Повітря</b>
3.1	атмосферне
3.3	циркуляційне
3.4	гаряче
3.5	стиснене
3.6	пневмотранспортне
3.7	кисень
3.8	вакуум
3.9	інші види
3.0	відпрацьоване
<b>4</b>	<b>Горючі гази</b>
4.2	генераторний
4.3	ацетилен
4.4	аміак
4.5	водень та гази, що його містять
4.6	вуглеводні та їх похідні
4.7	окис вуглецю та гази, що його містять
4.8	резерв
4.9	інші види
4.0	відпрацьовані
<b>5</b>	<b>Негорючі гази</b>
5.1	азот та гази, що його містять
5.2	резерв
5.3	хлор та гази, що його містять

Продовження таблиці 7.3

1	2
5.4 5.5 5.6 5.7, 5.8 5.9 5.0	вуглекислий газ та газу, що його містять інертні газу сірчистий газ та газу, що його містять резерв інші види відпрацьовані
<b>6</b>	<b>Кислоти</b>
6.1 6.2 6.3 6.4, 6.8 6.5 6.6 6.7 6.9 6.0	сірчана соляна азотна резерв неорганічні кислоти та їх розчини органічні кислоти та їх розчини розчини кислих солей інші рідини кислотної реакції відпрацьовані кислоти та кислі стоки (рН < 6,5)
<b>7</b>	<b>Луги</b>
7.1 7.2 7.3 7.4 7.5 7.6 7.7, 7.8 7.9 7.0	натрієві калійні карбонатні карбонатна вода неорганічні луги та їх розчини органічні луги та їх розчини резерв інші рідини лужної реакції відпрацьовані луги та лужні розчини (рН > 8,5)
<b>8</b>	<b>Горючі рідини (<math>t_{гз}</math> – гранична температура загорання)</b>
8.1 8.2 8.3 8.4 8.5 8.6 8.7, 8.8 8.9 8.0	категорія А ( $t_{гз} < 28 \text{ }^\circ\text{C}$ ) категорія Б ( $28 \text{ }^\circ\text{C} < t_{гз} < 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ) категорія Б ( $t_{гз} > 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ) мастила для змащування інші органічні горючі рідини вибухонебезпечні резерв інші горючі стоки
<b>9</b>	<b>Негорючі рідини</b>
9.2 9.3 9.4 9.5 9.6 9.7, 9.8 9.9	водні розчини (нейтральні) інші розчини (нейтральні) водні суспензії інші суспензії емульсії резерв інші

Продовження таблиці 7.3

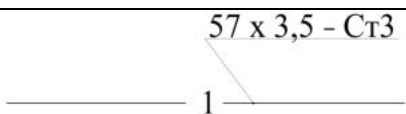
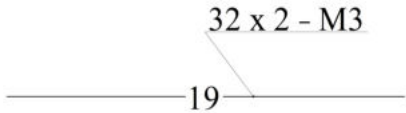
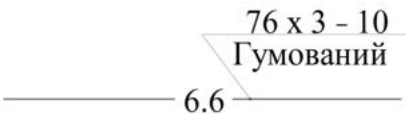
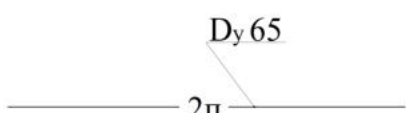
1	2
9.0	негорючі стоки (нейтральні)
<b>0</b>	<b>Інші речовини</b>
0.1	порошкоподібні матеріали
0.2	сипкі матеріали зернисті
0.3	суміші твердих матеріалів із повітрям
0.4	гелі
0.5	водяні пульпи
0.6	пульпи інших рідин
0.7, 0.8, 0.9	резерв
0.0	відпрацьовані тверді матеріали

У разі необхідності деталізації властивостей потоку, визначення конкретної його назви в межах підгруп, наведених в таблиці 7.3, кожна з цих підгруп може бути поділена на декілька більш дрібних підрозділів. Ці підрозділи позначаються третім знаком числового позначення, наприклад, у групі 4 «горючі гази» в складі підгрупи 4.6 «Вуглеводні та їх похідні» етилен може бути виділений третім знаком: 4.61.

Трубопроводи з відповідними матеріальними потоками відображаються на технологічній схемі у вигляді лінії з розривом, в якому зазначають позначення потоку згідно з наведеним у таблицях 7.1–7.3. У разі зображення потоку великої протяжності позначення потоку дублюється по його довжині.

Для деталізації конструкції трубопроводу на ньому зазначають розміри (діаметр і товщину стінки), матеріал, з якого виготовлений трубопровід, відомості про внутрішнє антикорозійне покриття або про зовнішню ізоляцію (за наявності). Ці дані наводять на окремому виносному елементі (полиці) над основним позначенням трубопроводу. Приклади таких позначень подані в таблиці 7.4.

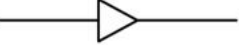





Таблиця 7.4 – Приклади деталізації конструкції трубопроводу

Позначення	Характеристика трубопроводу
	Трубопровід для води, зовнішній діаметр 57 мм, товщина стінки 3,5 мм, матеріал – сталь марки Ст3
	Трубопровід для метану, зовнішній діаметр 32 мм, товщина стінки 2мм, матеріал – мідь марки М3
	Трубопровід для розчину органічної кислоти, зовнішній діаметр 76 мм, товщина стінки 3 мм, матеріал – сталь марки 10 із внутрішнім гумуванням
	Трубопровід для перегрітої пари з умовним діаметром 65 мм

Технологічна схема може створюватися як для окремої ділянки установки (виробництва), так і для установки в цілому. У разі створення технологічної схеми установки на ній можуть бути зображені основні магістральні трубопроводи. Розведення трубопроводів від основних магістральних (їх зображують вище або нижче від обладнання, машин та пристроїв, наявних на схемі) та їх підведення до обладнання показують схематично. Допускається зображення ліній основних магістральних трубопроводів одночасно внизу та вгорі технологічної схеми. Основні магістральні трубопроводи зазначають лише горизонтальними лініями. Лінії трубопроводів, а також розміщену на них арматуру необхідно показувати на схемі горизонтально чи вертикально (паралельно лініям рамки креслення). Для покращання читабельності технологічної схеми необхідно мінімізувати кількість перетинів та вигинів ліній зв'язку трубопроводів. Лінії трубопроводів не повинні пересікати умовні зображення машин, апаратів, пристроїв.

На кожному трубопроводі в місці його відведення від основного магістрального трубопроводу обов'язково проставляють стрілки, які вказують напрям руху потоку та умовне позначення виду середовища в трубопроводі за агрегатним станом: світлі – газова та парова фази, темні – рідина або сипкий твердий матеріал. Допускається замість темних стрілок для рідких і сипких твердих матеріалів використовувати стрілки з похилим штрихуванням. Для зручності читання технологічної схеми стрілки з похилим штрихуванням використовують переважно для сипких твердих матеріалів. Для зображення двофазних потоків використовують стрілки, поділені на дві частини, кожна з яких відповідає агрегатному стану компонента потоку. Умовні позначення напрямку потоків та їх агрегатного стану наведені в таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Умовні позначення напрямку потоків та їх агрегатного стану

	Потік в одному напрямі (на прикладі газової і парової фаз)
	Потік в обох напрямках (на прикладі газової і парової фаз)
	Потік рідини або сипкого твердого матеріалу
	Двофазний потік «рідина – сипкий твердий матеріал»
	Двофазний потік «рідина – газ (пара)»
	Двофазний потік «газ – сипкий твердий матеріал»

На початку та в кінці основних магістральних трубопроводів допускаються словесні позначення найменувань потоків, а також подальший напрям їх руху, наприклад, «вихідна суміш», «конденсат», «готовий продукт на охолодження (пакування, склад)», «відпрацьовані гази на спалювання», «очищений газ в атмосферу» тощо.

Все обладнання (машини, апарати, ємності, пристрої) на технологічній схемі накреслюють суцільними потовщеними лініями, трубопроводи і трубопровідну арматуру – суцільними основними лініями. У разі необхідності зображення великої кількості обладнання і трубопроводів (як наслідок, розміщення їх на близькій відстані один від одного) та покращання читабельності технологічної схеми припускається накреслювання обладнання суцільними основними лініями, трубопроводів і трубопровідної арматури – суцільними тонкими лініями.

Приклади технологічних схем наведено в електронному додатку до цієї книги.

### ***Складальні креслення машин і апаратів хімічних і нафтогазопереробних виробництв та їх елементів***

Машини і апарати хімічних виробництв переважною більшістю складаються з окремих стандартизованих та/або нестандартизованих елементів. Ці елементи (деталі та вузли, що складаються з окремих деталей) з'єднуються між собою, утворюючи цілісну конструкцію – складальну одиницю.

Складальна одиниця – виріб (машина, апарат або їх вузол), складові частини якого з'єднуються між собою складальними операціями (згвинчування, зварювання, паяння, обпресування, розвальцювання тощо) на підприємстві-виробнику або безпосередньо на місці монтажу.

Графічний документ, що містить зображення складальної одиниці та інші дані, необхідні для її складання (виготовлення), контролю та випробування, називається складальним кресленням.

Складальне креслення повинне містити такі елементи:

– зображення складальної одиниці, що дає уявлення про розміщення та взаємозв'язок складових частин (деталей або складальних одиниць нижчого рівня), які з'єднуються відповідно до наведеного креслення та забезпечують можливість здійснення їх складання, а також контролю і випробування складальної одиниці;

– зображення виглядів, розрізів, перерізів, виносних елементів, необхідних для розуміння її конструкції, взаємодії між її частинами, принципу її роботи. Кількість зображень на складальному кресленні залежить від складності складальної одиниці;

– відомості, що забезпечують можливість контролю складання;

– вказівки про спосіб виконання рознімних та нерознімних з'єднань;

– довідкові розміри:

- приєднувальні та установлювальні розміри, що визначають величини елементів, на яких складальна одиниця встановлюється на місці монтажу або приєднується до іншої деталі чи складальної одиниці (наприклад, розміри кіл і діаметри отворів під болти, відстань між осями фундаментних болтів, висота або довжина корпусу, на якій установлюються патрубки для подальшого з'єднання складальної одиниці з трубопроводами матеріальних потоків тощо);

- монтажні розміри, які вказують взаємне розміщення деталей у складальній одиниці (відстані між осями валів, величини зазорів тощо);

- розміри для пакування і транспортування (за необхідності);

– виконавчі розміри:

- габаритні розміри складальної одиниці, що визначають її зовнішні контури в трьох вимірах; у разі якщо розміри складальної одиниці є змінними внаслідок переміщення рухомих її частин (наприклад, переміщення клапа-



ну масообмінної тарілки колонних апаратів), на складальному кресленні зазначають розміри в крайніх положеннях рухомих частин;

- розміри, що обумовлюють характер з'єднання (спряження) елементів;
- розміри елементів, виконувані в процесі або після складання;
- експлуатаційні розміри що визначають розрахункову або конструктивно обрану характеристику складальної одиниці чи її елементів (розміри нарізки на приєднувальних елементах, висота встановлення ковпачка на полотні масообмінної тарілки колонних апаратів, діаметри патрубків штуцерів для з'єднання складальної одиниці з трубопроводами матеріальних потоків тощо);

– інші розміри, граничні відхилення, які повинні бути виконані або проконтрольовані за складальним кресленням;

– номери позицій усіх складових складальної одиниці;

– технічна характеристика складальної одиниці та технічні вимоги щодо її конструювання, монтажу й випробування.

Технічні вимоги розміщують на полі складального креслення безпосередньо над основним написом у вигляді стовпця, ширина якого не повинна перевищувати ширини поля основного напису, їх помічають заголовком «Технічні вимоги». Кожна позиція технічних вимог нумерується та починається з нового рядка. Запис ведуть зверху вниз. Технічні вимоги містять відомості, не відображені на складальному кресленні. До таких відомостей, зокрема, можуть належати:

– визначення розмірів, які відносять до довідкових (на складальному кресленні їх позначають «\*»);

– граничні відхилення розмірів, форми та розміщення поверхонь, які повинні бути витримані під час збирання складальної одиниці (крім тих, які вже позначені на складальному кресленні; може бути позначено верхню та нижню межі відхилень, наприклад « $\pm 30$ », або квалітет, за яким визначають відхилення, наприклад «H14, h14,  $\pm IT14/2$ »);

– вимоги до точності монтажу (наприклад, припустимі осьові та радіальні зазори);

– не зазначені на складальному кресленні розміри (наприклад, величина вильоту штуцерів на апараті);

– вказівки щодо маркування та клеймування;

– правила транспортування й зберігання;

– особливі умови експлуатації;

– тип змащування;

– вимоги щодо оброблення (фарбування) поверхонь;

– вимоги щодо типу і параметрів випробування (обкатки) складальної одиниці.

Технічну характеристику розміщують праворуч від зображення складальної одиниці на вільному полі складального креслення окремо від технічних вимог. Рекомендується розміщувати технічну характеристику безпосередньо над технічними вимогами. Технічна характеристика повинна мати самостійну нумерацію та заголовок «Технічна характеристика». Технічна характеристика містить додаткові відомості про складальне креслення (наприклад, деталізоване призначення апарата, найменування робочого середовища, робочі параметри (тиск і температура), за яких здійснюється цільовий процес, поверхня теплопередачі для теплообмінних апаратів, тип та кількість

контактних пристроїв для масообмінних колонних апаратів, група апарата за пожежо- та вибухонебезпечністю, термін служби апарата). Технічна характеристика може бути оформлена у вигляді таблиці.

Інші необхідні таблиці (таблиця штуцерів, таблиця зварювальних швів) розміщують на полі складального креслення праворуч від зображень або під ними. Якщо таблиць декілька і на них є посилання в технічних вимогах, то їх нумерують і записують так: «Таблиця 1».

Таблиця штуцерів апарата (рис. 7.5) містить позначення штуцерів, їх призначення, кількість, умовний діаметр та умовний тиск. У примітках за необхідності наводять характеристику ущільнювальної поверхні штуцера, записують стандарт на штуцер, його фланці. У таблиці допускається резервувати (залишати незаповненими) кілька рядків. Таблицю заповнюють зверху вниз у алфавітному порядку позначень штуцерів. До таблиці також вносять позначення люків і люків-лазів.

Таблиця штуцерів

8 20	Позначення	Найменування	К-сть	Прохід ум. D <sub>ум</sub> , мм	Тиск ум. P <sub>ум</sub> , МПа	Примітка
	12	90	10	18	18	
185						

Рисунок 7.5 – Таблиця штуцерів

Чинні стандарти не регламентують оформлення та розмірів таблиці швів. На рисунку 7.6 наведено приклади оформлення таблиці зварних швів. Комбінацію стовпців, їх кількість та розміри виконують відповідно до загальноприйнятих шаблонів закладу вищої освіти або підприємства.

Таблиця зварних швів

8 20	Номер шва	Позначення зварного шва	К-сть	Загальна довжина, м	Зварювальний матеріал	Маса наплавленого матеріалу
	12	65	15	20	40	
185						

8 20	Номер шва	Позначення (стандарт) зварного шва або спосіб його зварювання	Конструктивні елементи шва	К-сть	Зварювальний матеріал	Примітка
	12	65	35	15	40	
185						

Рисунок 7.6 – Таблиця зварних швів

Під час побудови таблиці зварних швів рекомендується додержуватися таких принципів:

- таблицю складають у певному порядку – за зростанням номера стандарту, потім шви – в алфавітному порядку і за зростанням катета (Н1, Т2, Т4, У5 тощо), в кінці – нестандартні шви;

- у разі виконання нестандартного шва зазначають спосіб його зварювання;

- за наявності на кресленні швів, які виконують за одним тим самим стандартом, позначення стандарту зазначають у технічних вимогах креслення;

- не допускається нанесення позначень на зображення зварних швів, якщо вони зазначені в таблиці. За наявності на кресленні таблиці швів зварних з'єднань на зображення зварних швів наносять лінії-виноска з номерами груп зварних швів;

- у стовпці «Примітки» можуть зазначитися вид зварювання, спосіб зварювання для нестандартних зварних швів, позначення шорсткості обробленої поверхні, нормативно-технічний документ, що відповідає контрольному комплексу або категорії контролю, стандарт ISO на цей шов тощо.

В основному написі складального креслення, зокрема, зазначають:

1. Найменування складальної одиниці, що повинно відповідати технічній термінології та викладатися, по можливості, стисло (одним словом). Найменування складальної одиниці записують в однині в називному відмінку, наприклад «Абсорбер». У тому разі якщо найменування складається з декількох слів, іменник займає перше місце, наприклад «Колона ректифікаційна». Призначення складального креслення та його місце встановлення (назва більшої складальної одиниці, а в разі машини чи апарата – назва установки, в складі якої він функціонує) в найменуванні не зазначаються. Під найменуванням у дужках зазначають текст «Складальне креслення».

2. Позначення (шифр) складального креслення. Шифр складається з літер та цифр. Кількість знаків у шифрі (без розділових крапок) повинна становити не менше ніж тринадцять. Шифр створюють за таким принципом:

- аббревіатура підприємства, де виготовлено складальну одиницю. У навчальних складальних кресленнях зазначають аббревіатуру кафедри (наприклад, кафедра хімічної інженерії – ХІ);

- у навчальних складальних кресленнях може бути зазначено цільовий процес, що відбувається в машині чи апараті (наприклад, ректифікація – «Р», абсорбція – «А» тощо);

- пара цифр для позначення складальної одиниці вищого рівня (машини чи апарата);

- пара цифр для позначення складальної одиниці нижчого рівня (складової машини чи апарата);

- пара цифр для позначення деталей у складальній одиниці;

- літерна ідентифікація креслення як складального – «СК».

Приклад шифру складального креслення ректифікаційної колони та її вузлів (деталей), яке розробив студент кафедри хімічної інженерії:

ХІ.Р.00.00.00.СК – складальне креслення ректифікаційної колони;

ХІ.Р.00.01.00.СК – складальне креслення вузла ректифікаційної колони;

ХІ.Р.00.01.01 – креслення деталі вузла ректифікаційної колони.

Шифр технологічної схеми збігається з шифром складального креслення машини чи апарата, однак для ідентифікації креслення як технологічної схеми замість «СК» наприкінці шифру ставлять «СЗ» (принципова технологічна схема).

3. Вагу складальної одиниці.
4. Масштаб складального креслення.
5. Інформацію про розробника та місце його роботи (навчання).

На рисунку 7.7 показано приклади компоновання елементів складального креслення на полі аркуша (книжна та альбомна орієнтації).

Невід'ємною частиною складального креслення є специфікація – текстовий конструкторський документ, що відображає основні елементи складальної одиниці, а також стандартні вироби і матеріали, за допомогою яких деталі та складальні одиниці з'єднуються між собою рознімними й нерознімними з'єднаннями.

Специфікація складається з розділів, розміщених у такій послідовності: документація, комплекси, складальні одиниці, деталі, стандартні вироби, інші вироби, матеріали, комплекти. Наявність тих чи інших розділів специфікації визначається комплектністю складальної одиниці. Для навчальних складальних креслень у специфікації зазвичай заповнюють усі розділи, крім розділів «Комплекси», «Інші вироби», «Комплекти».

Найменування кожного розділу зазначають у вигляді заголовка в графі «Найменування».

1. До розділу «Документація» вносять конструкторські документи на складальну одиницю. У цьому розділі в навчальних кресленнях записують «Складальне креслення».

2. До розділів «Складальні одиниці» і «Деталі» вносять ті складові частини складальної одиниці, які безпосередньо входять до неї. У кожному з цих розділів складові частини записують за їх найменуванням.

3. До розділу «Стандартні вироби» заносять стандартні вироби. Запис здійснюють у порядку нумерації виробів на складальному кресленні або в алфавітному порядку найменувань виробів у порядку зростання основних параметрів чи розмірів виробу.

4. До розділу «Матеріали» заносять усі матеріали, які безпосередньо використовуються в процесі складання, фарбування складальної одиниці та інших операцій. Матеріали записують в алфавітному порядку найменувань матеріалів.

Графи специфікації заповнюють так. У графі «Формат» зазначають позначення формату, у графі «Поз.» – порядковий номер складової частини складальної одиниці в послідовності їх нумерації на складальному кресленні. У розділі «Документація» графу «Поз.» не заповнюють. У розділах «Стандартні вироби» та «Матеріали» графу «Позначення» не заповнюють. У графі «Найменування» зазначають назву складової частини складальної одиниці. Усі назви пишуть у називному відмінку однини. Якщо назва має більше ніж одне слово, то правило запису аналогічне правилу запису назви складальної одиниці в основному написі складального креслення.

Для створення складального креслення пропонується такий алгоритм.

1. Ознайомлення з призначенням, будовою і принципом дії складальної одиниці та її елементів, способами з'єднання елементів складальної одиниці.

Ознайомлення може проводитися на базі літературних джерел (книги, статті, патенти тощо), а також із застосуванням уже існуючих навчальних креслень або креслень промислового обладнання зі специфікаціями до них у поєднанні з регламентом виробництва. Використання креслень є найбільш ефективним методом ретельного вивчення машини чи апарата.

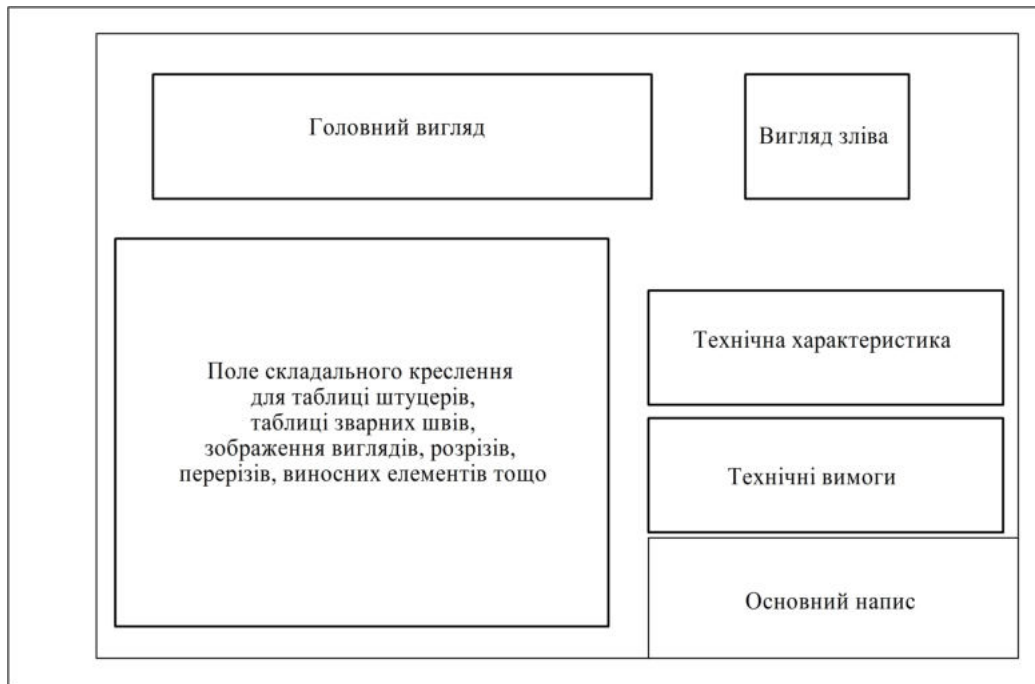


Рисунок 7.7 – Приклад компоновання елементів на полі аркуша складального креслення (варіанти книжної та альбомної орієнтацій)

Цей етап є одним із найважливіших, тому в процесі його виконання рекомендується створити схему складальної одиниці (у вигляді схеми і/або послідовності складальних операцій) та визначити послідовність складання складальної одиниці. Відповідно до створеної схеми надалі складають специфікацію. На рисунку 7.8 наведено схему складальної одиниці на прикладі ректифікаційної колони (позиціями позначено складальні одиниці найвищого рівня).

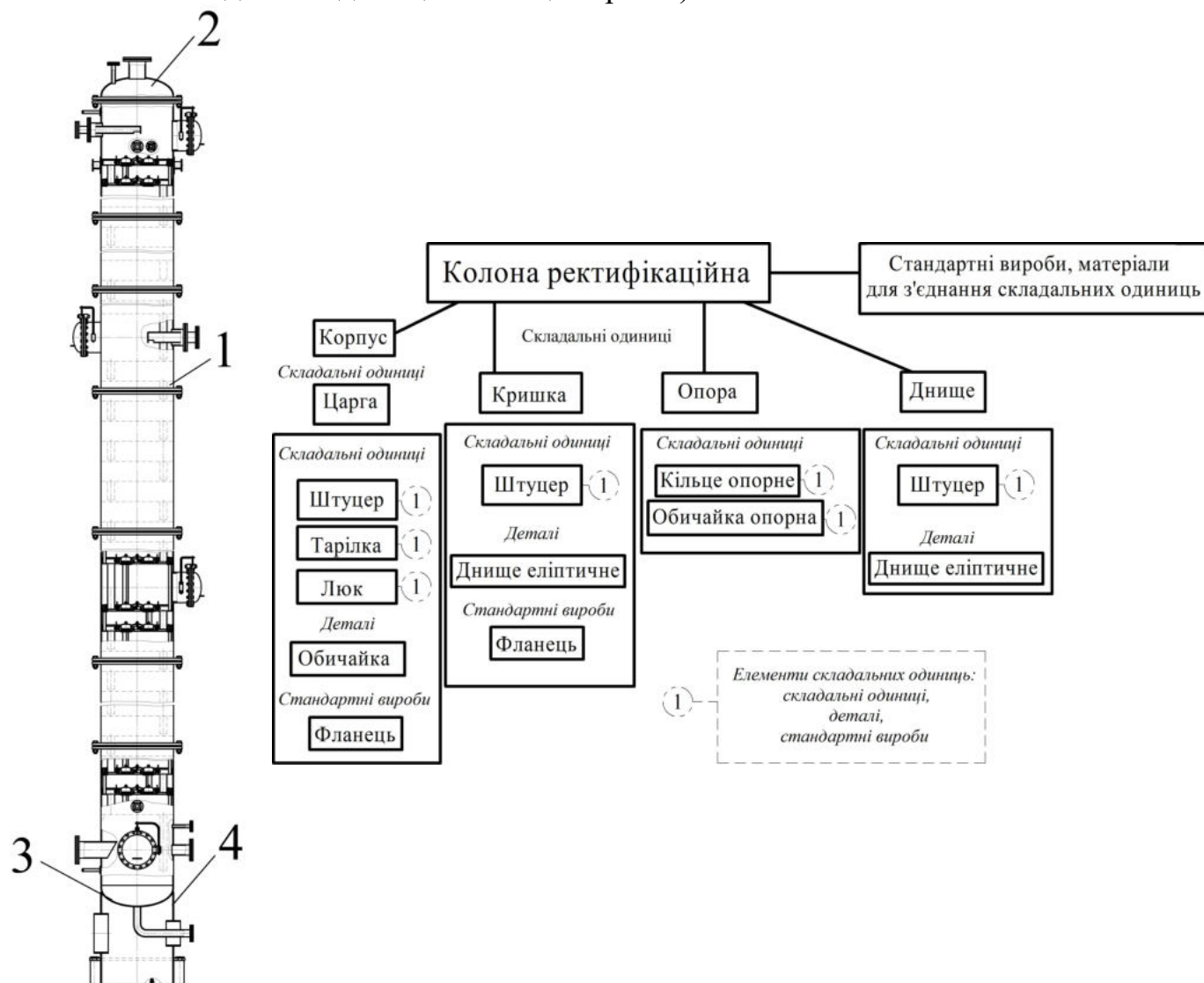


Рисунок 7.8 – Схема ректифікаційної колони (схема складальної одиниці): 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – днище; 4 – опора

Порядок складання ректифікаційної колони такий:

Варіант 1 – монтаж колони в повністю зібраному вигляді.

1. Операції на місці виготовлення колони:

- складання тарілок;
- складання штуцерів та люків для царг, кришки, днища;
- складання царг (наявність та кількість тарілок, штуцерів і люків визначають конкретною конструкцією царги);
- складання кришки;
- складання опори;
- приварювання днища (без штуцера) до нижньої царги;
- приварювання опори до нижньої царги з днищем;
- приварювання штуцера до днища;

– складання царг та кришки в корпус;

## 2. Операції на місці монтажу колони:

– монтаж колони.

Варіант 2 – монтаж колони методом нарощування.

### 1. Операції на місці виготовлення елементів колони:

– складання тарілок;

– складання штуцерів та люків для царг, кришки, днища;

– складання царг (наявність та кількість тарілок, штуцерів і люків визначають конкретною конструкцією царги);

– приварювання днища (без штуцера) до нижньої царги;

– складання кришки;

– складання опори.

### 2. Операції на місці монтажу колони:

– приварювання опори до нижньої царги з днищем (1-й блок);

– установлення опори разом із нижньою царгою (1-й блок) та їх вивіряння;

– складання колони нарощуванням царг і кришки на опорну частину;

– приварювання штуцера до днища.

Залежно від варіанта монтажу кількість та комплект складальних одиниць можуть відрізнятись. Наприклад, за першим варіантом монтажу складальною одиницею є корпус, що містить царги, за другим варіантом – окремі царги.

2. Вибір необхідної кількості зображень (головне зображення, проєкції, вигляди, розрізи, виносні елементи).

Загальна кількість усіх зображень складальної одиниці та її елементів на складальному кресленні повинна бути завжди найменшою, а в сукупності зі специфікацією – достатньою для виконання всіх необхідних складальних операцій, спільного оброблення (підганання, регулювання складових частин), контролю та випробування. Головне зображення складальної одиниці повинно давати найбільше уявлення про розміщення і взаємозв'язок її складових частин, що з'єднуються за даним складальним кресленням.

Під час розроблення складальних креслень необхідно, зокрема, дотримуватися таких рекомендацій:

– оптимальне застосування стандартних і покупних виробів, а також виробів, освоєних виробництвом і таких, що відповідають сучасному рівню техніки;

– раціонально обмежену номенклатуру нарізок, шліців, шпонок та інших конструктивних елементів, їх розмірів тощо;

– необхідний ступінь взаємозамінності, оптимальні способи виготовлення і ремонту машини чи апарата, максимальна зручність обслуговування в експлуатації.

### 3. Вибір масштабу складального креслення та формату аркуша.

Під час вибору масштабу зображень перевагу надають зображенню елементів креслення в натуральну величину (М 1:1). У випадку створення складального креслення машини чи апарата в такому масштабі можуть бути виконані, наприклад, окремі виносні елементи. Для невеликих елементів (це також можуть бути виносні елементи або певні розрізи) необхідно застосовувати масштаб збільшення, а для елементів великих розмірів (безпосередньо машин та апаратів, розрізів, перерізів тощо) – масштаб зменшення.

Складальні креслення виконують на форматах, аналогічних застосовуваним для зображення технологічних схем. У разі необхідності детального зображення великої кількості елементів машини чи апарата складальне креслення можна виконувати на декількох аркушах. У такому разі на першому аркуші відображають головний та, за



необхідності, інші вигляди, технічні вимоги, технічну характеристику, таблиці, на наступних аркушах – виносні елементи, розрізи, перерізи тощо. Типи і товщина ліній, відстань між лініями та параметри зображень визначають на базі чинних стандартів ЄСКД. Зважаючи на те, що на сьогодні для створення креслень переважною більшістю застосовують системи автоматизованого проєктування та оформлення конструкторської документації (САД-системи), остаточний вибір формату може бути здійснений після створення необхідних виглядів і додаткових зображень та вибору оптимального варіанта компоновання зображень на кресленні.

4. Визначення необхідних виглядів, розрізів, перерізів, виносних елементів тощо, створення їх зображень із подальшим компонованням.

5. Заповнення основного напису.

6. Нанесення розмірів.

7. Нанесення на складальне креслення позицій та додаткових написів.

Номери позицій на складальному кресленні виконують на полицях ліній-виносок, які розміщують паралельно основному напису поза контуром креслення і групують у колонку або рядок по можливості на одній лінії. Для груп кріпильних деталей, які стосуються одного з'єднання, допускається використовувати одну ліній-виноску. У цьому разі полиці для номерів позицій розміщують колонкою. Зазвичай номер позиції наносять на креслення один раз. Лінії-виноски не повинні перетинатися між собою, бути паралельними штрихуванню на зображеннях і перетинати розмірні лінії креслення.

Якщо складальне креслення обладнання або його складальної одиниці виконують на двох чи більше аркушах, то часто виникає проблема пошуку необхідного зображення (розрізу, перерізу тощо). У такому разі на елементах креслення, які в подальшому деталізуються у вигляді вищенаведених зображень, після літерного позначення в дужках зазначають номер аркуша, де розміщують це зображення.

У процесі складання машини чи апарата, а також його складальних одиниць можуть виконуватися деякі технологічні операції, що мають назву підгінні. Їх виконують методом спільного оброблення елементів, що з'єднуються або підганянням одного елемента до іншого за місцем їх установа. У цих випадках на складальних кресленнях роблять текстові записи, наприклад, «розвальцювати», «заварити і зачистити», «розклепати» тощо.

Завдяки САД-системам процес створення складального креслення може бути значно спрощений. Усі перелічені вище етапи створення складального креслення можна оптимізувати через наявність у САД-системах таких інструментів:

- креслярсько-графічного редактора для 2D-проєктування;
- системи 3D-проєктування для створення моделей машин та апаратів хімічних виробництв;
- бібліотек стандартних виробів та елементів машин і апаратів хімічних виробництв;
- інструментів генерації креслень та специфікацій на базі створеної 3D-моделі машини і апарата хімічних виробництв;
- шаблонів конструкторської документації.

Приклади складальних креслень апаратів, опис і розрахунок яких наведено в розділах 1–6, а також специфікацій до них наведено в електронному додатку до цього підручника (див. додаток Г).

## ДОДАТОК А

(довідковий)

**Таблиця А.1 – Основні фізико-хімічні властивості газів і пари деяких речовин за нормальних умов ( $T_0 = 273 \text{ К}$ ,  $P_0 = 101,3 \text{ кПа} = 760 \text{ мм рт. ст.}$ ) [1, 6, 13, 14]**

Газ (пара)	Формула	Молекулярна маса $M_2$ , кг/кмоль	Густина $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Критичні параметри		В'язкість $\mu_0 \cdot 10^6$ , Па · с	Теплопровідність $\lambda_0$ , Вт/(м · К)	Константа Сатерленда $C$
				температура $t_{кр}$ , °С	абсолютний тиск $p_{кр}$ , ат			
Азот	N <sub>2</sub>	28	1,25	-147,1	33,8	17,0	0,024	114
Аміак	NH <sub>3</sub>	17	0,77	+132,4	112,7	9,18	0,022	626
Аргон	Ar	40	1,78	-122,4	48,5	20,9	0,016	142
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26	1,17	+35,7	62,0	9,35	0,019	198
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	58	2,59	+235,5	47,0	6,86	0,01	198,2
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78	2,73*	+288,5	48,3	7,2*	0,015*	–
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58	2,67	+152,0	37,8	8,1	0,013	377
Водень	H <sub>2</sub>	2	0,09	-239,9	12,9	8,42	0,169	73
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86	3,07*	+234,7	30,2	7,3*	0,018*	295
Гелій	He	4	0,18	-268,0	2,26	18,8	0,143	78
Гептан	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100	3,28*	+266,9	27,0	7,36*	0,019*	297
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	44	1,98	+31,1	72,9	13,7	0,014	254
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	64	2,93	+157,5	77,8	11,7	0,008	396
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30	1,36	+32,1	48,8	8,5	0,018	252
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28	1,26	+9,7	51,6	9,85	0,016	225
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46	1,59*	+243,1	63,7	10,3*	0,022*	407
Кисень	O <sub>2</sub>	32	1,43	-118,8	49,7	20,3	0,024	131
Криптон	Kr	83,8	3,74	-63,0	54,2	23,4	0,009	188
Ксенон	Xe	131,3	5,89	+16,6	59,9	21,3	0,005	290
Метан	CH <sub>4</sub>	16	0,72	-82,1	45,6	10,3	0,03	162
Оксид вуглецю	CO	28	1,25	-140,2	34,5	16,6	0,023	100
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72	2,84*	+197,1	33,0	8,74*	0,015*	–
Повітря	–	(29)	1,29	-140,7	37,6	17,3	0,024	124
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	2,02	+95,6	43,0	7,5	0,015	278
Пропілен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42	1,91	+91,4	45,4	7,84	0,014	362
Сірководень	H <sub>2</sub> S	34	1,54	+100,4	90,1	11,7	0,013	331
Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	76	2,9*	+279,0	78,8	8,9*	0,004*	499
Хлор	Cl <sub>2</sub>	71	3,22	+144,0	76,1	12,3	0,008	351
Хлористий водень	HCl	36,5	1,64	+51,4	82,7	13,3	0,013	360
Хлористий метил	CH <sub>3</sub> Cl	50,5	2,3	+148,0	66,0	9,89	0,009	454

\* Параметри визначені за температури кипіння рідини

**Таблиця А.2 – Ізобарна питома теплоємність газів і пари деяких речовин  $c$ , Дж/(кг · К), залежно від температури [15]**

Газ (пара)	Температура, °С								
	0	25	50	75	100	125	150	175	200
Азот	1 041	1 041	1 041	1 042	1 043	1 045	1 047	1 050	1 053
Аміак	2 060	2 100	2 130	2 180	2 210	2 270	2 310	2 370	2 410
Аргон	522	522	521	521	521	521	521	521	521
Ацетилен	1 637	1 690	1 752	1 805	1 862	1 928	1 967	2 008	2 048
Ацетон	1 260	1 333	1 404	1 473	1 540	1 605	1 668	1 730	1 790
Бензол	1 250	1 250	1 250	1 250	1 250	1 250	1 250	1 250	1 250
Бутан	1 595	1 678	1 777	1 887	2 003	2 132	2 231	2 336	2 439
Водень	14 204	14 298	14 369	14 420	14 455	14 477	14 489	14 495	14 497
Гексан	–	1 662	1 750	1 857	1 977	2 102	2 209	2 313	2 413
Гелій	5 192	5 192	5 192	5 192	5 192	5 192	5 192	5 192	5 192
Гептан	–	1 657	1 745	1 852	1 972	2 097	2 204	2 306	2 406
Діоксид вуглецю	822	849	875	898	919	941	961	979	997
Діоксид сірки	607	621	635	649	662	675	688	700	712
Етан	1 670	1 767	1 868	1 970	2 073	2 179	2 285	2 388	2 488
Етилен	1 472	1 549	1 629	1 713	1 798	1 886	1 974	–	–
Етиловий спирт	1 340	1 431	1 520	1 606	1 690	1 772	1 852	1 932	2 010
Кисень	916	920	923	929	935	942	949	956	964
Криптон	249	249	249	249	249	249	248	248	248
Ксенон	160	160	160	159	159	159	159	159	159
Метан	2 179	2 235	2 301	2 374	2 449	2 529	2 613	2 697	2 787
Оксид вуглецю	1 043	1 043	1 043	1 045	1 046	1 049	1 052	1 055	1 060
Пентан	1 655	1 667	1 756	1 863	1 984	2 110	2 218	2 322	2 423
Повітря	1 006	1 007	1 007	1 009	1 012	1 014	1 017	1 021	1 025
Пропан	1 572	1 670	1 789	1 900	2 005	2 122	2 243	2 360	2 478
Пропілен	1 432	1 547	1 634	1 720	1 807	1 895	1 984	–	–
Сірководень	997	1 005	1 014	1 024	1 035	1 046	1 057	1 069	1 081
Сірковуглець	670	670	670	670	670	670	670	670	670
Хлор	943	957	969	980	989	997	1 003	1 009	1 014
Хлористий водень	800	799	799	799	800	801	802	803	804
Хлористий метил	–	804	–	–	921	–	–	–	–

**Таблиця А.3 – Густина деяких рідин та водних розчинів  
ρ, кг/м<sup>3</sup>, залежно від температури [1, 14]**

Рідина	Вміст	Температура, °С							
		-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота	100 %	1 582	1 547	1 513	1 478	1 443	1 408	1 373	1 338
	50 %	–	1 334	1 310	1 287	1 263	1 238	1 212	1 186
Аміак рідкий	100 %	665	639	610	580	545	510	462	390
Аміачна вода	25 %	–	918	907	897	887	876	866	856
Анілін	100 %	–	1 039	1 022	1 004	987	969	952	933
Ацетон	100 %	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	100 %	–	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловий спирт	100 %	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	100 %	–	1 000	998	992	983	972	958	943
Гексан	100 %	693	677	660	641	622	602	581	559
Гліцерин	50 %	–	1 136	1 126	1 116	1 106	1 006	996	986
Діетиловий ефір	100 %	758	736	714	689	666	640	611	576
Діоксид сірки рідкий	100 %	1 484	1 434	1 383	1 327	1 264	1 193	1 111	1 010
Дихлоретан	100 %	1 310	1 282	1 254	1 224	1 194	1 163	1 133	1 102
Етилацетат	100 %	947	924	901	876	851	825	797	768
Етиловий спирт	100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
	80 %	–	857	843	828	813	797	783	768
	60 %	–	904	891	878	864	849	835	820
	40 %	–	947	935	923	910	897	885	872
	20 %	–	977	969	957	946	934	922	910
Ізопропіловий спирт	100 %	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальцію хлорид	25 %	1 248	1 239	1 230	1 220	1 210	1 200	1 190	1 180
Метиловий спирт	100 %	828	810	792	774	756	736	714	690
	40 %	–	946	935	924	913	902	891	880
Мурашина кислота	100 %	–	1 244	1 220	1 195	1 171	1 147	1 121	1 096
Натр їдкий	50 %	–	1 540	1 525	1 511	1 497	1 483	1 469	1 454
	40 %	–	1 443	1 430	1 416	1 403	1 389	1 375	1 360
	30 %	–	1 340	1 328	1 316	1 303	1 289	1 276	1 261
	20 %	–	1 230	1 219	1 208	1 196	1 183	1 170	1 155
	10 %	–	1 117	1 109	1 100	1 089	1 077	1 064	1 049
Натрію хлорид	20 %	–	1 157	1 148	1 139	1 130	1 120	1 110	1 100
Нітробензол	100 %	–	1 223	1 203	1 183	1 163	1 143	1 123	1 103
Октан	100 %	734	718	702	686	669	653	635	617
Олеум	20 %	–	1 922	1 896	1 870	1 844	1 818	1 792	1 766
Оцтова кислота	100 %	–	1 072	1 048	1 027	1 004	981	958	922
	50 %	–	1 074	1 058	1 042	1 026	1 010	994	978
Сірковуглець	100 %	1 323	1 293	1 263	1 233	1 200	1 165	1 125	1 082
Сірчана кислота	98 %	–	1 857	1 837	1 817	1 798	1 779	1 761	1 742
	92 %	1 866	1 845	1 824	1 803	1 783	1 765	1 744	1 723
	75 %	1 709	1 689	1 669	1 650	1 632	1 614	1 597	1 580
	60 %	1 532	1 515	1 498	1 482	1 466	1 450	1 434	1 418
Соляна кислота	30 %	1 173	1 161	1 149	1 138	1 126	1 115	1 103	1 090
Толуол	100 %	902	884	866	847	828	808	788	766
Фенол розплавлений	100 %	–	–	1 075	1 058	1 040	1 022	1 003	987
Хлорбензол	100 %	1 150	1 128	1 107	1 085	1 065	1 041	1 021	995
Хлороформ	100 %	1 563	1 526	1 489	1 450	1 411	1 380	1 326	1 280
Чотирихлористий вуглець	100 %	1 670	1 633	1 594	1 556	1 517	1 471	1 434	1 390

**Таблиця А.4 – Динамічна в'язкість деяких рідин та водних розчинів  
μ, мПа · с, залежно від температури [1, 14]**

Рідина	Вміст	Температура, °С							
		-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота	100 %	1,49	1,05	0,8	0,64	0,5	0,39	0,35	0,31
	50 %	–	3,05	1,88	1,28	0,9	0,68	0,53	0,44
Аміак рідкий	100 %	0,258	0,244	0,226	0,208	0,19	–	–	–
Аміачна вода	25 %	–	–	1,3	0,855	0,6	0,42	0,32	0,23
Анілін	100 %	–	10,2	4,4	2,3	1,5	1,1	0,8	0,59
Ацетон	100 %	0,5	0,395	0,322	0,268	0,23	0,2	0,17	0,15
Бензол	100 %	–	0,91	0,65	0,492	0,39	0,316	0,261	0,219
Бутиловий спирт	100 %	10,3	5,19	2,95	1,78	1,14	0,76	0,54	0,38
Вода	100 %	–	1,79	1,0	0,656	0,469	0,357	0,284	0,232
Гексан	100 %	0,479	0,397	0,32	0,264	0,221	0,19	0,158	0,132
Гліцерин	50 %	–	12,0	6,05	3,5	2,0	1,2	0,73	0,45
Діетиловий ефір	100 %	0,364	0,296	0,243	0,199	0,166	0,14	0,118	0,1
Діоксид сірки рідкий	100 %	0,455	0,368	0,304	–	–	–	–	–
Дихлоретан	100 %	1,54	1,08	0,84	0,65	0,51	0,42	0,36	0,31
Етилацетат	100 %	0,79	0,578	0,449	0,36	0,297	0,248	0,21	0,178
Етиловий спирт	100 %	2,38	1,78	1,19	0,825	0,591	0,435	0,326	0,248
	80 %	–	3,69	2,01	1,2	0,79	0,57	0,52	0,43
	60 %	–	5,75	2,67	1,45	0,9	0,6	0,45	0,34
	40 %	–	7,14	2,91	1,48	0,89	0,66	0,44	0,34
	20 %	–	5,32	2,18	1,16	0,74	0,51	0,38	0,3
Ізопропіловий спирт	100 %	10,1	4,6	2,39	1,33	0,8	0,52	0,38	0,29
Кальцію хлорид	25 %	10,6	4,47	2,74	1,85	–	–	–	–
Метиловий спирт	100 %	1,16	0,817	0,584	0,45	0,351	0,29	0,24	0,21
	40 %	–	3,65	1,84	–	–	–	–	–
Мурашина кислота	100 %	–	–	1,78	1,22	0,89	0,68	0,54	0,4
Натр їдкий	50 %	–	–	–	25,0	8,03	5,54	3,97	3,42
	40 %	–	–	40,0	14,0	5,44	3,62	2,72	2,37
	30 %	–	–	13,0	6,3	3,4	2,16	1,82	1,71
	20 %	–	–	4,48	2,48	1,63	1,27	1,15	1,08
	10 %	–	–	1,86	1,16	0,91	0,7	0,65	0,6
Натрію хлорид	20 %	–	2,67	1,56	1,03	0,74	0,57	0,46	0,38
Нітробензол	100 %	–	3,09	2,01	1,44	1,09	0,87	0,7	0,58
Октан	100 %	0,968	0,703	0,54	0,428	0,35	0,291	0,245	0,208
Олеум	20 %	–	95,0	36,6	20,8	9,0	5,3	–	–
Оцтова кислота	100 %	–	–	1,22	0,9	0,7	0,56	0,46	0,37
	50 %	–	4,35	2,21	1,35	0,92	0,65	0,5	0,4
Сірковуглець	100 %	0,556	0,433	0,366	0,29	0,25	0,21	0,19	0,17
Сірчана кислота	98 %	–	55,0	25,8	12,9	7,5	4,1	2,7	2,0
	92 %	130,0	48,0	23,1	11,8	6,7	3,8	2,5	1,95
	75 %	95,0	30,0	13,9	8,1	4,6	2,8	1,9	1,45
	60 %	20,0	10,5	5,52	3,42	2,4	1,5	1,07	0,9
Соляна кислота	30 %	–	–	1,7	1,3	–	–	–	–
Толуол	100 %	1,06	0,768	0,586	0,466	0,381	0,319	0,271	0,231
Фенол розплавлений	100 %	–	–	11,6	4,77	2,56	1,59	1,05	0,78
Хлорбензол	100 %	1,48	1,06	0,8	0,64	0,52	0,435	0,37	0,32
Хлороформ	100 %	0,9	0,7	0,57	0,466	0,39	0,33	0,29	0,26
Чотирихлористий вуглець	100 %	1,9	1,35	0,97	0,74	0,59	0,472	0,387	0,323

**Таблиця А.5 – Теплопровідність деяких рідин та водних розчинів  
λ, Вт/(м · К), залежно від температури [1, 14]**

Рідина	Вміст	Температура, °С							
		-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота	100 %	0,263	0,257	0,251	0,247	0,242	0,238	0,234	0,23
	50 %	–	0,443	0,458	0,469	0,479	0,484	0,486	0,488
Аміак рідкий	100 %	0,586	0,541	0,495	0,45	0,405	0,359	0,314	0,269
Аміачна вода	25 %	–	0,419	0,449	0,479	0,508	0,538	0,57	0,593
Анілін	100 %	–	0,186	0,183	0,179	0,174	0,171	0,167	0,164
Ацетон	100 %	0,179	0,174	0,17	0,165	0,16	0,156	0,151	0,147
Бензол	100 %	–	0,151	0,147	0,141	0,136	0,13	0,126	0,121
Бутиловий спирт	100 %	0,159	0,156	0,154	0,15	0,147	0,143	0,14	0,137
Вода	100 %	–	0,551	0,599	0,634	0,659	0,675	0,683	0,686
Гексан	100 %	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137
Гліцерин	50 %	–	0,39	0,421	0,455	0,488	0,523	0,558	0,593
Діетиловий ефір	100 %	–	0,14	0,138	0,137	0,136	0,135	0,134	0,133
Діоксид сірки рідкий	100 %	0,224	0,212	0,199	0,186	0,174	0,162	0,149	0,136
Дихлоретан	100 %	0,145	0,14	0,135	0,13	0,124	0,12	0,114	0,109
Етилацетат	100 %	0,174	0,157	0,137	0,117	0,098	–	–	–
Етиловий спирт	100 %	0,172	0,171	0,169	0,167	0,165	0,164	0,162	0,159
	80 %	–	0,19	0,222	0,255	0,287	0,32	0,349	0,384
	60 %	–	0,25	0,283	0,314	0,347	0,379	0,407	0,442
	40 %	–	0,349	0,383	0,415	0,448	0,48	0,512	0,547
	20 %	–	0,447	0,479	0,512	0,543	0,576	0,605	0,64
Ізопропіловий спирт	100 %	0,157	0,154	0,151	0,148	0,144	0,141	0,137	0,134
Кальцію хлорид	25 %	0,473	0,506	0,540	0,572	0,605	0,637	0,675	0,698
Метиловий спирт	100 %	0,216	0,214	0,212	0,208	0,206	0,202	0,2	0,198
	40 %	–	0,323	0,334	0,343	0,354	0,363	0,372	0,384
Мурашина кислота	100 %	–	0,261	0,257	0,254	0,249	0,245	0,241	0,236
Натр їдкий	50 %	–	0,519	0,531	0,541	0,547	0,554	0,557	0,559
	40 %	–	0,519	0,533	0,543	0,552	0,558	0,562	0,564
	30 %	–	0,519	0,534	0,545	0,556	0,563	0,566	0,569
	20 %	–	0,52	0,537	0,55	0,563	0,571	0,575	0,577
	10 %	–	0,523	0,543	0,558	0,572	0,58	0,585	0,587
Натрію хлорид	20 %	–	0,544	0,578	0,605	0,628	0,645	0,657	0,663
Нітробензол	100 %	–	0,154	0,151	0,148	0,145	0,142	0,14	0,116
Октан	100 %	0,155	0,154	0,152	0,15	0,148	0,147	0,145	0,144
Олеум	20 %	–	0,291	0,302	0,314	0,326	0,337	–	–
Оцтова кислота	100 %	–	0,177	0,173	0,169	0,164	0,16	0,156	0,151
	50 %	–	0,314	0,347	0,379	0,413	0,445	0,477	0,512
Сірковуглець	100 %	0,174	0,17	0,165	0,162	0,155	0,15	0,145	0,141
Сірчана кислота	98 %	–	0,307	0,33	0,342	0,356	0,377	0,388	0,4
	92 %	0,298	0,321	0,344	0,356	0,377	0,391	0,402	0,414
	75 %	0,349	0,366	0,384	0,401	0,424	0,448	0,471	0,494
	60 %	0,384	0,407	0,43	0,442	0,465	0,5	0,523	0,547
Соляна кислота	30 %	–	0,388	0,421	0,454	0,487	0,523	0,558	0,582
Толуол	100 %	0,145	0,141	0,136	0,131	0,128	0,123	0,119	0,114
Фенол розплавлений	100 %	–	–	0,204	0,206	0,209	0,212	0,214	0,216
Хлорбензол	100 %	0,137	0,133	0,129	0,126	0,121	0,116	0,113	0,109
Хлороформ	100 %	0,151	0,142	0,133	0,122	0,113	0,102	0,092	0,083
Чотирихлористий вуглець	100 %	0,131	0,124	0,117	0,11	0,104	0,097	0,09	0,083

**Таблиця А.6 – Питома теплоємність деяких рідин та водних розчинів с, Дж/(кг · К), залежно від температури [1, 14]**

Рідина	Вміст	Температура, °С							
		-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота	100 %	1 739	1 751	1 760	1 781	1 802	1 823	1 844	1 864
	50 %	–	2 795	2 849	2 904	2 975	3 058	3 100	3 184
Аміак рідкий	100 %	4 525	4 609	4 735	4 860	5 112	5 447	5 740	6 201
Аміачна вода	25 %	–	4 316	4 316	4 358	4 441	4 525	4 609	4 735
Анілін	100 %	–	1 998	2 040	2 086	2 128	2 174	2 216	2 262
Ацетон	100 %	2 053	2 116	2 179	2 242	2 304	2 371	2 434	2 497
Бензол	100 %	–	1 634	1 730	1 827	1 927	2 024	2 120	2 178
Бутиловий спирт	100 %	1 969	2 107	2 325	2 543	2 765	2 983	3 205	3 423
Вода	100 %	–	4 232	4 186	4 182	4 190	4 190	4 232	4 274
Гексан	100 %	2 246	2 246	2 246	2 246	2 246	2 246	2 246	2 246
Гліцерин	50 %	–	3 562	3 562	3 520	3 520	–	–	–
Діетиловий ефір	100 %	2 162	2 212	2 267	2 409	2 652	2 891	3 130	3 364
Діоксид сірки рідкий	100 %	1 311	1 328	1 370	1 433	1 521	1 630	1 760	1 915
Дихлоретан	100 %	972	1 060	1 148	1 240	1 328	1 420	1 512	1 600
Етилацетат	100 %	1 777	1 848	1 919	1 990	2 066	2 137	2 208	2 279
Етиловий спирт	100 %	2 116	2 292	2 484	2 715	2 966	3 222	3 515	3 808
	80 %	–	2 682	2 849	3 017	3 226	3 436	3 645	3 897
	60 %	–	3 058	3 142	3 310	3 478	3 603	3 771	3 980
	40 %	–	3 436	3 520	3 645	3 687	3 813	3 938	4 022
	20 %	–	3 813	3 855	3 897	3 939	3 980	4 064	4 106
Ізопропіловий спирт	100 %	2 200	2 363	3 660	2 958	3 256	3 548	3 842	4 135
Кальцію хлорид	25 %	2 841	2 891	2 941	2 975	3 058	3 100	3 142	3 184
Метиловий спирт	100 %	2 384	2 468	2 568	2 669	2 765	2 866	2 966	3 067
	40 %	–	3 520	3 561	3 603	3 603	3 645	3 687	3 729
Мурашина кислота	100 %	–	1 965	2 053	2 141	2 225	2 313	2 400	2 484
Натр їдкий	50 %	–	–	3 239	3 222	3 214	3 205	3 197	3 193
	40 %	–	3 381	3 423	3 460	3 478	3 486	3 486	3 486
	30 %	–	3 452	3 520	3 587	3 624	3 641	3 641	3 641
	20 %	–	3 528	3 612	3 666	3 695	3 712	3 720	3 720
	10 %	–	3 696	3 771	3 821	3 846	3 863	3 872	3 880
Натрію хлорид	20 %	–	3 943	3 934	3 922	3 900	3 896	3 855	3 855
Нітробензол	100 %	–	1 400	1 454	1 508	1 567	1 622	1 676	1 735
Октан	100 %	2 204	2 204	2 204	2 204	2 204	2 204	2 204	2 204
Олеум	20 %	–	1 366	1 425	1 483	1 542	1 601	1 659	1 718
Оцтова кислота	100 %	–	1 885	1 994	2 103	2 208	2 317	2 426	2 535
	50 %	–	3 058	3 100	3 142	3 184	3 268	3 310	3 352
Сірковуглець	100 %	972	985	997	1 014	1 026	1 039	1 056	1 068
Сірчана кислота	98 %	–	1 404	1 458	1 513	1 571	1 626	1 684	1 735
	92 %	1 487	1 533	1 580	1 630	1 676	1 726	1 781	1 827
	75 %	1 806	1 873	1 940	2 007	2 074	2 137	2 208	2 275
	60 %	2 116	2 200	2 283	2 367	2 451	2 535	2 618	2 702
Соляна кислота	30 %	–	2 304	2 472	2 640	2 807	3 017	3 184	3 352
Толуол	100 %	1 521	1 613	1 705	1 797	1 890	1 982	2 070	2 120
Фенол розплавлений	100 %	–	–	2 346	2 346	2 346	2 346	2 346	2 346
Хлорбензол	100 %	1 194	1 257	1 320	1 382	1 445	1 508	1 575	1 638
Хлороформ	100 %	964	993	1 022	1 052	1 081	1 110	1 140	1 169
Чотирихлористий вуглець	100 %	813	838	863	892	922	947	976	1 005



**Таблиця А.7 – Поверхневий натяг деяких рідин та водних розчинів  $\sigma \cdot 10^3$ , Н/м, залежно від температури [1, 14]**

Рідина	Вміст	Температура, °С							
		-20	0	20	40	60	80	100	120
Азотна кислота	100 %	48,3	44,8	41,4	38,2	35,2	32,4	29,8	27,4
	50 %	–	68,2	65,4	62,2	58,8	55,2	51,5	47,5
Аміак рідкий	100 %	38,0	27,0	21,2	16,8	12,8	–	–	–
Аміачна вода	25 %	–	65,7	62,9	59,7	56,3	52,7	49,0	45,0
Анілін	100 %	–	–	42,9	40,6	38,3	36,0	33,7	31,4
Ацетон	100 %	28,7	26,2	23,7	21,2	18,6	16,2	13,8	11,4
Бензол	100 %	–	31,7	29,0	26,3	23,7	21,3	18,8	16,4
Бутиловий спирт	100 %	28,0	26,2	24,6	22,9	21,2	19,5	17,8	16,0
Вода	100 %	–	75,6	72,8	69,6	66,2	62,6	58,9	54,9
Гексан	100 %	22,6	20,5	18,4	16,3	14,2	12,1	10,0	7,9
Гліцерин	50 %	–	72,4	69,6	66,4	63,0	59,4	55,7	51,7
Діетиловий ефір	100 %	22,0	19,5	17,0	14,6	12,4	10,2	8,0	6,1
Діоксид сірки рідкий	100 %	31,0	26,8	22,7	18,8	14,8	–	–	–
Дихлоретан	100 %	37,8	35,0	32,2	29,5	26,7	24,0	21,3	18,6
Етилацетат	100 %	29,5	26,9	24,3	21,7	19,2	16,8	14,4	12,1
Етиловий спирт	100 %	25,7	24,0	22,3	20,6	19,0	17,3	15,5	13,4
	80 %	–	26,0	25,0	23,0	21,0	20,0	18,0	16,0
	60 %	–	28,0	27,0	25,0	23,0	22,0	20,0	18,0
	40 %	–	32,0	30,0	28,0	26,0	24,0	22,0	19,0
	20 %	–	40,0	38,0	36,0	33,0	31,0	29,0	27,0
Ізопропіловий спирт	100 %	24,7	23,2	21,7	20,1	18,5	17,0	15,5	14,0
Кальцію хлорид	25 %	89,4	86,6	83,8	80,6	77,2	73,6	69,9	65,9
Метиловий спирт	100 %	26,6	24,5	22,6	20,9	19,3	17,6	15,7	13,6
Мурашина кислота	100 %	–	39,8	37,6	35,5	33,3	31,2	29,0	26,8
Натр їдкий	50 %	–	–	130	130	129	129	128	128
	40 %	–	–	108	108	107	107	106	106
	30 %	–	–	97,0	96,4	95,8	95,3	94,4	93,6
	20 %	–	–	85,8	85,0	84,7	83,2	81,3	79,6
	10 %	–	–	77,3	76,1	75,0	73,0	70,7	69,0
Натрію хлорид	20 %	–	82,6	79,8	76,6	73,2	69,6	65,9	61,9
Нітробензол	100 %	–	46,4	43,9	41,4	39,0	36,7	34,4	32,2
Октан	100 %	25,8	23,8	21,8	19,8	17,9	15,9	13,9	11,9
Оцтова кислота	100 %	–	29,7	27,8	25,8	23,8	21,8	19,8	18,0
	50 %	–	43,0	40,0	37,0	33,0	30,0	27,0	24,0
Сірковуглець	100 %	38,3	35,3	32,3	29,4	26,5	23,6	20,7	17,8
Сірчана кислота	98 %	–	55,9	55,1	54,3	53,7	53,1	52,5	51,9
	92 %	63,0	61,9	60,9	60,9	60,3	59,7	59,1	58,5
	75 %	74,1	73,6	73,1	72,6	72,1	71,6	71,1	70,6
	60 %	77,3	76,7	76,1	75,4	74,5	73,6	72,7	71,8
Соляна кислота	30 %	–	72,6	69,8	66,6	63,2	59,6	55,9	51,9
Толуол	100 %	33,0	30,7	28,5	26,2	23,8	21,5	19,4	17,3
Фенол розплавлений	100 %	–	43,1	40,9	38,8	36,6	34,4	32,2	30,0
Хлорбензол	100 %	38,4	36,0	33,6	31,1	28,8	26,5	24,1	21,8
Хлороформ	100 %	32,8	30,0	27,2	24,4	21,7	19,0	16,3	13,6
Чотирихлористий вуглець	100 %	31,0	29,5	26,9	24,5	22,0	19,6	17,3	15,1

**Таблиця А.8 – Температура кипіння деяких речовин залежно від тиску насиченої пари [14]**

Речовина	Формула	Тиск насиченої пари, МПа					
		0,1013	0,2027	0,5066	1,013	2,026	3,039
		Температура кипіння речовини, °С					
Азот	N <sub>2</sub>	-195,8	-189,2	-179,1	-169,8	-157,6	-148,3
Аміак	NH <sub>3</sub>	-33,6	-18,7	4,7	25,7	50,1	66,1
Анілін	C <sub>6</sub> H <sub>7</sub> N	184,4	212,8	254,8	292,7	342,0	375,5
Аргон	Ar	-185,6	-179,0	-166,7	-154,9	-141,3	-132,0
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	-84,0	-71,6	-50,2	-32,7	-10,0	4,8
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	56,5	78,6	113,0	144,5	181,0	205,0
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	80,1	103,8	142,5	178,8	221,5	249,5
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-0,5	18,8	50,0	79,5	116,0	140,6
Бутиловий спирт	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	117,5	139,8	172,5	203,0	237,0	259,0
Вода	H <sub>2</sub> O	100,0	120,1	152,4	180,5	213,1	234,6
Водень	H <sub>2</sub>	-252,5	-250,2	-246,0	-241,8	-	-
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	68,7	93,0	131,7	166,6	209,4	-
Гелій	He	-268,6	-268,0	-	-	-	-
Гептан	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	98,4	124,8	165,7	202,8	247,5	-
Дихлоретан	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	83,7	108,1	147,8	183,5	226,5	254,0
Діетиловий ефір	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	34,6	56,0	90,0	122,0	159,0	183,3
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	-78,3	-69,1	-56,7	-39,5	-18,9	-5,3
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	-10,0	6,3	32,1	55,5	83,8	102,6
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-88,6	-75,0	-52,8	-32,0	-6,4	10,0
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	-103,7	-90,8	-71,1	-52,8	-29,1	-14,2
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	78,4	97,5	126,0	151,8	183,0	203,0
Кисень	O <sub>2</sub>	-183,1	-176,0	-164,5	-153,2	-140,0	-130,7
Криптон	Kr	-152,0	-143,5	-130,0	-118,0	-101,7	-88,8
Метан	CH <sub>4</sub>	-161,5	-152,3	-138,3	-124,8	-108,5	-96,3
Метиловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	64,7	84,0	112,5	138,0	167,8	186,5
Неон	Ne	-246,0	-243,5	-239,9	-236,0	-230,8	-
Оксид азоту	NO	-151,7	-145,1	-135,7	-127,3	-116,8	-109,0
Оксид вуглецю	CO	-191,3	-183,5	-170,7	-161,0	-149,7	-141,9
Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	125,6	152,7	196,2	235,8	281,4	-
Оцтова кислота	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> O <sub>2</sub>	118,1	143,5	180,3	214,0	252,0	276,5
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	36,1	58,0	92,4	124,7	164,3	191,3
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-42,1	-25,6	1,4	26,9	58,1	78,7
Пропілен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	-47,7	-31,4	-4,8	19,8	49,5	70,0
Пропіловий спирт	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	97,8	117,0	149,0	177,0	210,8	232,3
Сірководень	H <sub>2</sub> S	-60,4	-45,9	-22,3	-0,4	25,5	41,9
Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	46,5	69,1	104,8	136,3	175,5	201,5
Сірчаний ангідрид	SO <sub>3</sub>	44,8	60,0	82,5	104,0	138,0	157,8
Толуол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>3</sub>	110,6	136,5	178,0	215,8	262,5	292,8
Фенол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> OH	181,9	208,0	248,2	283,8	328,7	358,0
Хлор	Cl <sub>2</sub>	-33,8	-16,9	10,3	35,6	65,0	84,8
Хлорбензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Cl	132,2	160,2	205,0	245,3	292,8	324,4
Хлористий водень	HCl	-84,8	-71,4	-50,5	-31,7	-8,8	5,9
Хлористий метил	CH <sub>3</sub> Cl	-24,0	-6,4	22,0	47,3	77,3	97,5
Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	61,3	83,9	120,0	152,3	191,8	216,5
Чотирихлористий вуглець	CCl <sub>4</sub>	76,7	102,0	141,7	178,0	222,0	251,2

**Таблиця А.9 – Теплофізичні властивості деяких зріджених холодоагентів [14]**

$t, ^\circ\text{C}$	$P,$ кгс/см <sup>2</sup>	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c,$ Дж/(кг · К)	$\mu \cdot 10^3$ Па · с	$\lambda,$ Вт/(м · К)	$r,$ кДж/кг	$\sigma \cdot 10^3,$ Н/м	$\beta \cdot 10^3,$ 1/К	$Pr$
<b>Аміак (R717)</b>									
-50	0,409	702,0	4 409	0,323	0,552	1 410	48,2	1,69	2,58
-40	0,719	690,0	4 438	0,285	0,551	1 390	44,8	1,77	2,30
-30	1,195	677,7	4 467	0,255	0,549	1 360	41,7	1,83	2,07
-20	1,902	665,0	4 509	0,227	0,544	1 329	38,4	1,93	1,88
-10	2,909	652,0	4 551	0,206	0,537	1 297	35,3	2,02	1,74
0	4,294	638,6	4 597	0,187	0,524	1 263	32,3	2,11	1,64
+10	6,150	624,7	4 647	0,169	0,509	1 230	29,3	2,25	1,54
+20	8,572	610,3	4 710	0,152	0,494	1 190	26,3	2,39	1,45
+30	11,665	595,2	4 798	0,137	0,474	1 150	23,4	2,57	1,38
+40	15,544	579,5	4 899	0,126	0,458	1 100	20,6	2,79	1,34
+50	20,326	562,8	5 020	0,114	0,433	1 050	17,8	3,03	1,32
<b>Хладон-12 (R12 – дифтордихлорметан)</b>									
-50	0,400	1 540	870,0	0,469	0,0930	175,0	19,60	1,780	4,38
-40	0,642	1 515	883,4	0,407	0,0896	171,0	18,04	1,976	4,01
-30	1,005	1 486	896,0	0,360	0,0861	167,6	16,57	2,086	3,77
-20	1,510	1 457	908,5	0,316	0,0828	163,8	15,30	2,190	3,49
-10	2,193	1 426	921,1	0,277	0,0795	160,0	13,73	2,000	3,24
0	3,088	1 394	933,7	0,245	0,0762	155,0	12,40	2,375	3,04
+10	4,293	1 361	950,4	0,219	0,0730	150,0	11,08	2,455	2,88
+20	5,673	1 327	967,2	0,198	0,0699	145,0	9,80	2,662	2,77
+30	7,445	1 292	983,9	0,177	0,0668	138,7	8,53	2,720	2,65
+40	9,595	1 254	1 000,6	0,159	0,0638	132,4	7,16	2,892	2,56
+50	12,146	1 213	1 084,4	0,143	0,0608	124,5	6,12	3,298	2,50
+60	15,181	1 167	1 118,0	0,129	0,0578	116,9	4,27	3,770	2,48
<b>Хладон-22 (R22 – дифторхлорметан)</b>									
-60	0,375	1 463	1 085	0,414	0,1199	245,20	21,5	1,53	3,75
-50	0,645	1 435	1 094	0,378	0,1153	239,50	19,9	1,68	3,58
-40	1,053	1 406	1 104	0,349	0,1108	233,10	18,2	1,84	3,47
-30	1,640	1 377	1 116	0,324	0,1064	227,55	16,6	2,01	3,40
-20	2,455	1 347	1 130	0,302	0,1021	220,94	15,0	2,21	3,34
-10	3,550	1 315	1 147	0,283	0,0977	214,36	13,3	2,41	3,32
0	4,981	1 282	1 167	0,267	0,0934	206,95	11,7	2,63	3,33
+10	6,809	1 248	1 193	0,253	0,0892	198,29	10,2	2,91	3,39
+20	9,097	1 211	1 226	0,249	0,0849	188,41	8,7	3,27	3,46
+30	11,913	1 172	1 269	0,229	0,0807	177,27	7,2	3,77	3,59
+40	15,327	1 130	1 330	0,219	0,0765	164,75	5,8	4,49	3,81
+50	19,418	1 083	1 416	0,210	0,0722	155,33	4,5	5,50	4,12
<b>Хладон-290 (R290 – пропан)</b>									
-50	0,713	591,0	2 207	0,210	0,112	435,2	16,9	–	4,14
-40	1,126	579,3	2 230	0,180	0,108	424,2	15,0	–	3,71
-30	1,694	568,0	2 260	0,150	0,103	412,7	13,8	–	3,30
-20	2,469	555,0	2 290	0,130	0,100	401,0	12,5	–	3,00
-10	3,492	543,0	2 320	0,120	0,098	388,4	11,2	–	2,84
0	4,815	530,0	2 352	0,110	0,097	377,1	9,9	–	2,67
+10	6,499	516,0	2 436	0,097	0,094	360,8	8,7	–	2,51
+20	8,606	501,0	2 520	0,085	0,091	345,6	7,6	–	2,35
+30	11,16	486,0	2 604	0,077	0,088	328,6	6,3	–	2,28
+40	14,07	464,0	2 688	0,070	0,085	309,2	5,1	–	2,21

**Таблиця А.10 – Питома теплота пароутворення деяких речовин  
r, кДж/кг, залежно від температури [14, 15, 18]**

Речовина	Температура, °С							
	0	20	40	60	80	100	120	140
Аміак	1 265	1 190	1 102	997	872	708	473	–
Ацетон	565,6	553,1	536,3	519,6	494,4	474,5	448,3	419,0
Бензол	448,3	435,8	423,2	408,5	395,1	379,2	363,3	346,1
Бутан	–	367,7	346,7	321,5	292,0	256,6	–	–
Бутиловий спирт	703,9	687,2	670,4	653,6	632,7	611,7	586,6	561,5
Вода	2 501	2 448,2	2 403	2 357	2 310	2 260	2 207	2 145
Гексан	379,0	368,3	356,2	343,0	329,0	311,5	290,6	267,7
Гептан	375,6	366,0	354,7	342,6	330,1	316,7	302,9	287,4
Дифеніл	–	–	–	–	–	398	386	374
Діоксид вуглецю	235,1	155,4	–	–	–	–	–	–
Діоксид сірки	385,1	352,0	318,4	283,2	247,2	209,5	167,2	131,6
Етилацетат	427,4	411,5	399,3	385,9	371,6	355,7	337,7	317,2
Етиловий ефір	387,6	366,6	346,5	326,4	303,8	282,4	257,3	228,4
Етиловий спирт	921,8	913,4	900,8	879,9	850,6	812,9	762,6	712,3
Ізобутан	355,2	335,7	313,4	286,0	252,1	206,8	141,9	–
Ізопропіловий спирт	775,2	750,0	724,9	699,7	670,4	636,9	603,4	557,3
Метилловий спирт	1 198,3	1 173,2	1 143,8	1 110,4	1 060,1	1 013,9	951,1	892,5
Октан	373,6	365,5	356,3	345,7	333,6	320,4	306,8	292,2
Оцтова кислота	–	353,4	365,4	375,4	383,8	390,1	390,5	384,6
Пентан	384,7	370,2	355,1	–	–	–	–	–
Пропан	–	345,8	308,8	258,4	187,2	–	–	–
Пропілен	378,1	345,3	301,5	246,8	165,2	–	–	–
Пропіловий спирт	–	791,9	768,8	745,8	714,3	683	651	–
Сірковуглець	374,6	367,0	356,6	344,4	331,4	316,4	300,4	282,4
Толуол	414,8	407,7	398,5	388,8	379,2	368,7	357,0	344,0
Хладон-11	190,3	183,2	175,6	167,3	158,1	147,5	135,0	120,2
Хладон-12	155,0	145,0	132,4	116,9	97,6	67,9	31,4	–
Хладон-21	243,7	232,7	220,3	206,4	191,2	174,4	155,5	132,6
Хладон-22	204,3	186,9	166,2	139,9	101,5	–	–	–
Хладон-113	158,7	152,9	146,9	140,7	134,2	–	–	–
Хладон-114	138,0	131,5	123,6	114,3	–	–	–	–
Хладон-142	215,4	201,2	184,7	166,2	145,0	–	–	–
Хлор	266,5	253,1	238,4	222,0	202,8	176,8	139,5	71,2
Фтор	–	253,0	238,4	222,0	202,8	176,8	139,5	–
Хлорбензол	375,8	369,5	362,4	354,4	346,5	338,1	329,8	320,5
Хлористий метил	405,1	382,5	357,4	329,7	–	–	–	–
Хлороформ	271,5	263,1	255,6	247,6	239,7	231,3	222,9	214,5
Чотирихлористий вуглець	218,3	213,7	208,2	201,9	193,6	185,6	177,2	168,0

**Таблиця А.12 – Диференціальна теплота розчинення  $q$ , кДж/кг, і коефіцієнти Генрі  $E \cdot 10^{-6}$ , мм рт. ст., для водних розчинів деяких газів залежно від температури [1, 7, 14]**

Поглинений газ	Температура, °С											$q$
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
Азот	40,2	50,8	61,1	70,2	79,2	85,9	90,9	94,6	95,9	96,1	95,4	–
Аміак	0,00156	0,0018	0,00208	0,00241	0,00292	–	0,00375	–	–	–	–	2 070
Ацетилен	0,55	0,73	0,91	1,11	–	–	–	–	–	–	–	804
Бром	0,0162	0,0278	0,0451	0,0688	0,101	0,145	0,191	0,244	0,307	–	–	–
Водень	44	48,3	51,9	55,4	57,1	58,1	58,1	57,8	57,4	57,1	56,9	–
Діоксид вуглецю	0,553	0,792	1,08	1,41	1,77	2,15	2,59	–	–	–	–	452
Діоксид сірки	0,0125	0,0184	0,0266	0,0364	0,0495	0,0653	0,0839	0,104	0,128	0,15	–	500
Етан	9,55	14,4	20	26	32,2	37,9	42,9	47,4	50,2	52,2	52,6	–
Етилен	4,19	5,84	7,74	9,62	11,1	–	–	–	–	–	–	–
Закис азоту	0,74	1,07	1,5	1,94	–	–	–	–	–	–	–	–
Кисень	19,3	24,9	30,4	36,1	40,7	44,7	47,8	50,4	52,2	53,1	53,3	–
Метан	17	22,6	28,5	34,1	39,5	43,9	47,6	50,6	51,8	52,5	53,3	–
Озон	1,455	1,86	2,82	4,485	9	–	–	–	–	–	–	–
Оксид азоту	12,8	16,5	20,1	23,5	26,8	29,6	31,8	33,2	34	34,3	34,5	–
Оксид вуглецю	26,7	33,6	40,7	47,1	52,9	57,8	62,5	64,2	64,3	64,3	64,3	–
Повітря	32,8	41,7	50,4	58,6	66,1	71,9	76,5	79,8	81,7	82,2	81,6	–
Пропілен	2,28	3,345	4,65	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Сірководень	0,203	0,278	0,367	0,463	0,566	0,672	0,782	0,905	1,03	1,09	1,12	555
Хлор	0,204	0,297	0,402	0,502	0,6	0,677	0,731	0,745	0,73	0,722	–	289
Хлористий водень	0,00185	0,00197	0,00209	0,0022	0,00227	0,00229	0,00224	–	–	–	–	1 250

**Таблиця А.13 – Коефіцієнти дифузії  $D \cdot 10^6$ , м<sup>2</sup>/с, деяких газів і парів**

Газ (пара)	Формула	У повітрі за $t 0$ °С та 1 ат	У воді за $t 20$ °С
Азот	N <sub>2</sub>	13,2	0,00164
Аміак	NH <sub>3</sub>	19,8	0,00176
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	20,6	0,00178
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	8,2	0,00103
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	7,7	0,00109
Водень	H <sub>2</sub>	61,1	0,00513
Водяна пара	H <sub>2</sub> O	22,0	–
Діетиловий ефір	(C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub> O	7,8	–
Діоксид азоту	NO <sub>2</sub>	11,9	–
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	13,8	0,00177
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	12,2	0,00147
Етилацетат	CH <sub>3</sub> COOC <sub>2</sub> H <sub>5</sub>	7,2	–
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	15,2	0,00159
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	10,2	0,00103
Кисень	O <sub>2</sub>	17,8	0,0018
Метан	CH <sub>4</sub>	22,3	0,00206
Метиловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	13,2	0,00128
Оксид азоту	NO	14,5	0,00154
Оксид вуглецю	CO	20,2	0,0019
Оцтова кислота	CH <sub>3</sub> COOH	10,6	0,00088
Сірководень	H <sub>2</sub> S	12,7	0,00141
Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	8,9	–
Сірчаний ангідрид	SO <sub>3</sub>	9,4	–
Толуол	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	7,1	–
Хлор	Cl <sub>2</sub>	12,4	0,00122
Хлористий водень	HCl	13,0	0,00264

**Таблиця А.14 – Рівноважний склад рідини і пари ( $x - y$ , % мол.) та температури кипіння суміші ( $^{\circ}\text{C}$ ) для деяких бінарних розчинів за атмосферного тиску [18]**

Суміш	$x$	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	Азеотроп
Азотна кислота – вода	$y$	0	0,3	1	5	16	46	83	95,5	98,7	99,5	99,9	100	38,3
	$t$	100	103,5	108,6	117,5	121,4	121,5	116	101,5	91,7	87,5	85,6	85,4	121,9
Аміак – вода	$y$	0	49	72	89,3	97,6	99,2	100	100	100	100	100	100	–
	$t$	99,1	82,5	69,8	48	29,2	11,8	–4	–16,5	–24,5	–29,5	–32	–33,7	–
Ацетон – бензол	$y$	0	14	24,3	40	51,2	59,4	66,5	73	79,5	86,3	93,2	100	–
	$t$	80,1	78,3	76,4	72,8	69,6	66,7	64,3	62,4	60,7	59,6	58,8	56,1	–
Ацетон – вода	$y$	0	60,3	72	80,3	82,7	84,2	85,5	86,9	88,2	90,4	94,3	100	–
	$t$	100	77,9	69,6	64,5	62,6	61,6	60,7	59,8	59	58,2	57,5	56,9	–
Ацетон – метанол	$y$	0	10,2	18,6	32,2	42,8	51,3	58,6	65,6	72,5	80	–	100	80
	$t$	64,5	63,6	62,5	60,2	58,7	57,6	56,7	56	55,3	55,05	–	56,1	55,05
Ацетон – етанол	$y$	0	15,5	26,2	41,7	52,4	60,5	67,4	73,9	80,2	86,5	92,9	100	–
	$t$	78,3	75,4	73	69	65,9	63,6	61,8	60,4	59,1	58	57	56,1	–
Бензол – толуол	$y$	0	11,5	21,4	38	51,1	61,9	71,2	79	85,4	91	95,9	100	–
	$t$	110,6	108,3	106,1	102,2	98,6	95,2	92,1	89,4	86,8	84,4	82,3	80,2	–
Бензол – оцтова кислота	$y$	0	26	42	59	68,6	75	79	83	88	92,5	97	100	97,5
	$t$	118,7	111,4	105,8	99	94	90,3	88	85,7	83,5	82	80,8	80,2	80
Вода – оцтова кислота	$y$	0	9,2	16,7	30,3	42,5	53	62,6	71,6	79,5	86,4	93	100	–
	$t$	118,1	115,4	113,8	110,1	107,5	105,8	104,4	103,3	102,1	101,3	100,6	100	–
Ізопропіловий спирт – вода	$y$	0	48,5	53	60	64	66,5	68	68,4	70	77	83	100	68,5
	$t$	100	84,4	82,5	81,2	81	80,6	80,5	80,4	80,5	81	82,3	82,4	80,4
Метанол – бензол	$y$	0	38,5	50	56	58	59	60	61	62	66	75	100	61,4
	$t$	80,2	66,9	61,1	58,6	58	57,8	57,7	57,6	57,6	58	59,6	64,9	57,6
Метанол – вода	$y$	0	26,8	41,8	57,9	66,5	72,9	77,9	82,5	87	91,5	95,8	100	–
	$t$	100	92,3	87,7	81,7	78	75,3	73,1	71,2	69,3	67,6	66	64,5	–
Метанол – етанол	$y$	0	7,4	14,3	27,1	39,6	51,5	62,6	72,3	79,8	86,6	93,2	100	–
	$t$	78,3	77,2	76,5	75	73,6	72,2	70,8	69,4	68,2	66,9	65,9	64,9	–
Мурашина кислота – оцтова кислота	$y$	0	8	14,6	26	38	48,5	57,6	66	74,6	83,6	92,2	100	–
	$t$	118,1	116	115,4	112,8	110,7	108,8	107	105,4	103,9	102,5	101,4	100,8	–
Сірковуглець – ацетон	$y$	0	19	29	46	53,3	57,5	60,5	61	68	72,2	78	100	61
	$t$	56,2	51,2	48,3	43,5	41,3	40,3	39,6	39,3	39,3	39,6	40,9	46,3	39,3
Сірковуглець – чотирихлористий вуглець	$y$	0	13,2	24	42,3	54,4	64,5	72,6	79,1	84,8	90,1	95	100	–
	$t$	76,7	73,7	71	66	62,3	59	56,1	53,7	51,6	49,6	47,9	46,3	–
Толуол – оцтова кислота	$y$	0	15,5	25,5	37,2	46	54,1	57	61,5	66,5	71,8	81	100	62,7
	$t$	118,1	111,3	108,9	105,6	103,3	101,7	100,8	100,6	100,6	100,9	102,6	110,8	100,6
Хлороформ – бензол	$y$	0	6,5	12,6	27,2	41	54,6	66	74,6	83	90,5	96,2	100	–
	$t$	80,6	80,1	79,6	78,4	77,2	75,9	74,5	73,1	71	68,7	65,7	61,5	–
Чотирихлористий вуглець – етанол	$y$	0	21	33	48	54	56,5	58,8	62	65,8	72,2	82,3	100	63
	$t$	77,9	73,7	70,8	67,2	65,3	64,6	64	63,6	64	65,6	68,5	75,9	63,6
Етилацетат – оцтова кислота	$y$	0	14,4	28,7	50,6	65,4	77	85,6	92	96,1	98,9	99,8	100	–
	$t$	118,1	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	77,1	–
Етанол – бензол	$y$	0	18	28,6	36,8	40,5	43,5	46,5	49,5	53,5	60	71	100	44,8
	$t$	79,7	74,3	71,2	69	68,2	67,8	67,8	68,3	68,9	70,1	72,6	78,1	67,8
Етанол – вода	$y$	0	33,2	44,2	53,1	57,6	61,4	65,4	69,9	75,3	81,8	89,8	100	89,4
	$t$	100	90,5	86,5	83,2	81,7	80,8	80	79,4	79	78,6	78,4	78,4	78,15

Таблиця А.15 – Тиск насиченої пари, мм рт. ст., деяких речовин залежно від температури [18]

Речовина	Температура, °С													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Анілін	–	–	–	–	–	2,4	5,7	10,6	18	29,2	45,7	69,2	96,6	145
Ацетон	66,8	116	185	283	422	613	861	1 190	1 611	2 142	2 797	3 594	4 547	5 670
Бензол	26,5	45,4	74,7	118	181	269	389	547	754	1 016	1 344	1 748	2 238	2 825
Бутиловий спирт	–	–	4,4	9,5	18,6	33,7	59,2	112	165	255	386	572	833	1 150
Вода	4,6	9,2	17,5	31,8	55,3	92,5	149	234	355	526	760	1 075	1 489	2 026
Діетиловий ефір	185	292	442	647	921	1 276	1 728	2 294	2 991	3 840	4 859	6 070	7 496	9 157
Дихлоретан	20,7	34,1	60,5	97,7	152	229	338	480	664	906	1 220	1 600	2 040	2 580
Етилацетат	24,3	42,7	72,8	119	186	282	415	596	833	1 130	1 515	1 995	2 585	3 300
Етиловий спирт	12,2	23,6	43,9	78,8	135	222	353	543	813	1 187	1 692	2 360	3 223	4 320
Ізопропіловий спирт	8,9	17	32,4	59,1	106	177	289	455	692	1 021	1 460	2 020	2 790	3 800
Метиловий спирт	29,6	54,7	96	160	261	406	625	927	1 341	1 897	2 621	3 651	4 751	6 242
Мурашина кислота	–	18,9	33,1	52,2	82,6	126	190	280	398	552	753	–	–	–
Нігробензол	–	–	–	–	–	–	–	4,8	7,5	12,9	20,9	32,5	48	69,5
Оцтова кислота	–	–	11,7	20,6	34,8	56,6	88,9	136	202	294	417	581	794	1 068
Сірковуглець	128	198	298	435	618	857	1 165	1 552	2 033	2 619	3 385	4 220	5 250	6 440
Толуол	9,7	18,2	25,5	39,5	64	98	147	204	299	408	571	751	973	1 350
Фенол розплавлений	–	–	–	–	–	2	4,2	8,4	14,7	24,6	40,4	64,7	99,2	145
Хлорбензол	2,5	4,9	8,8	15,5	26	42	65,5	97,9	145	208	293	403	543	719
Хлороформ	61	101	106	246	366	526	740	1 019	1 403	1 865	2 429	3 111	3 926	4 885
Чотирихлористий вуглець	33	56	91	143	216	317	451	622	843	1 122	1 463	1 880	2 391	3 002



Таблиця А.16 – Концентрації, % мас, деяких водних розчинів, що киплять під атмосферним тиском [1, 6]

Розчинена речовина	Температура кипіння, °С																		
	101	102	103	104	105	107	110	115	120	125	140	160	180	200	220	240	260	280	300
CaCl <sub>2</sub>	5,66	10,31	14,16	17,36	20,00	24,24	29,33	35,68	40,83	45,80	57,89	68,94	75,85	–	–	–	–	–	–
KOH	4,49	8,51	11,97	14,82	17,01	20,88	25,65	31,97	36,51	40,23	48,05	54,89	60,41	64,91	68,73	72,46	75,76	78,95	81,63
KCl	8,42	14,31	18,96	23,02	26,57	32,62	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	10,31	18,37	24,24	28,57	32,24	37,69	43,97	50,86	56,04	60,40	–	–	–	–	–	–	–	–	–
KNO <sub>3</sub>	13,19	23,66	32,23	39,20	45,10	54,65	65,34	79,53	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
MgCl <sub>2</sub>	4,67	8,42	11,66	14,31	16,59	20,32	24,41	29,48	33,07	36,02	38,61	–	–	–	–	–	–	–	–
MgSO <sub>4</sub>	14,31	22,78	28,31	32,23	35,32	42,86	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
NaOH	4,12	7,40	10,15	12,51	14,53	18,32	23,08	26,21	33,77	37,58	48,32	60,13	69,97	77,53	84,03	88,89	93,02	95,92	98,47
NaCl	6,19	11,03	14,67	17,69	20,32	25,09	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
NaNO <sub>3</sub>	8,26	15,61	21,87	27,53	32,43	40,47	49,87	60,94	68,94	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	15,26	24,81	30,73	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	9,42	17,22	23,72	29,18	33,86	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
CuSO <sub>4</sub>	26,95	39,98	40,83	44,47	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
ZnSO <sub>4</sub>	20,00	31,22	37,89	42,92	46,15	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	9,09	16,66	23,08	29,08	34,21	42,53	51,92	63,24	71,26	77,11	87,09	93,20	96,00	97,61	98,84	–	–	–	–
NH <sub>4</sub> Cl	6,10	11,35	15,96	19,80	22,89	28,37	35,98	46,95	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	13,34	23,14	30,65	36,71	41,79	49,73	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

**Таблиця А.17 – Властивості насиченої водяної пари [1, 6, 14, 18, 37]**

Залежно від тиску				Залежно від температури			
Абсолютний тиск, ат	Температура, °С	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Теплота конденсації, кДж/кг	Температура, °С	Абсолютний тиск, ат	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Теплота конденсації, кДж/кг
0,10	45,4	0,0669	2 390	40	0,075	0,0511	2 403
0,12	49,0	0,0794	2 382	45	0,098	0,0654	2 391
0,15	53,6	0,0979	2 372	50	0,126	0,0830	2 380
0,20	59,7	0,1283	2 358	55	0,161	0,1043	2 368
0,30	68,7	0,1876	2 336	60	0,203	0,1301	2 357
0,40	75,4	0,2456	2 320	65	0,255	0,1611	2 345
0,50	80,9	0,3027	2 307	70	0,318	0,1979	2 333
0,60	85,5	0,3590	2 296	75	0,393	0,2416	2 321
0,70	89,3	0,4147	2 286	80	0,483	0,2929	2 310
0,80	93,0	0,4699	2 278	85	0,590	0,3531	2 297
0,90	96,2	0,5246	2 270	90	0,715	0,4229	2 285
1,00	99,1	0,5790	2 264	95	0,862	0,5039	2 273
1,20	104,2	0,6865	2 249	100	1,033	0,5970	2 260
1,40	108,7	0,7931	2 237	105	1,232	0,7036	2 248
1,60	112,7	0,8980	2 227	110	1,461	0,8254	2 234
1,80	116,0	1,003	2 217	115	1,724	0,9635	2 221
2,00	119,6	1,107	2 208	120	2,025	1,1199	2 207
3,00	132,9	1,618	2 171	125	2,367	1,296	2 194
4,00	142,9	2,120	2 141	130	2,755	1,494	2 179
5,00	151,1	2,614	2 117	135	3,192	1,715	2 165
6,00	158,1	3,104	2 095	140	3,685	1,962	2 150
7,00	164,2	3,591	2 075	145	4,238	2,238	2 125
8,00	169,6	4,075	2 057	150	4,855	2,543	2 120
9,00	174,5	4,556	2 040	160	6,303	3,252	2 089
10,0	179,0	5,037	2 024	170	8,080	4,113	2 056
11,0	183,2	5,516	2 009	180	10,23	5,145	2 021
12,0	187,1	5,996	1 995	190	12,80	6,378	1 984

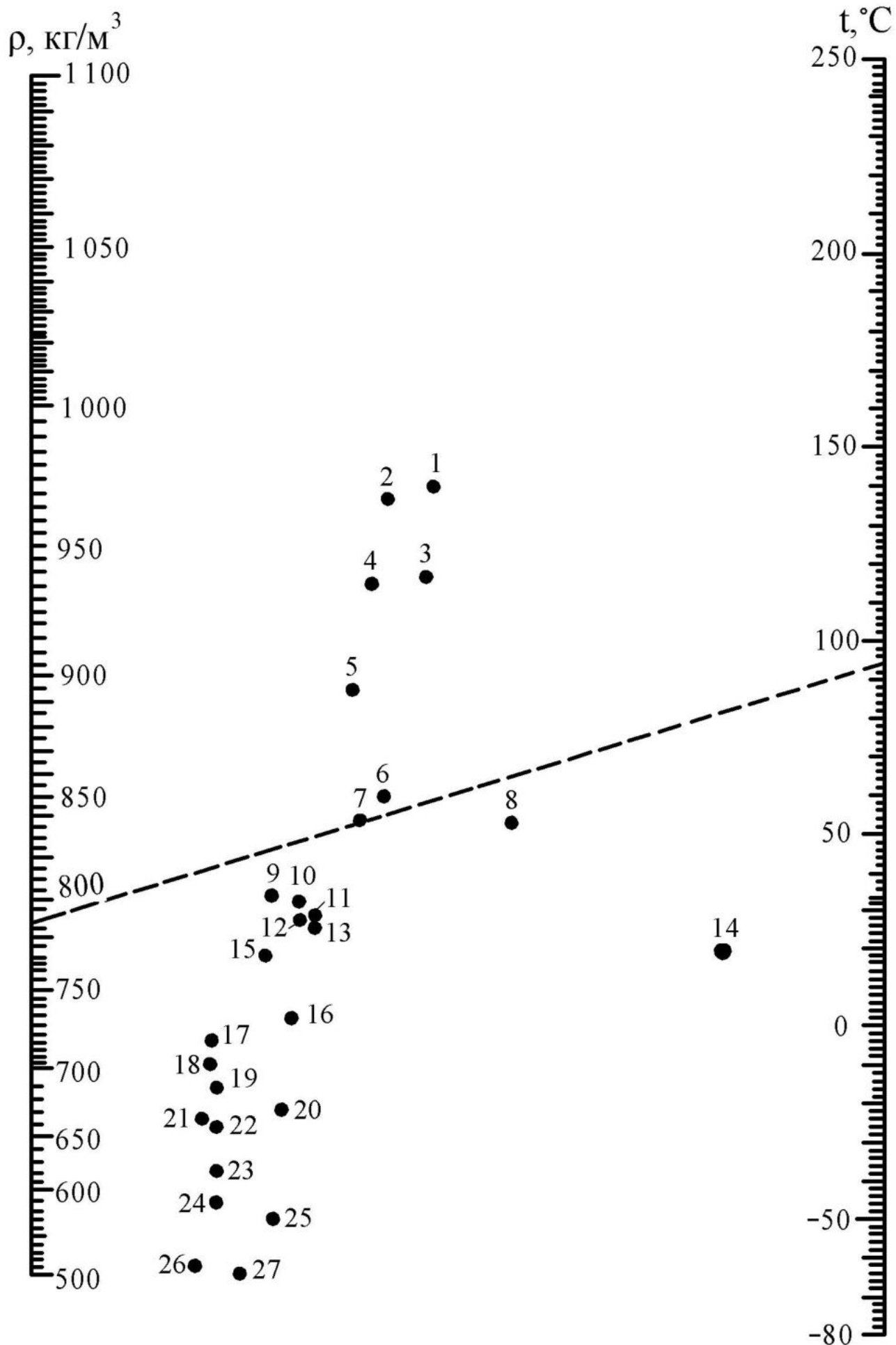


Рисунок А.1 – Номограма для визначення густини деяких рідин залежно від температури

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.1.

Номограма побудована на основі експериментальних даних. На ній наведені значення густини для 27 різних рідин залежно від температури.

*Ключ до користування номограмою.* Через точки, що відповідають заданому значенню температури і номеру рідини (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою значень густини середовища.

Рідина	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування, °С	
			мінімальна	максимальна
Аміак (100 %)	$\text{NH}_3$	20	-77	50
Анілін	$\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$	4	-6	184
Ацетилен	$\text{C}_2\text{H}_2$	25	-80	-20
Ацетон	$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	13	-80	56
Бензол	$\text{C}_6\text{H}_6$	7	5	80
Гексан	$\text{C}_6\text{H}_{14}$	19	-80	68
Гептан	$\text{C}_7\text{H}_{16}$	18	-80	98
Діоксид вуглецю	$\text{CO}_2$	14	-30	40
Діетиловий ефір	$(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{O}$	16	-80	34
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6$	26	-80	-20
Етилацетат	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	6	-80	77
Етилен	$\text{C}_2\text{H}_4$	27	-80	-10
Етиловий спирт	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	12	-80	78
Ізоаміловий спирт	$\text{C}_5\text{H}_{11}\text{OH}$	9	-80	132
Ізобутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	23	-80	-11
Ізопентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	22	-80	28
Масляна кислота	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	5	-5	164
Метиловий спирт	$\text{CH}_3\text{OH}$	11	-80	64
Октан	$\text{C}_8\text{H}_{18}$	17	-57	125
Оцтова кислота	$\text{CH}_3\text{COOH}$	3	16	118
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	21	-80	36
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8$	24	-80	42
Пропіловий спирт	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	10	-80	97
Фенол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{OH}$	2	41	181
Хлорбензол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{Cl}$	1	-45	132
Хлористий метил	$\text{CH}_3\text{Cl}$	8	-80	-23
Циклогексан	$\text{C}_6\text{H}_{12}$	15	6	80

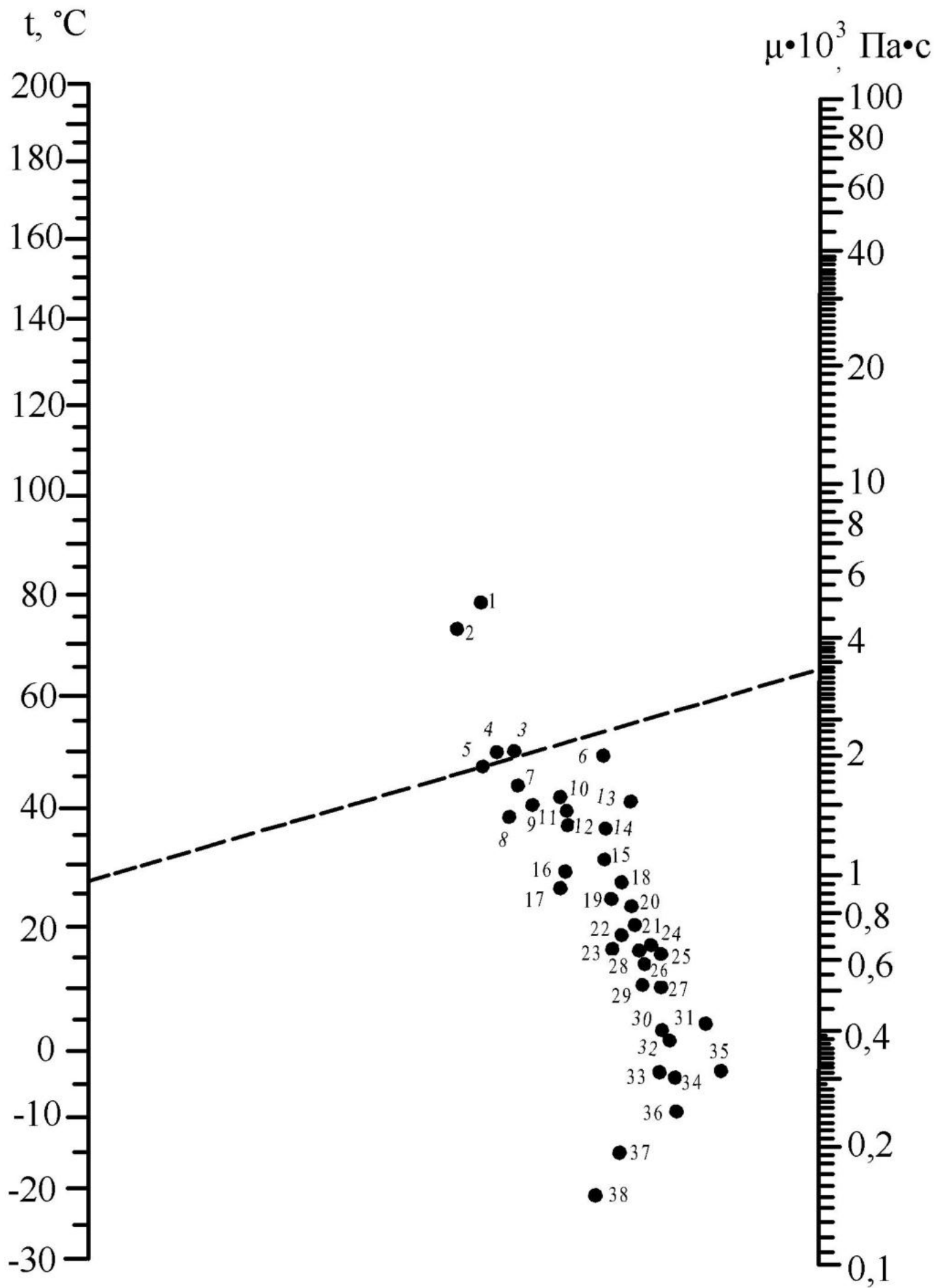


Рисунок А.2 – Номограма для визначення коефіцієнта динамічної в'язкості деяких рідин залежно від температури

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.2.

Номограма побудована на основі емпіричної залежності  $lg \mu = aT^n$ , де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;  $T$  – температура, К;  $a$  та  $n$  – емпіричні константи.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають заданому значенню температури і номеру рідини (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою значень в'язкості.

Рідина	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування, °С	
			мінімальна	максимальна
Аміак (100 %)	$\text{NH}_3$	37	-30	30
Аміловий спирт	$\text{C}_5\text{H}_{11}\text{OH}$	4	-30	137
Анілін	$\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$	3	-6	184
Ацетон	$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	30	-30	56
Бензол	$\text{C}_6\text{H}_6$	22	5	80
Бутиловий спирт	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	7	-30	117
Вода	$\text{H}_2\text{O}$	17	0	100
Гас	–	10	-30	200
Гексан	$\text{C}_6\text{H}_{14}$	32	-30	68
Дифеніл	$(\text{C}_6\text{H}_5)_2$	6	70	200
Дихлоретан	$(\text{CH}_2\text{Cl})_2$	20	-30	83
Діоксид вуглецю	$\text{CO}_2$	38	-30	0
Діетиловий ефір	$(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{O}$	33	-30	34
Етилацетат	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	29	-30	77
Етилбензол	$\text{C}_8\text{H}_{10}$	21	-30	136
Етиленгліколь	$(\text{CH}_2\text{OH})_2$	2	-12	197
Етиловий спирт	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	16	-30	78
Ізобутиловий спирт	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	5	-30	108
Ізопропіловий спирт	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	8	-30	82
Масляна кислота	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	14	-5	164
М-ксилол	$\text{C}_8\text{H}_{10}$	24	-30	139
Метиловий спирт	$\text{CH}_3\text{OH}$	23	-30	64
Оцтова кислота	$\text{CH}_3\text{COOH}$	15	16	118
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	34	-30	36
Пропіловий спирт	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	9	-30	97
Сірчана кислота (98 %)	$\text{H}_2\text{SO}_4$	1	10	200
Соляна кислота (30 %)	$\text{HCl}$	13	-30	200
Сірковуглець	$\text{CS}_2$	31	-30	46
Толуол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}_3$	28	-30	110
Хладон-11	$\text{CFCl}_3$	27	-30	24
Хладон-12	$\text{CF}_2\text{Cl}_2$	35	-30	55
Хлорбензол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{Cl}$	19	-30	132
Хлороформ	$\text{CHCl}_3$	25	-30	61
Чотирихлористий вуглець	$\text{CCl}_4$	18	-23	76

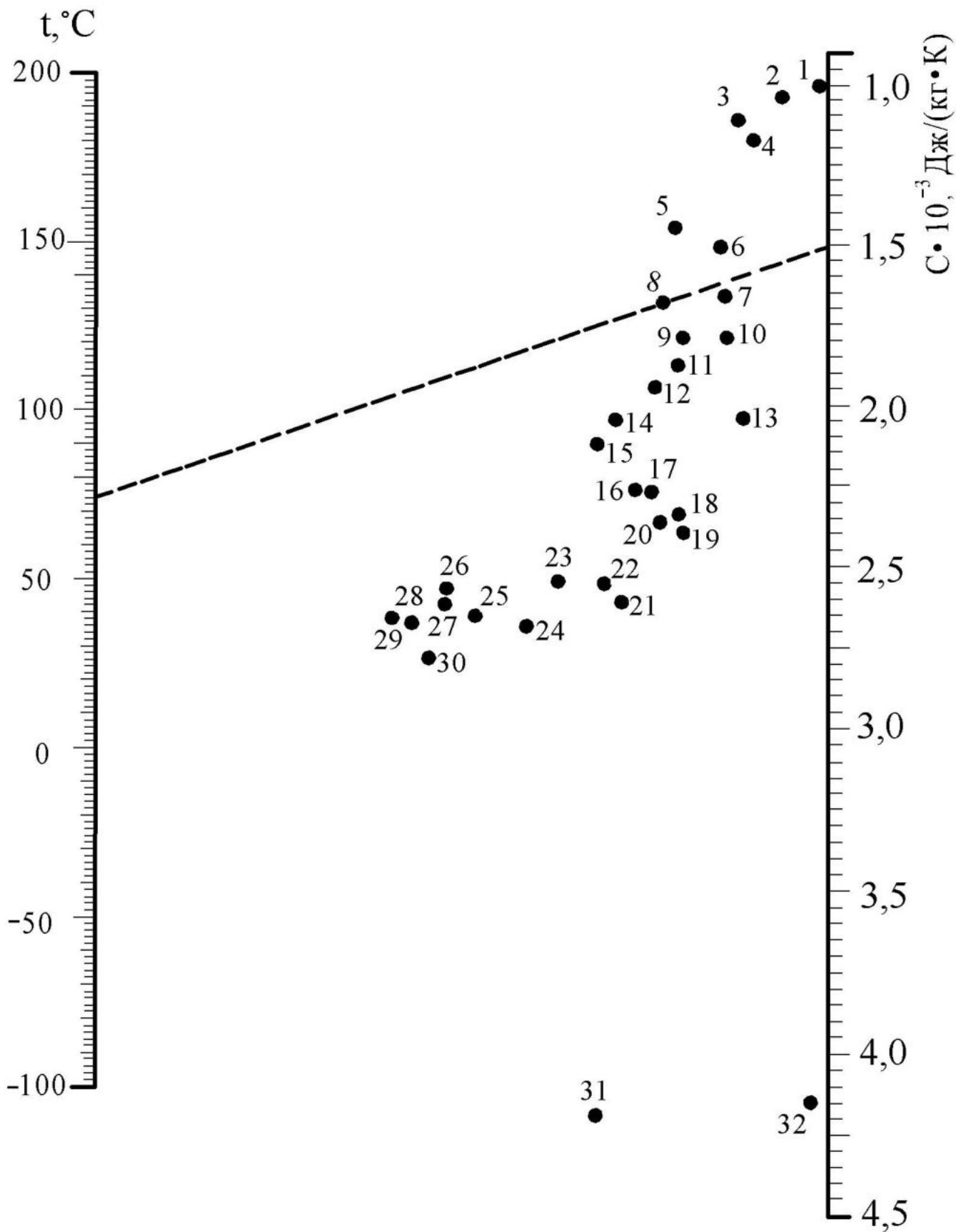


Рисунок А.3 – Номограма для визначення питомої теплоємності деяких рідин залежно від температури



Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.3.

Номограма побудована на основі напівемпіричної залежності  $c_p = a + bt$ , де  $c_p$  – питома теплоємність рідини за сталого тиску;  $a$  і  $b$  – емпіричні константи;  $t$  – температура рідини.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають заданому значенню температури й номеру рідини (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою значень питомої теплоємності рідини.

Рідина	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування, °С	
			мінімальна	максимальна
Аміак (100 %)	NH <sub>3</sub>	31	-70	50
Аміловий спирт	C <sub>5</sub> H <sub>11</sub> OH	23	-50	25
Анілін	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	17	0	130
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	20	20	50
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	14	10	80
Бутиловий спирт	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	27	0	100
Вода	H <sub>2</sub> O	32	10	200
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	19	-80	20
Дифеніл	(C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub>	11	80	120
Дихлоретан	(CH <sub>2</sub> Cl) <sub>2</sub>	6	-30	60
Етилацетат	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	13	-50	25
Етилбензол	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	15	0	100
Етиленгліколь	(CH <sub>2</sub> OH) <sub>2</sub>	22	-40	200
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	29	30	80
Ізоаміловий спирт	C <sub>5</sub> H <sub>11</sub> OH	26	10	100
Ізобутиловий спирт	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	28	0	100
Ізопропіловий спирт	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	30	-20	50
М-ксилол	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	12	0	100
Метиловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	21	-40	20
Нітробензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	9	0	100
Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	18	-50	25
Оцтова кислота	CH <sub>3</sub> COOH	16	0	80
Пропіловий спирт	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	25	-20	100
Сірчана кислота (98 %)	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	7	-100	25
Соляна кислота (30 %)	HCl	24	10	45
Толуол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>3</sub>	14	20	100
Хладон-11	CFCl <sub>3</sub>	2	0	60
Хладон-12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	5	-20	70
Хлорбензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Cl	8	-40	15
Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	4	0	100
Хлористий метил	CH <sub>3</sub> Cl	10	0	50
Чотирихлористий вуглець	CCl <sub>4</sub>	3	-80	20

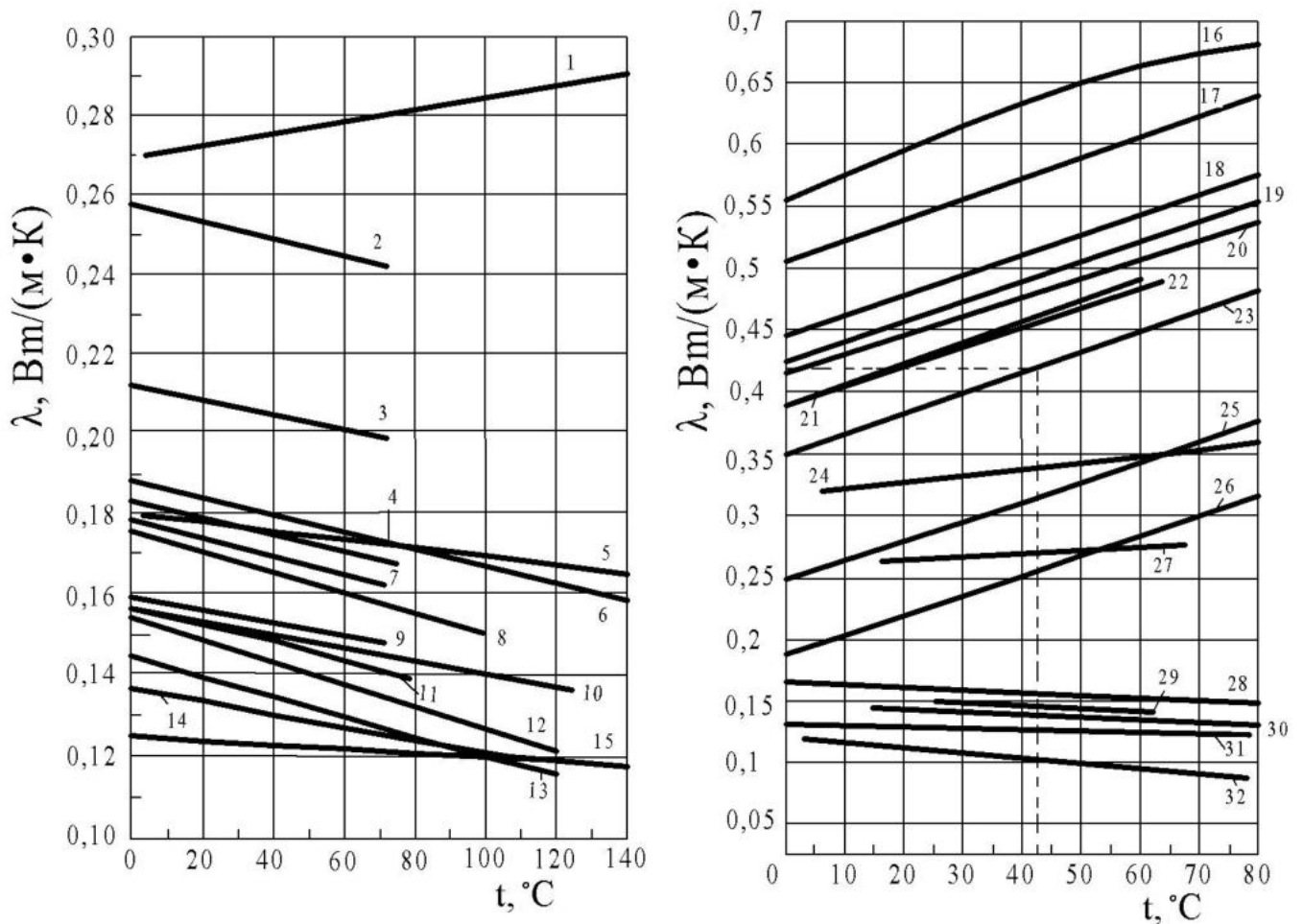


Рисунок А.4 – Коефіцієнт теплопровідності деяких рідин

Схема користування діаграмою:

1. З таблиці вибирають назву рідини, для якої визначається коефіцієнт теплопровідності, та знаходять для неї відповідну лінію.

2. Для визначеної температури проводять вертикаль до перетину з відповідною лінією, а з точки перетину проводять горизонтальну лінію до шкали ординат і визначають коефіцієнт теплопровідності.

Наприклад. Для етилового спирту 40 % концентрації (лінія 23) за температури 43 °С коефіцієнт теплопровідності дорівнює 0,42 Вт/(м · К).

Речовина	Номер лінії	Речовина	Номер лінії	Речовина	Номер лінії
Аміак, 26 %	20	Етиловий спирт, 100 %	4	Нітробензол	10
Анілін	6	Етиловий спирт, 80 %	26	Октан	29
Ацетон	8	Етиловий спирт, 60 %	25	Оцтова кислота	7
Бензол	12	Етиловий спирт, 40 %	23	Сірковуглець	28
Бутиловий спирт	9	Етиловий спирт, 20 %	18	Сірчана кислота, 98 %	27
Вазелінове масло	15	Ізопропіловий спирт	11	Соляна кислота, 30 %	22
Вода	16	Касторове масло	5	Толуол	13
Гас	30	Ксилол	14	Хлорид кальцію, 25 %	17
Гліцерин, 100 %	1	Метилловий спирт, 100 %	3	Хлорид натрію, 25 %	19
Гліцерин, 50 %	21	Метилловий спирт, 40 %	24	Чотирихлористий вуглець	32
Діетиловий ефір	31	Мурашина кислота	2		

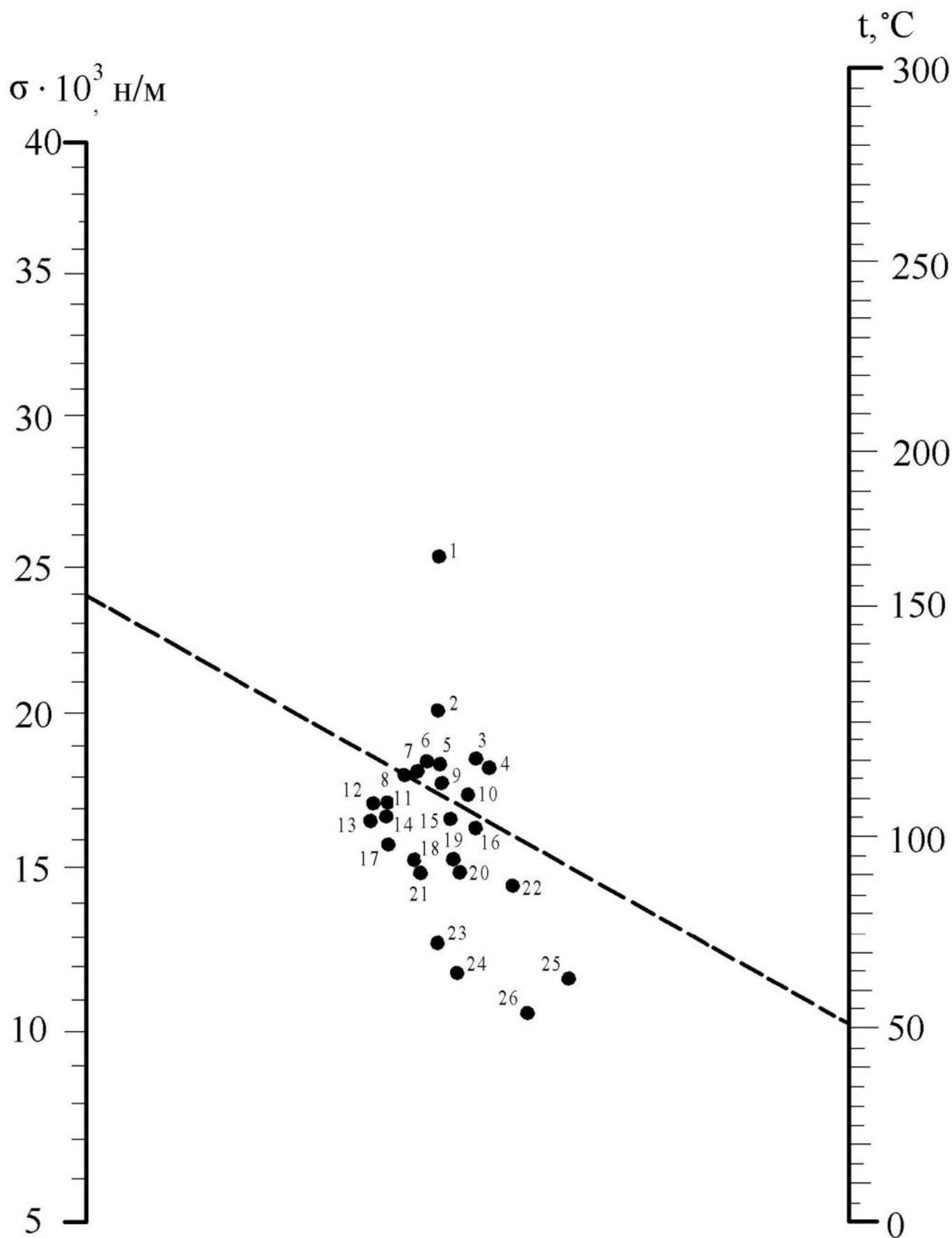


Рисунок А.5 – Номограма для визначення поверхневого натягу деяких рідин залежно від температури

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.5.

Номограма побудована за експериментальними даними.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають заданому значенню температури і номеру рідини (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою значень поверхневого натягу рідини.

Рідина	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування, °С	
			мінімальна	максимальна
Аміак (100 %)	$\text{NH}_3$	25	-20	0
Анілін	$\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$	1	0	184
Ацетон	$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	20	0	56
Бензол	$\text{C}_6\text{H}_6$	10	5	80
Бутиловий спирт	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	11	0	117
Гексан	$\text{C}_6\text{H}_{14}$	23	0	68
Дихлоретан	$(\text{CH}_2\text{Cl})_2$	3	0	83
Діетиловий ефір	$(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{O}$	24	0	34
Етилацетат	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	19	0	77
Етилбензол	$\text{C}_8\text{H}_{10}$	5	0	136
Етиловий спирт	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	17	0	78
Ізоаміловий спирт	$\text{C}_5\text{H}_{11}\text{OH}$	12	0	132
Ізобутиловий спирт	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	13	0	108
Масляна кислота	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	8	0	164
М-ксилол	$\text{C}_8\text{H}_{10}$	6	0	139
Метиловий спирт	$\text{CH}_3\text{OH}$	18	0	64
Октан	$\text{C}_8\text{H}_{18}$	21	0	125
Оцтова кислота	$\text{CH}_3\text{COOH}$	7	16	118
Пропіловий спирт	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	14	0	97
Сірковуглець	$\text{CS}_2$	4	0	46
Толуол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{CH}_3$	9	0	110
Хлорбензол	$\text{C}_6\text{H}_5\text{Cl}$	2	0	132
Хлористий метил	$\text{CH}_3\text{Cl}$	26	-20	0
Хлороформ	$\text{CHCl}_3$	16	0	61
Циклогексан	$\text{C}_6\text{H}_{12}$	22	6	80
Чотирихлористий вуглець	$\text{CCl}_4$	15	0	76

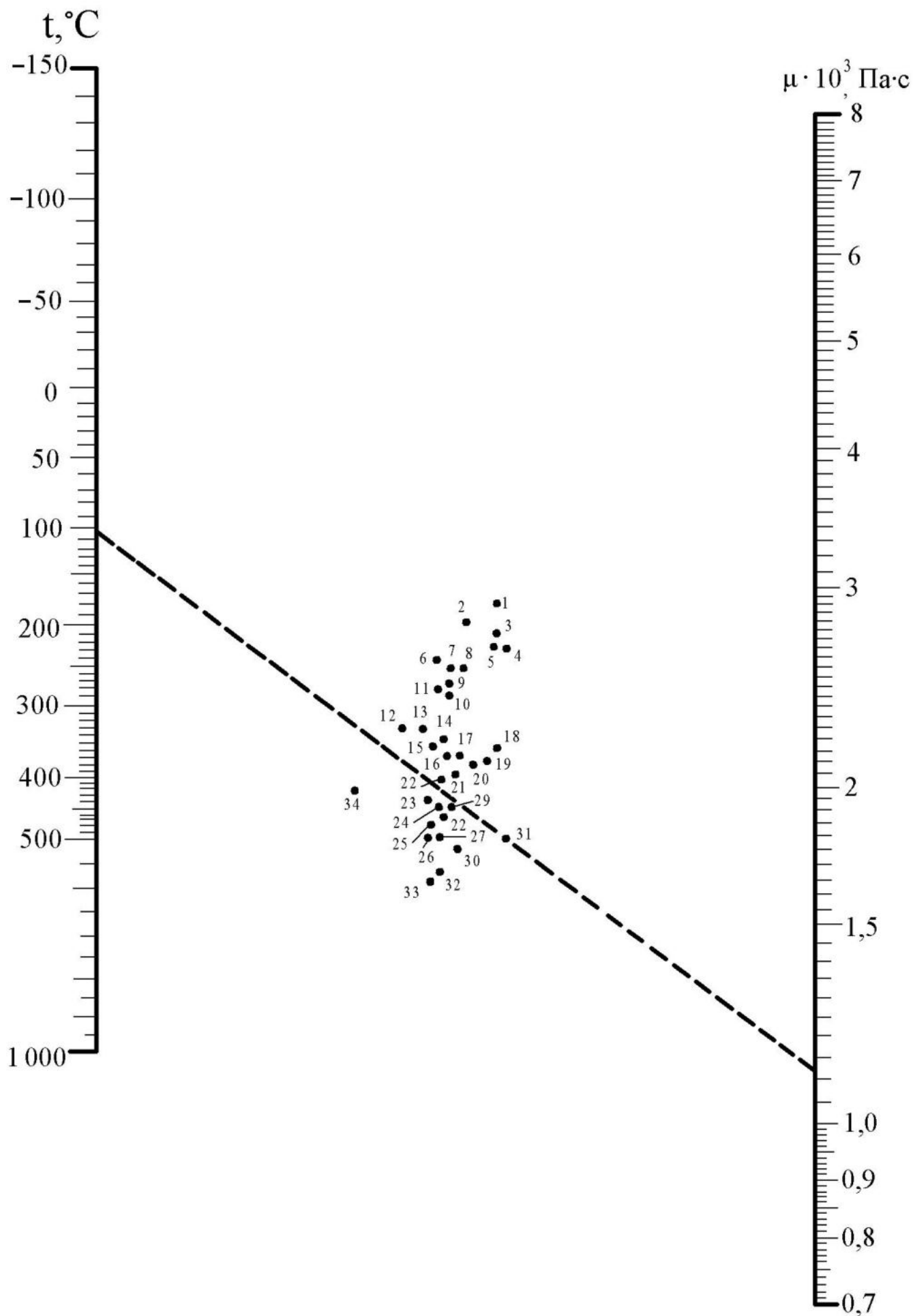


Рисунок А.6 – Номограма для визначення динамічної в'язкості газів і пари середовища за атмосферним тиском залежно від температури

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.6.

Номограма побудована на основі емпіричної залежності  $\mu/\mu_0 = (T/T_0)^n$ , де  $\mu$  і  $\mu_0$  – динамічні коефіцієнти в'язкості газу (пари) за температур  $T$  і  $T_0 = 273$  К відповідно;  $n$  – емпірична константа, що залежить від властивостей середовища та змінюється в інтервалі  $n = 0,678-1,05$  [14, 16].

*Ключ до користування номограмою.* Через точки, що відповідають заданим значенням температури й номеру газу або пари (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою значень в'язкості.

Газ або пара	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування, °С		Показник $n$
			мінімальна	максимальна	
Азот	N <sub>2</sub>	4	-100	1 000	0,68
Аміак	NH <sub>3</sub>	13	-50	1 000	1,06
Аргон	Ar	36	-100	800	0,75
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	17	0	250	0,87
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	23	0	600	1,01
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	24	0	600	1,00
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	28	0	600	0,97
Водень	H <sub>2</sub>	31	-100	1 000	0,68
Водяна пара	H <sub>2</sub> O	12	0	1 000	1,20
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	26	0	600	1,03
Дифенілоксид	C <sub>12</sub> H <sub>10</sub> O	32	100	500	0,95
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	8	-100	1 000	0,82
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	10	-50	1 000	0,91
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	21	-50	600	0,90
Етилацетат	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	24	0	600	0,96
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	20	-50	500	0,80
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	22	0	500	0,97
Закис азоту	N <sub>2</sub> O	7	0	400	0,91
Кисень	O <sub>2</sub>	1	-150	1 000	0,69
Метан	CH <sub>4</sub>	19	-50	800	0,76
Метилловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	15	0	500	1,04
Оксид азоту	NO	2	-150	900	0,86
Оксид вуглецю	CO	5	-100	1 000	0,69
Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	33	0	600	1,02
Оцтова кислота	CH <sub>3</sub> COOH	35	100	400	1,11
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	25	0	600	0,99
Повітря	–	3	-100	1 000	0,68
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	29	0	600	0,92
Сірководень	H <sub>2</sub> S	11	0	200	0,99
Тетрахлорметан	CCl <sub>4</sub>	16	0	600	0,92
Хладон-12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	18	-50	200	0,70
Хлор	Cl <sub>2</sub>	9	0	600	0,92
Хлористий водень	HCl	6	0	300	0,96
Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	14	0	600	0,94
Циклогексан	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	30	0	600	0,86

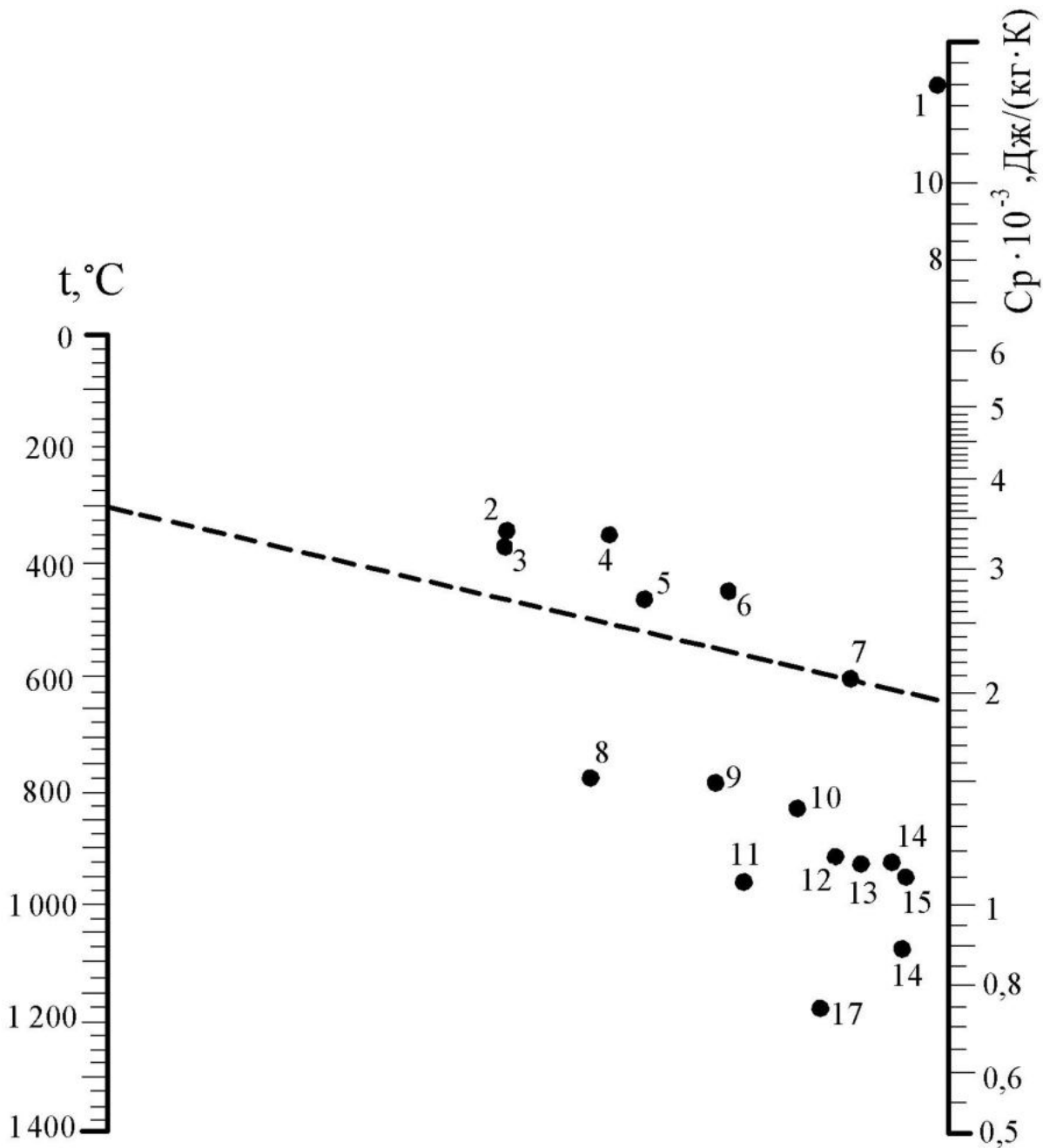


Рисунок А.7 – Номограма для визначення теплоємності газів та пари деяких речовин залежно від температури

*Ключ до користування номограмою.* Через точки, що відповідають назві газу чи пари (див. таблицю) та заданій температурі, провести пряму до перетину зі шкалою питомої теплоємності середовища.

Газ або пара	Хімічна формула	Номер точки	Діапазон температур, °С	Газ або пара	Хімічна формула	Номер точки	Діапазон температур, °С
Азот	N <sub>2</sub>	14	0–1 400	Кисень	O <sub>2</sub>	12	0–500
Аміак	NH <sub>3</sub>	6	0–600	Метан	CH <sub>4</sub>	4	0–300
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	5	0–200	Оксид азоту	NO	13	0–700
Водень	H <sub>2</sub>	1	0–600	Оксид вуглецю	CO	14	0–1 400
Водяна пара	H <sub>2</sub> O	7	0–1 400	Повітря	–	15	0–1 400
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	11	0–400	Сірководень	H <sub>2</sub> S	10	0–700
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	9	0–400	Хлористий водень	HCl	16	0–1 400
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2	0–200	Хладон-11	CFCl <sub>3</sub>	8	0–150
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3	0–200	Хлор	Cl <sub>2</sub>	17	0–200



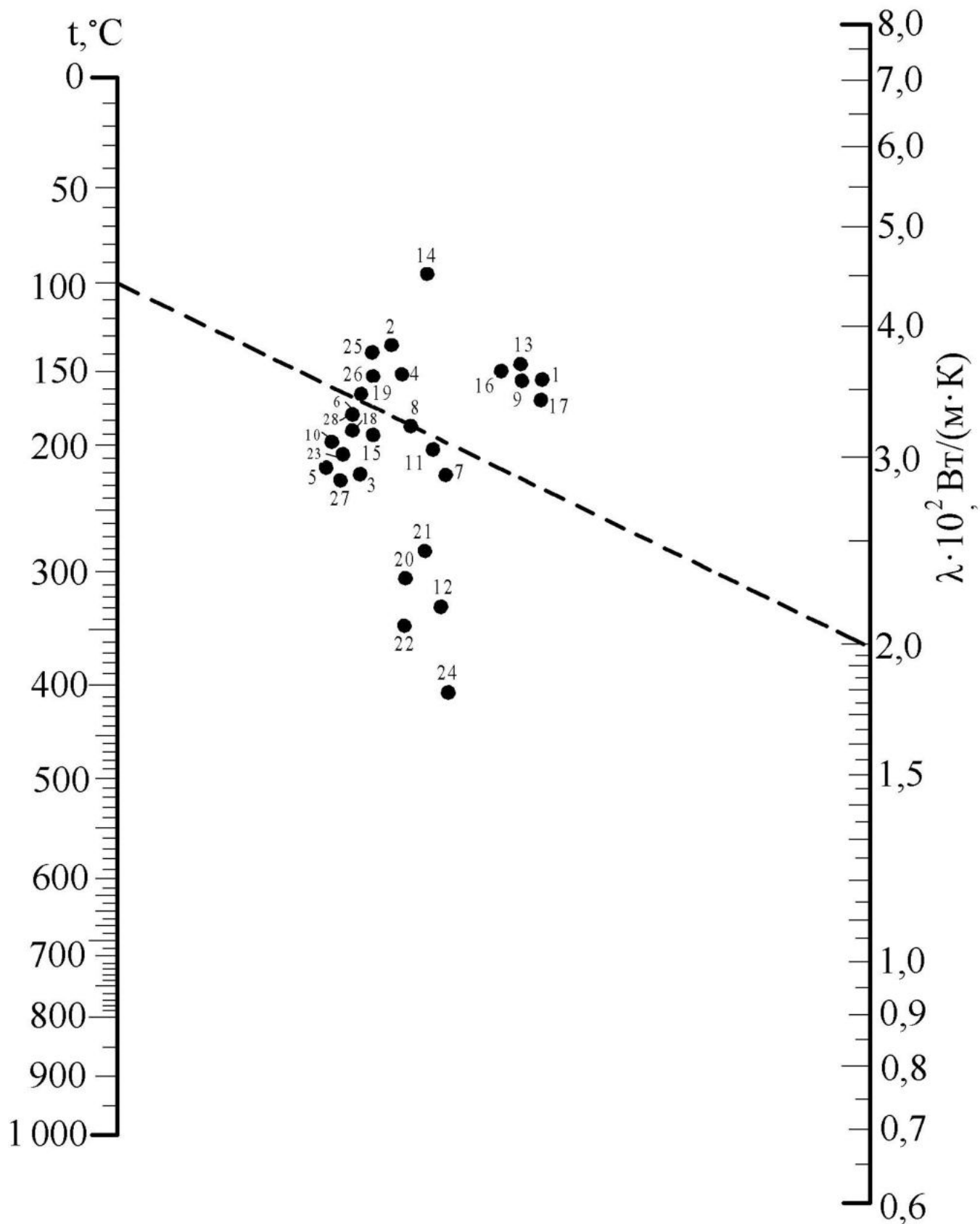


Рисунок А.8 – Номограма для визначення коефіцієнта теплопровідності газів і пари залежно від температури за атмосферного тиску

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.8.

Номограма побудована на базі експериментальних даних.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають заданим значенням температури і номеру газу або пари (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою коефіцієнтів теплопровідності.

Газ або пара	Хімічна формула	Номер точки	Діапазон температур, °С	Газ або пара	Хімічна формула	Номер точки	Діапазон температур, °С
Азот	N <sub>2</sub>	1	0–500	Закис азоту	N <sub>2</sub> O	7	0–150
Аміак	NH <sub>3</sub>	2	0–1 000	Кисень	O <sub>2</sub>	13	0–600
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	3	0–600	Метан	CH <sub>4</sub>	14	0–500
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	4	0–100	Метанол	CH <sub>3</sub> OH	15	0–600
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	5	0–600	Оксид азоту	NO	16	0–300
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	6	0–600	Оксид вуглецю	CO	17	0–100
Водяна пара	H <sub>2</sub> O	8	100–800	Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	27	0–600
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	10	0–600	Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	18	0–600
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	11	50–600	Повітря	–	9	0–700
				Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	19	0–600
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	12	0–600	Тетрахлорметан	CCl <sub>4</sub>	24	0–600
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	25	0–500	Хладон-11	CFCl <sub>3</sub>	20	0–150
Етанол	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	28	0–350	Хладон-12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	21	0–100
Етилацетат	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	27	0–600	Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	22	20–500
Етилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	26	0–400	Циклогексан	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	23	0–500

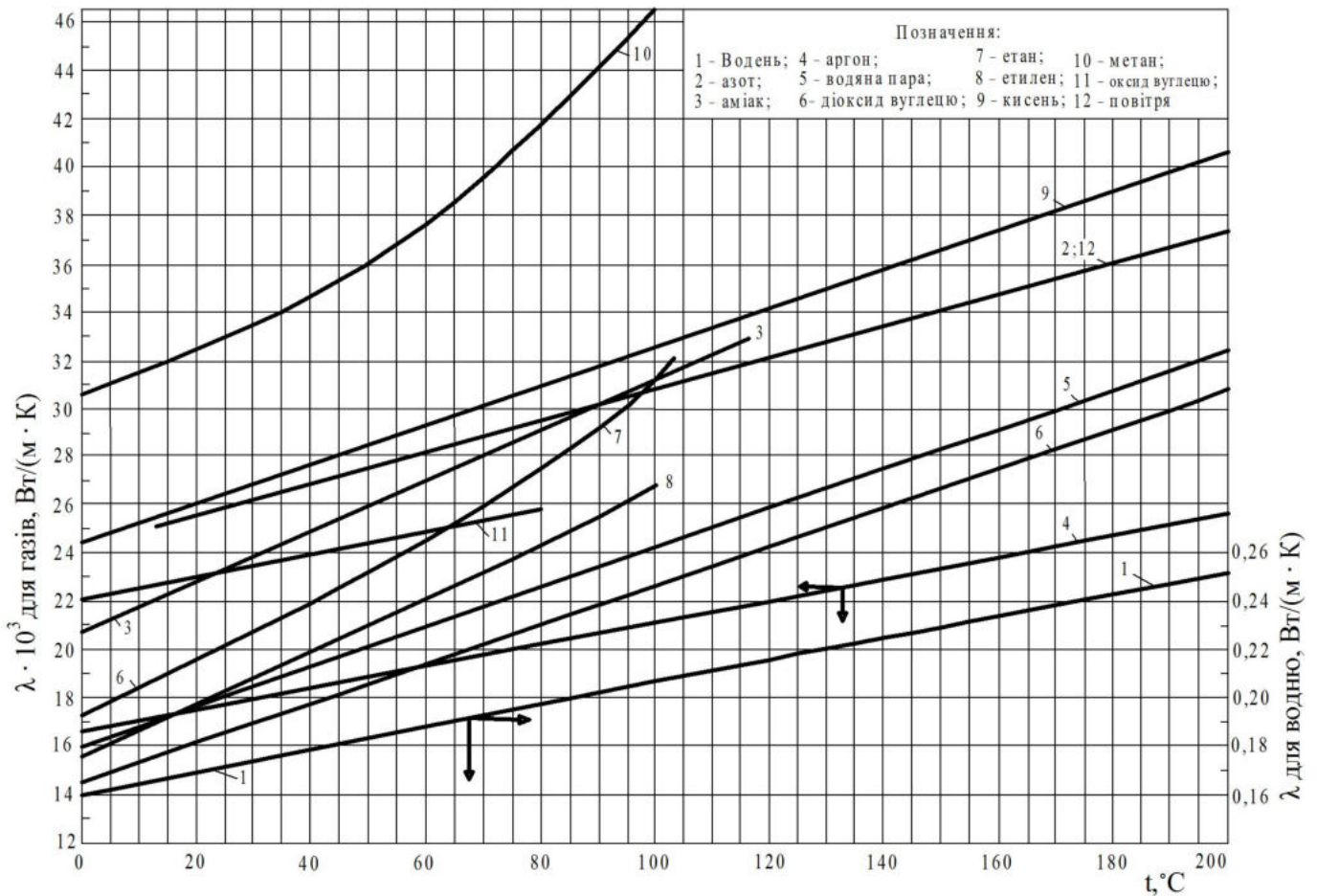


Рисунок А.9 – Теплопровідність деяких газів залежно від температури

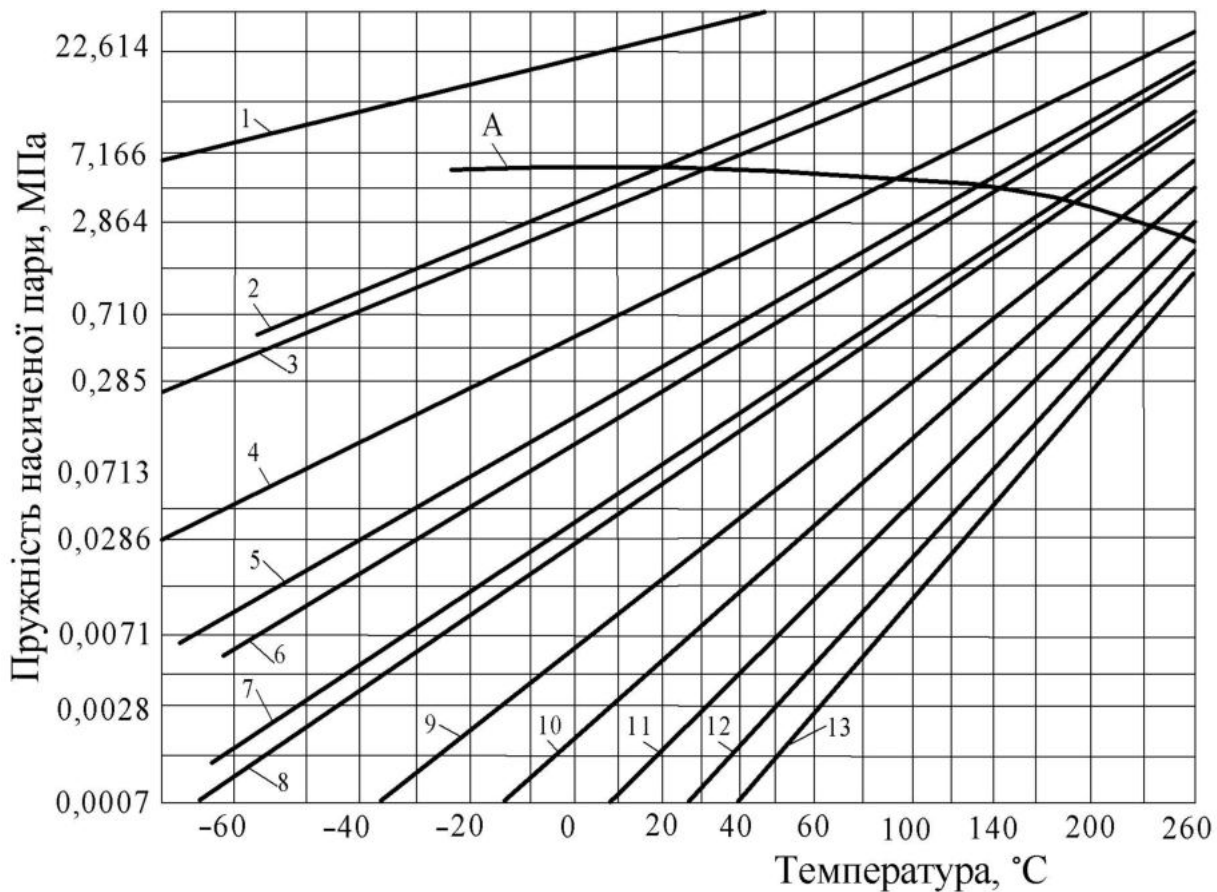


Рисунок А.10 – Пружність пари деяких речовин залежно від температури: 1 – метан; 2 – діоксид вуглецю; 3 – етан; 4 – пропан; 5 – ізобутан; 6 – н-бутан; 7 – ізопентан; 8 – н-пентан; 9 – гексан; 10 – гептан; 11 – октан; 12 – нонан; 13 – декан; А – лінія критичних температур вуглеводнів

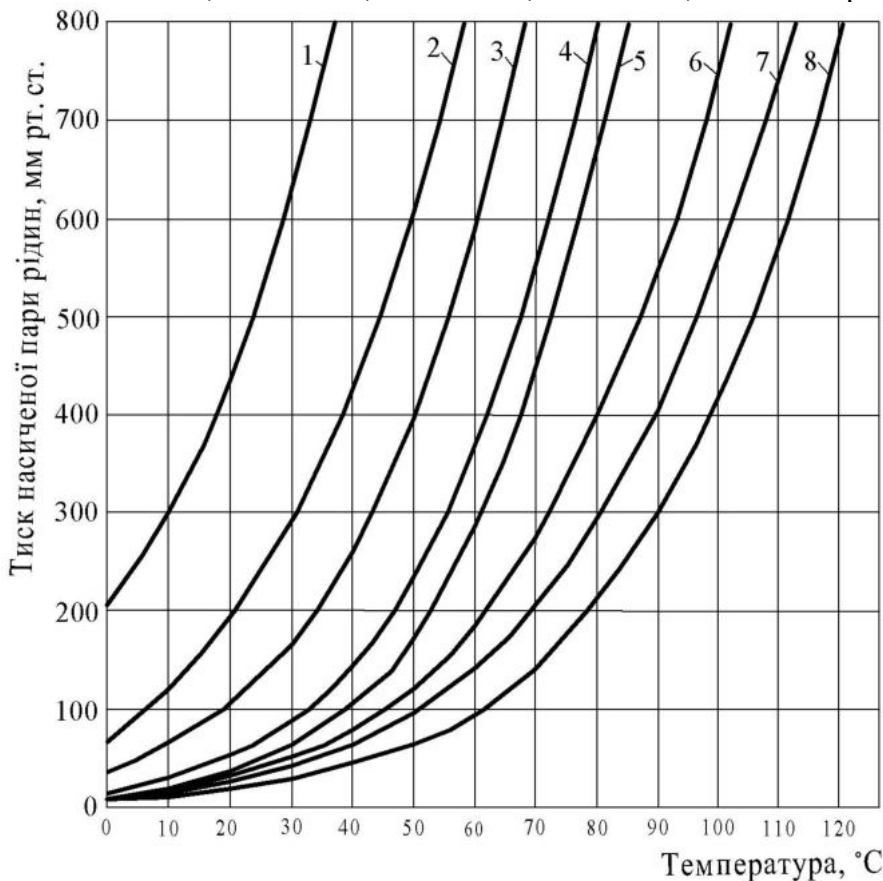


Рисунок А.11 – Тиск насиченої пари деяких органічних речовин залежно від температури: 1 – діетиловий ефір; 2 – ацетон; 3 – метиловий спирт; 4 – етиловий спирт; 5 – ізопропіловий спирт; 6 – мурашина кислота; 7 – толуол; 8 – оцтова кислота

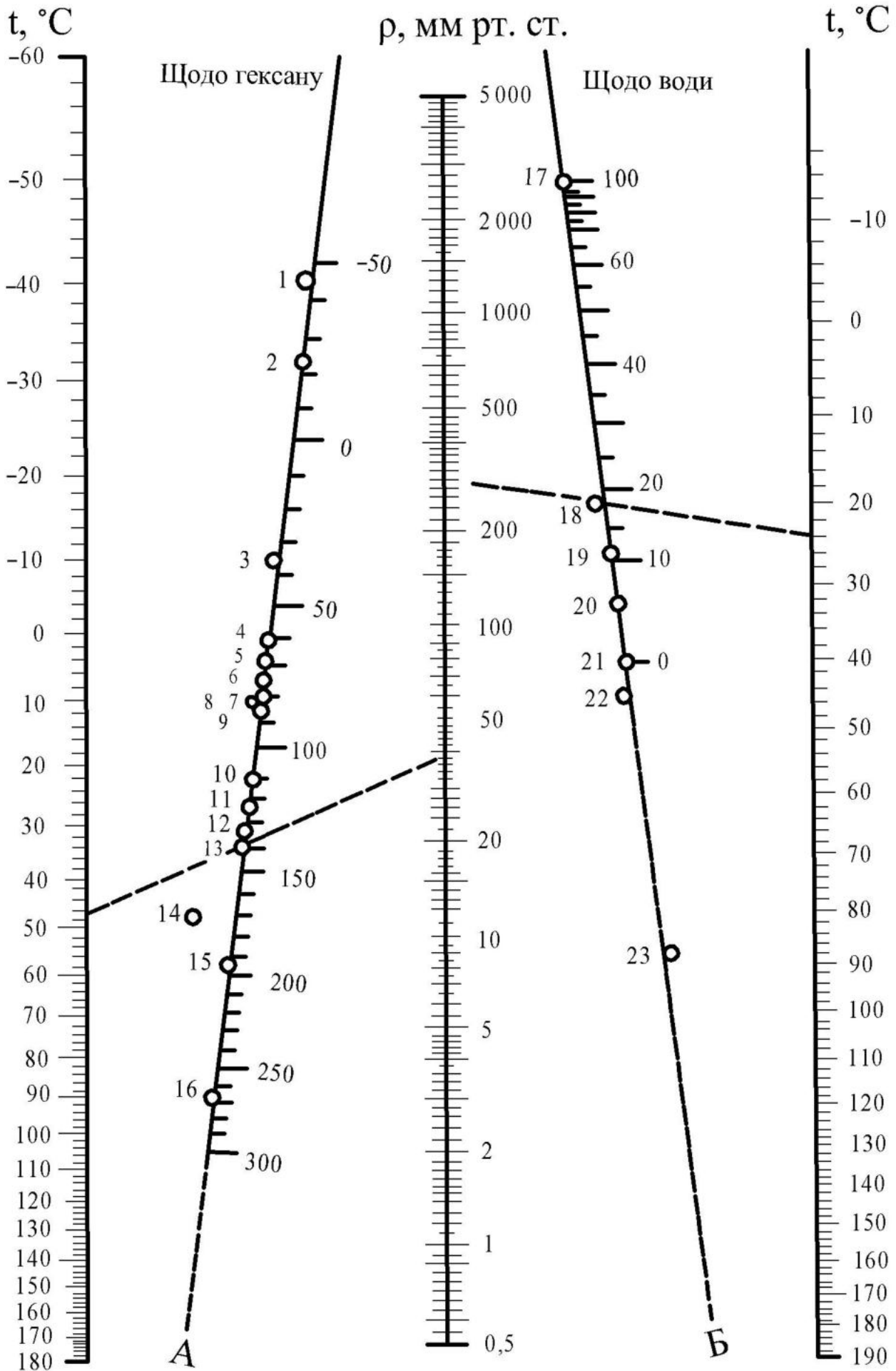


Рисунок А.12 – Номограма для визначення тиску насиченої пари деяких рідин залежно від температури кипіння

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.12.

Номограма побудована за наближеним рівнянням  $\lg P_A = Q \cdot \lg P_B + C$ , де  $P_A$ ,  $P_B$  – тиск насиченої пари речовин А і В за однакових температур;  $Q$  і  $C$  – константи, характерні для даної стандартної речовини. Для полярних речовин (спиртів, кислот, ацетону, аміаку та ін.) номограма побудована щодо стандартної речовини – води, для неполярних і слабкополярних речовин (вуглеводнів, галогенопохідних, ефірів та ін.) – щодо гексану.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають заданому тиску і номеру речовини (див. табл.), провести пряму до перетину зі шкалою температури кипіння.

Речовина	Хімічна формула	Номер точки	Речовина	Хімічна формула	Номер точки
Аміак, 100 %	NH <sub>3</sub>	17	М-ксилол	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	13
Анілін	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	15	Нітробензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	14
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	18	Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	11
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	7	Оцтова кислота	CH <sub>3</sub> COOH	22
Вода	H <sub>2</sub> O	21	Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	3
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	5	Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1
Дифеніл	(C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub>	16	Толуол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>3</sub>	10
Дихлоретан	(CH <sub>2</sub> Cl) <sub>2</sub>	9	Хлорбензол	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Cl	12
Етанол, 100 %	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	20	Хлористий метил	CH <sub>3</sub> Cl	2
Етилацетат	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	8	Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	4
Етиленгліколь	(CH <sub>2</sub> OH) <sub>2</sub>	23	Чотирихлористий вуглець	CCl <sub>4</sub>	6
Метанол, 100 %	CH <sub>3</sub> OH	19			

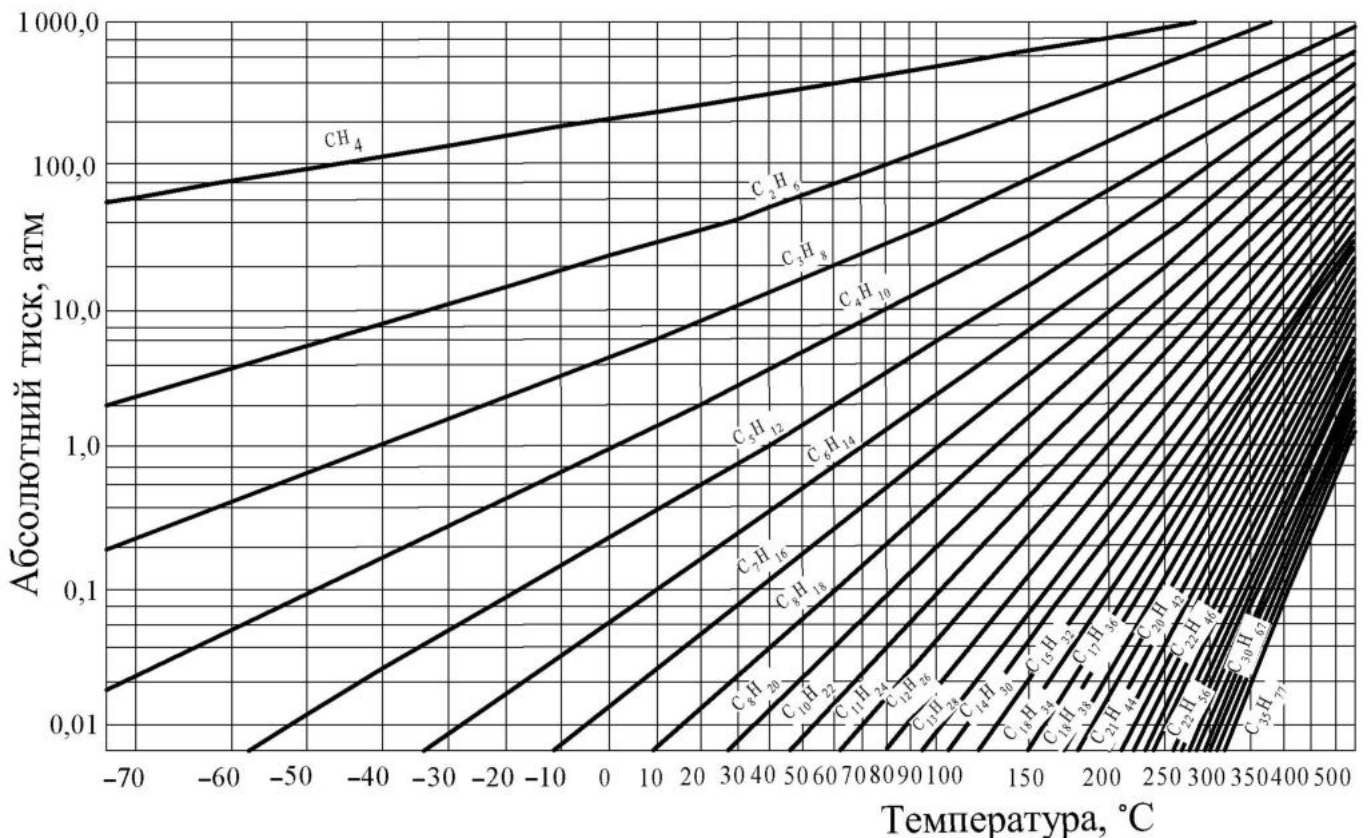


Рисунок А.13 – Тиск насиченої пари (фугітивність) вуглеводнів залежно від температури

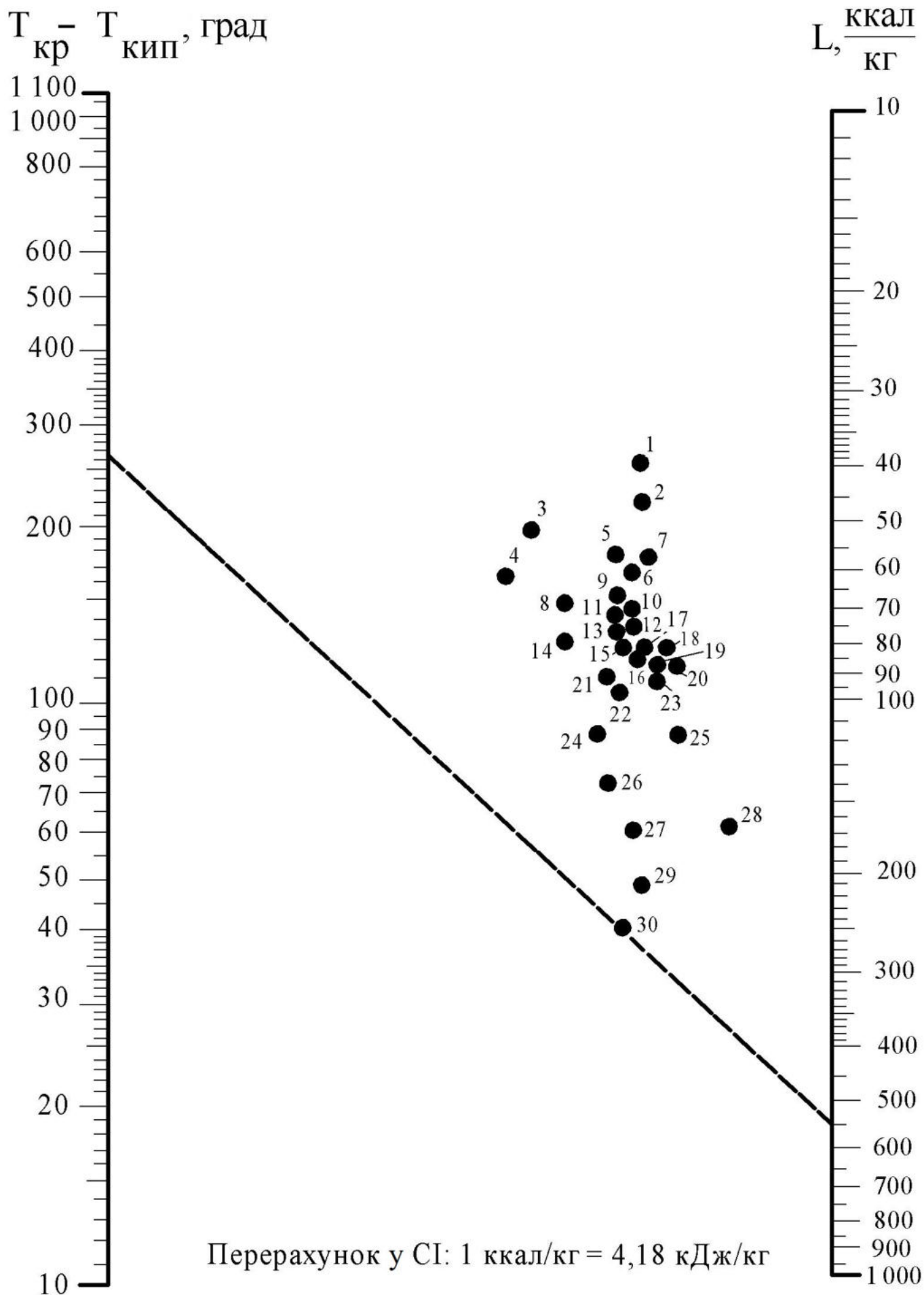


Рисунок А.14 – Номограма для визначення питомої теплоти випаровування деяких рідин та зріджених газів

Пояснення і таблиця до номограми – рисунок А.14.

Номограма побудована на базі експериментальних даних.

Ключ до користування номограмою. Через точки, що відповідають визначеній різниці температур  $T_{кр} - T_{кип}$  і назві рідини (див. таблицю), провести пряму до перетину зі шкалою величини питомої теплоти випаровування рідини.

Рідина	Хімічна формула	Номер точки	Температура застосування для рідини, °С		Критична температура $T_{кр}$ , °С
			мінімальна	максимальна	
Аміак	NH <sub>3</sub>	29	-32	182	132,4
Ацетон	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	22	100	192	235,0
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	13	8	382	288,5
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	16	71	182	153,0
Вода	H <sub>2</sub> O	30	82	482	374,0
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	11	32	212	235,0
Гептан	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	10	2	282	266,8
Дифеніл	(C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub>	3	157	382	527,0
Дихлорметан	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	8	132	232	516,0
Діоксид сірки	SO <sub>2</sub>	14	72	142	157,2
Діоксид вуглецю	CO <sub>2</sub>	21	-8	82	31,1
Діетиловий ефір	(C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub> O	13	-8	382	193,8
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	25	7	132	32,1
Етиловий спирт	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	26	2	122	242,0
		28	122	282	
Закис азоту	N <sub>2</sub> O	19	7	132	36,5
Ізобутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	15	62	182	134,0
Метиловий спирт	CH <sub>3</sub> OH	27	22	232	240,0
Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	9	12	282	296,0
Оцтова кислота	CH <sub>3</sub> COOH	18	81	207	321,6
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	12	2	182	197,2
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	23	22	182	96,8
Пропіловий спирт	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	24	2	182	264,0
Сірковуглець	CS <sub>2</sub>	4	122	257	273,0
Тетрахлорметан	CCl <sub>4</sub>	22	12	232	283,1
Хладон-11	CFCl <sub>3</sub>	2	52	232	198,0
Хладон-12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	2	22	182	112,0
Хладон-21	CHFCl <sub>2</sub>	5	52	232	178,5
Хладон-22	CHF <sub>2</sub> Cl	6	32	152	96,0
Хладон-113	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Cl <sub>3</sub>	1	72	238	214,0
Хлористий метил	CH <sub>3</sub> Cl	20	52	232	143,0
Хлористий етил	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	17	82	232	187,2
Хлороформ	CHCl <sub>3</sub>	7	122	257	260,9



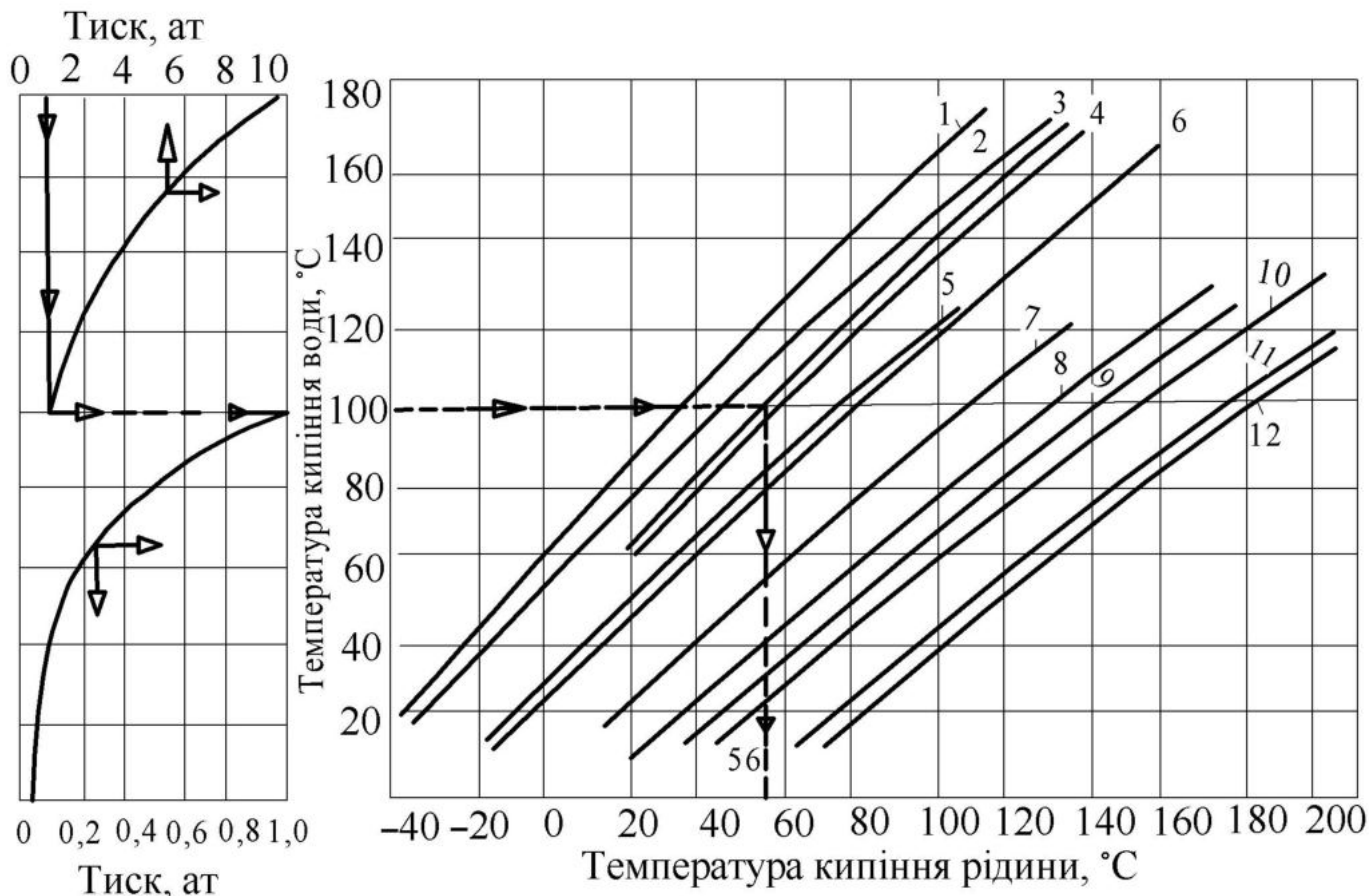


Рисунок А.15 – Діаграма для визначення температур кипіння органічних рідин (низькокиплячих):

1 – діетиловий ефір; 2 – сірководень; 3 – ацетон; 4 – хлороформ; 5 – чотирихлористий вуглець;  
6 – бензол; 7 – толуол; 8 – хлорбензол; 9 – о-ксилол; 10 – бромбензол; 11 – бензальдегід; 12 – анілін

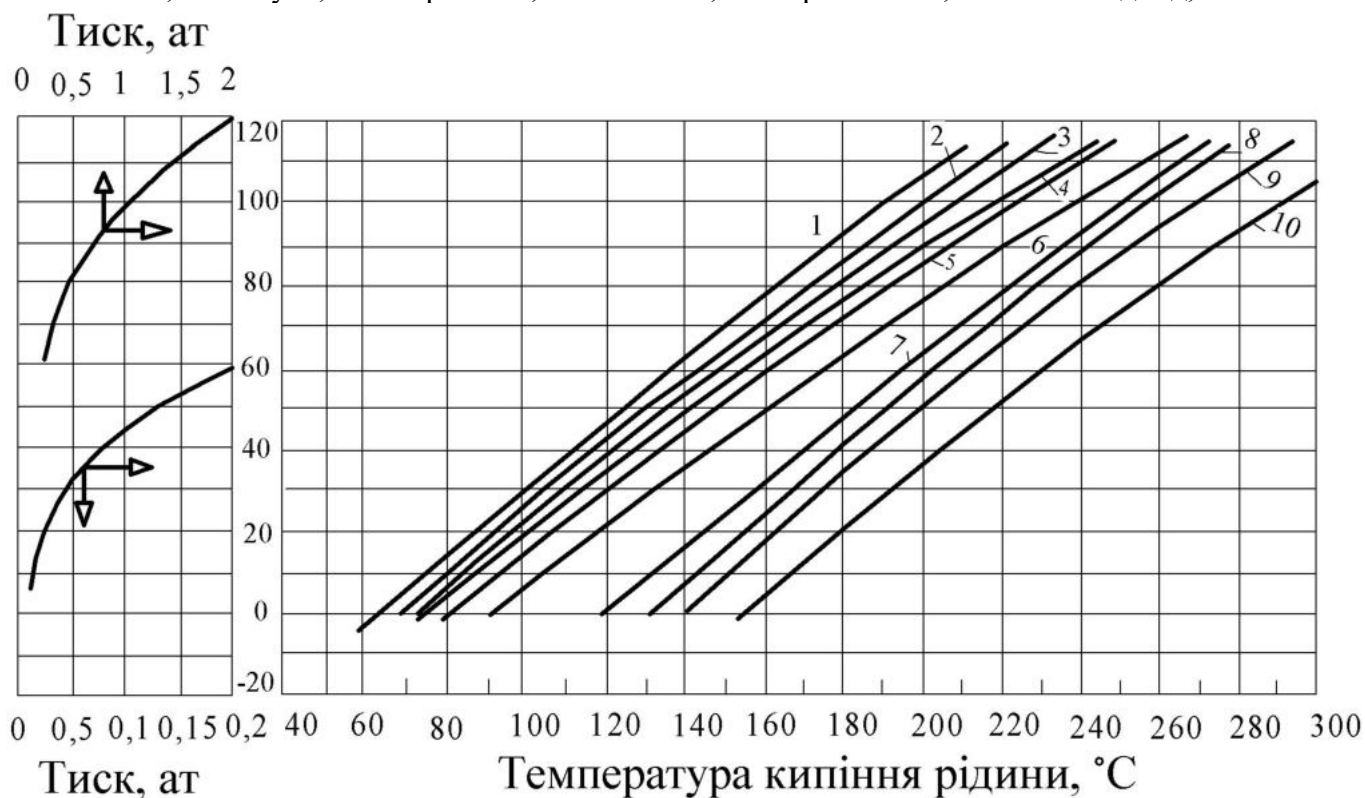


Рисунок А.16 – Діаграма для визначення температур кипіння органічних рідин (висококиплячих):

1 – о-крезол; 2 – о-толуїдин; 3 – нітробензол; 4 – нафталін; 5 – о-нітротолуол; 6 – п-нітротолуол;  
7 – бензойна кислота; 8 – саліцилова кислота; 9 – каприлова кислота; 10 – гліцерин

**ДОДАТОК Б**  
(ДОВІДКОВИЙ)

**Таблиця Б.1 – Параметри кожухотрубчастих теплообмінників із нерухомими трубними решітками та з температурним компенсатором на кожусі [1, 2]**

Діаметр, мм			Кількість ходів z	Кількість труб N	Прохідний переріз, м <sup>2</sup>		Довжина труб l, м							Кількість рядів труб	Відстань між перегородками, мм
кожуха		труб			одного ходу по трубах S <sub>тр</sub>	між перегородками S <sub>мтр</sub>	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
D <sub>n</sub>	D <sub>e</sub>	d <sub>n</sub> ×δ					Поверхня теплообміну F, м <sup>2</sup>								
159	-	20×2	1	19	0,004	0,005	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	5	100
		25×2	1	13	0,005	0,008	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	5	
273	-	20×2	1	61	0,012	0,01	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	9	130
		25×2	1	37	0,013	0,011	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	7	
325	-	20×2	1	100	0,02	0,02	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	13	180
			2	90	0,009	0,016	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	12	
		25×2	1	62	0,021	0,029	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	9	
			2	56	0,01	0,015	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	8	
426	400	20×2	1	181	0,036	0,025	-	-	23,0	34,0	46,0	68,0	-	15	250
			2	166	0,017	0,03	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	14	
		25×2	1	111	0,038	0,031	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	11	
			2	100	0,017	0,025	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	10	
630	600	20×2	1	389	0,078	0,066	-	-	49	73	98	147	-	23	300
			2	370	0,037	0,048	-	-	47	70	93	139	-	22	
			4	334	0,016	0,048	-	-	42	63	84	126	-	20	
			6	316	0,009	0,048	-	-	40	60	79	119	-	20	
		25×2	1	257	0,089	0,053	-	-	40	61	81	121	-	17	
			2	240	0,042	0,045	-	-	38	57	75	113	-	16	
			4	206	0,018	0,045	-	-	32	49	65	97	-	14	
			6	196	0,011	0,045	-	-	31	46	61	91	-	14	
-	800	20×2	1	717	0,144	0,091	-	-	90	135	180	270	405	29	350
			2	690	0,069	0,07	-	-	87	130	173	260	390	28	
			4	638	0,03	0,07	-	-	80	120	160	240	361	26	
			6	618	0,02	0,07	-	-	78	116	155	233	349	26	
		25×2	1	465	0,161	0,079	-	-	73	109	146	219	329	23	
			2	442	0,077	0,07	-	-	69	104	139	208	312	22	
			4	404	0,03	0,07	-	-	63	95	127	190	285	20	
			6	384	0,022	0,07	-	-	60	90	121	181	271	20	
-	1 000	20×2	1	1173	0,236	0,156	-	-	-	221	295	442	663	39	520
			2	1138	0,114	0,146	-	-	-	214	286	429	643	38	
			4	1072	0,051	0,146	-	-	-	202	269	404	606	36	
			6	1044	0,034	0,146	-	-	-	197	262	393	590	36	
		25×2	1	747	0,259	0,143	-	-	-	176	235	352	528	29	
			2	718	0,124	0,13	-	-	-	169	226	338	507	28	
			4	666	0,055	0,13	-	-	-	157	209	314	471	26	
			6	642	0,036	0,13	-	-	-	151	202	302	454	26	
-	1 200	20×2	1	1701	0,342	0,187	-	-	-	-	427	641	961	45	550
			2	1658	0,165	0,176	-	-	-	-	417	625	937	44	
			4	1580	0,079	0,176	-	-	-	-	397	595	893	42	
			6	1544	0,049	0,176	-	-	-	-	388	582	873	42	
		25×2	1	1083	0,375	0,179	-	-	-	-	340	510	765	35	
			2	1048	0,179	0,165	-	-	-	-	329	494	740	34	
			4	986	0,084	0,165	-	-	-	-	310	464	697	32	
			6	958	0,052	0,165	-	-	-	-	301	451	677	32	

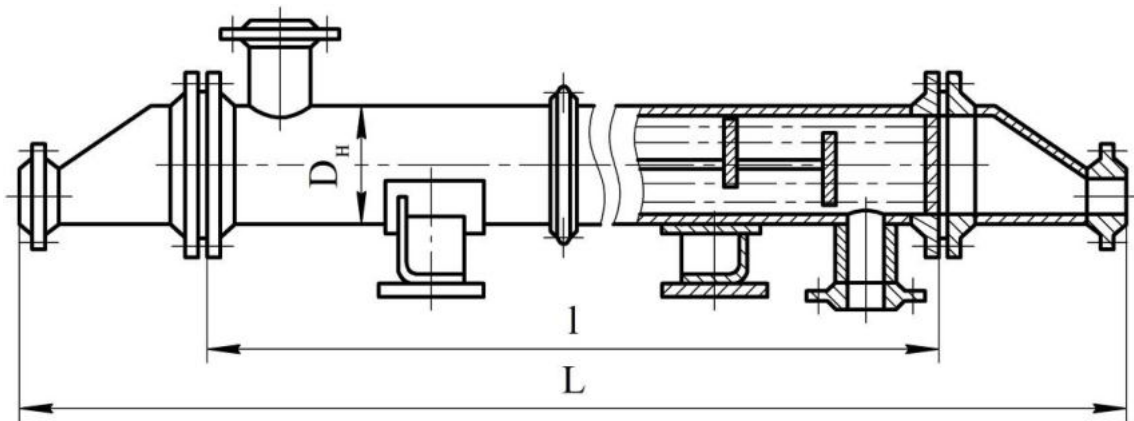


Рисунок Б.1 – Кожухотрубчасті горизонтальні одноходові теплообмінники і холодильники з нерухомими трубними решітками і з температурним компенсатором на кожусі діаметром 159 і 273 мм

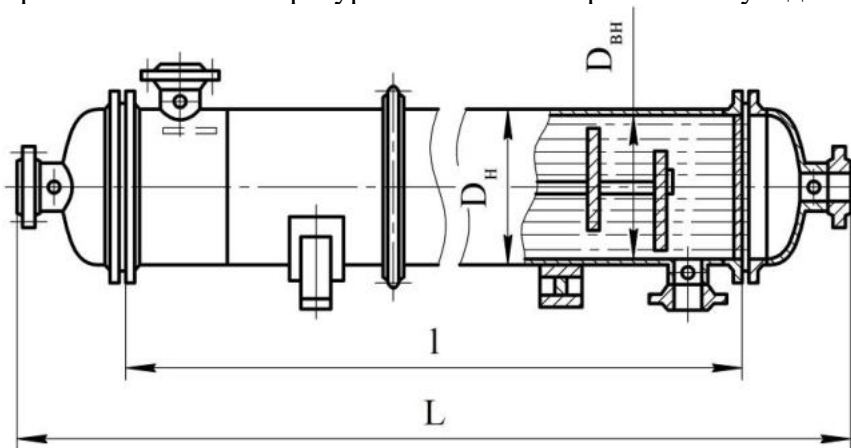


Рисунок Б.2 – Кожухотрубчасті горизонтальні одноходові по трубах теплообмінники з нерухомими трубними решітками і з температурним компенсатором на кожусі діаметром від 325 мм до 1 200 мм

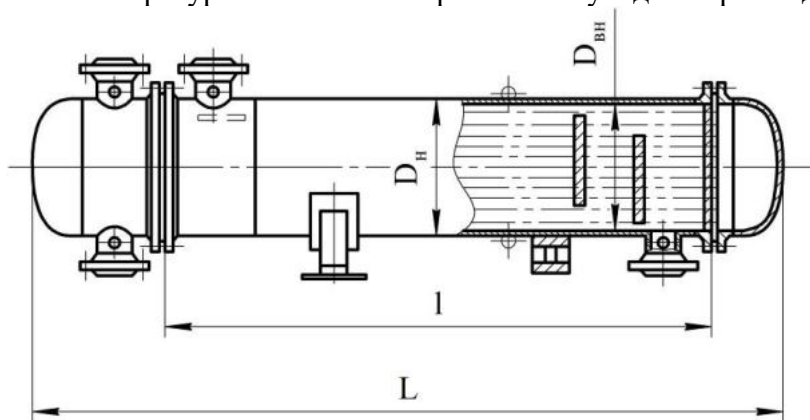


Рисунок Б.3 – Кожухотрубчасті горизонтальні багатходові теплообмінники з нерухомими трубними решітками і з температурним компенсатором на кожусі діаметром від 325 мм до 1 200 мм

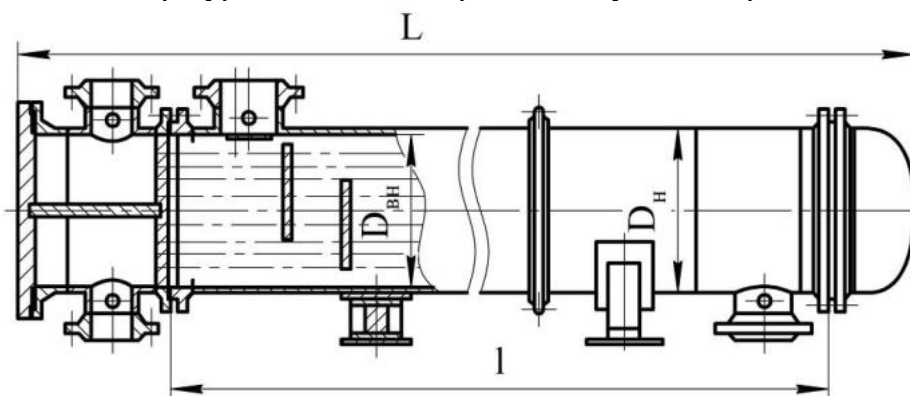


Рисунок Б.4 – Кожухотрубчасті горизонтальні багатходові холодильники з нерухомими трубними решітками і з температурним компенсатором на кожусі діаметром від 325 мм до 1 200 мм

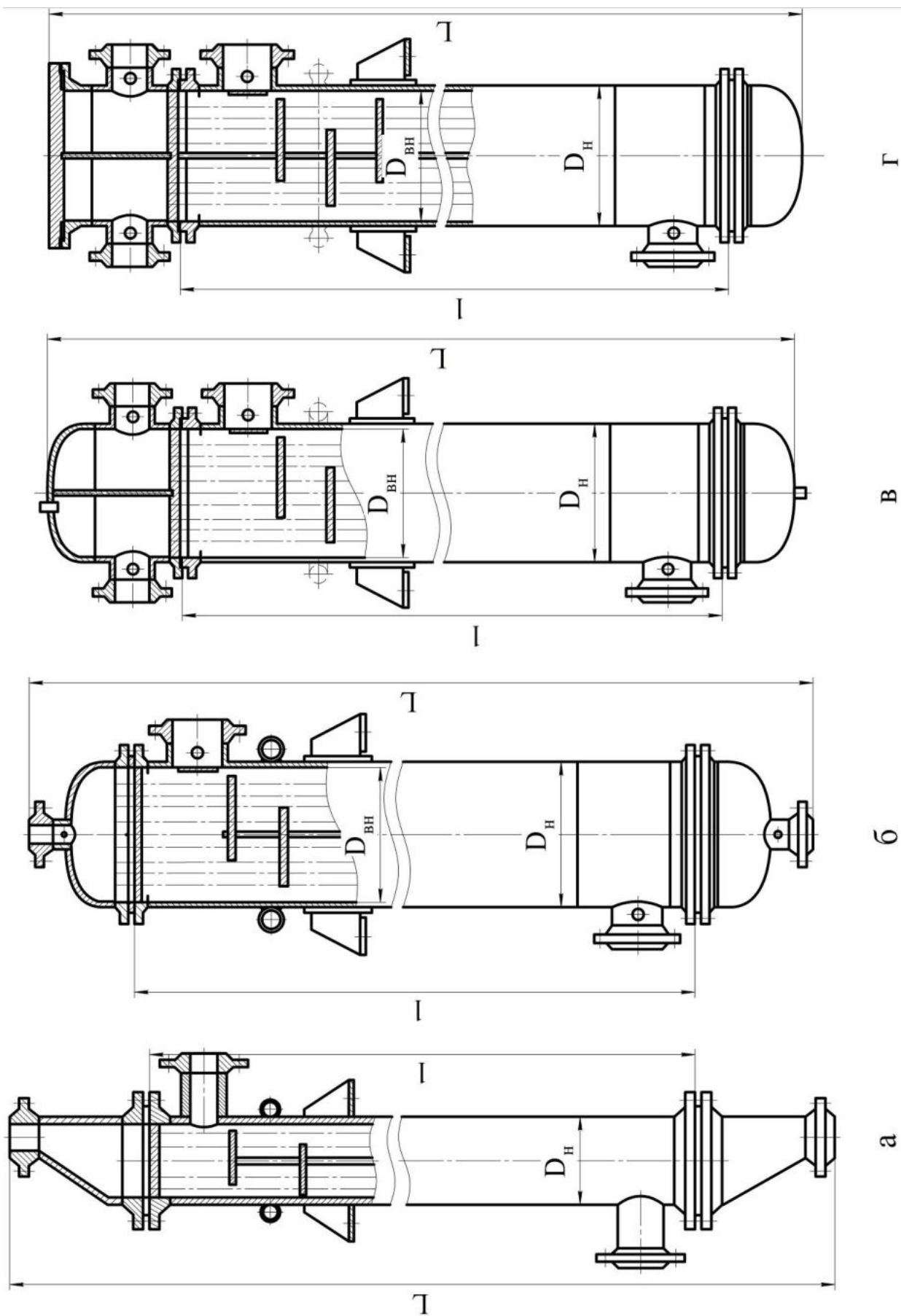


Рисунок Б.5 – Кожухотрубчасті вертикальні теплообмінники з нерухомими трубними решітками та з температурним компенсатором на кожусі:  
 а) односторонній теплообмінник та холодильник діаметром 159 мм і 273 мм; б) односторонній по трубах теплообмінник діаметром від 325 мм до 1 200 мм; в) багатосторонній теплообмінник діаметром від 325 мм до 1 200 мм; г) багатосторонній холодильник діаметром від 325 мм до 1 200 мм

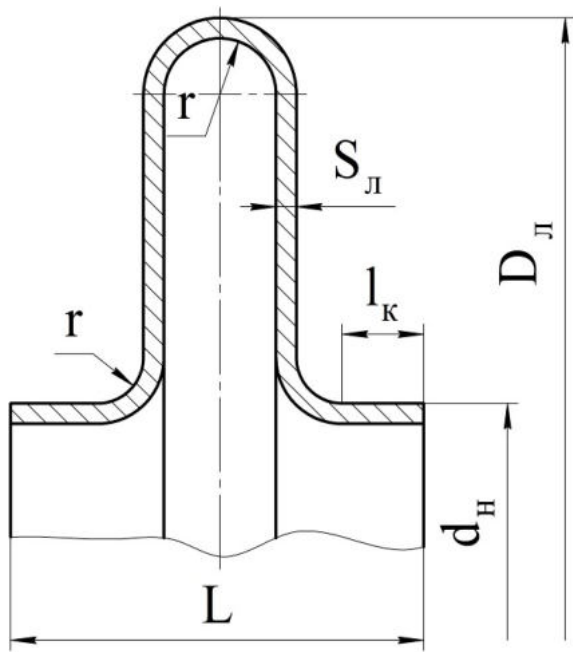
**Таблиця Б.2 – Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубчастих теплообмінників [2]**

Діаметр кожуха, мм	Діаметр (мм) умовного проходу штуцерів для трубного простору за кількістю ходів				Діаметр умовного проходу штуцерів для міжтрубного простору, мм
	1	2	4	6	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	100
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1 000	300	300	200	150	300
1 200	350	350	250	200	350
1 400	–	350	250	200	–

**Таблиця Б.3 – Кількість сегментних перегородок у нормалізованих кожухотрубчастих теплообмінниках типів ТН і ТК [2, 9]**

Діаметр кожуха D, мм	Кількість сегментних перегородок $m$ за довжини труб $L$ , м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	18	–	–	–
325	–	6	8	14	18	–	–
400	–	–	6	10	14	22	–
600	–	–	4	8	10	18	–
800	–	–	4	6	8	14	22
1 000	–	–	–	4	6	10	16
1 200	–	–	–	–	6	8	14

**Таблиця Б.4 – Основні розміри лінзових компенсаторів [11]**



$P_y$ , МПа	$D_y$ , мм	$d_n$ , мм	$D_l$ , мм	$S_l$ , мм	$L$ , мм	$r$ , мм
0,6	400	408	658	4	106	22
	500	508	758			
	600	608	858			
	800	816	1 066			
	1 000	1 016	1 266			
	1 200	1 216	1 466			
1,0	400	408	562	3	72	14
	500	512	662			
	600	612	762			
	800	816	966			
	1 000	1 016	1 166			
	1 200	1 216	1 366			
1,6	400	408	558	4	74	14
	500	508	658			
	600	608	758			
	800	816	966			
	1 000	1 016	1 166			
	1 200	1 216	1 366			

**Таблиця Б.5 – Параметри кожухотрубчастих випарників із паровим простором [2, 9]**

Конструкція трубного пучка	Діаметр кожуха $D_{\text{в}}$ , мм	Довжина труб $l$ , мм	Довжина апарата $L$ , мм	Кількість трубних пучків $N$	Кількість труб в одному пучку $n$	Поверхня теплообміну $F$ , м <sup>2</sup>	Площа прохідного перерізу одного ходу по трубах $S_{\text{пр}}$ , м <sup>2</sup> , за сортаменту труб $d_n \times \delta$ , мм		
							20×2	25×2	25×2,5
З плаваючою головою	800	6 000	8 200	1	82	38	–	0,014	0,013
	1 000	6 000	8 040	1	132	62	–	0,023	0,021
	1 200	6 000	8 485	1	204	96	–	0,035	0,032
	1 600	6 000	8 800	1	362	170	–	0,063	0,057
	2 400	6 000	8 850	2	204	192	–	0,035	0,032
	2 600	6 000	8 830	3	204	288	–	0,035	0,032
	2 800	6 000	9 080	2	362	340	–	0,063	0,057
З U-подібними трубами	800	6 000	7 700	1	134	51	0,013	–	–
	1 000	6 000	8 085	1	220	85	0,022	–	–
	1 200	6 000	8 100	1	310	120	0,031	–	–
	1 600	6 000	8 800	1	572	224	0,057	–	–
	2 400	6 000	8 585	2	310	240	0,031	–	–
	2 600	6 000	8 670	3	310	360	0,031	–	–
	2 800	6 000	8 970	2	572	448	0,057	–	–

**Таблиця Б.6 – Загальні параметри стандартизованих АПО [14, 23]**

Назва показника	Тип апарата повітряного охолодження			
	АВМ	АВГ	АВЗ	АВЗ-Д
Коефіцієнт оребрення	9; 20; 22	9; 20	9; 20	9; 14,6; 20; 22
Умовний тиск, МПа	0,6; 1,6; 2,5; 4; 6,3	0,6; 1,6; 2,5; 4; 6,3	0,6; 1,6; 2,5; 4; 6,3	0,6; 1,6; 2,5; 4; 6,3
Кількість теплообмінних секцій	1	2	6	6
Кількість рядів труб у секції	4; 6; 8	4; 6	4; 6	4; 6
Кількість ходів по трубах	1; 2; 3; 4; 6; 8	1; 2; 3; 4; 6	1; 2; 2а; 4; 4а; 8	
Довжина труб, м	1,5    3	4    8	6	8
Тип електродвигуна	4АМ100S4	ВАСО	ВАСО	ВАСО
Кількість електродвигунів	1    2	1    2	1	2
Потужність електродвигуна, кВт	22; 30	22; 30	37; 55; 75	22; 30
Діаметр колеса вентилятора, мм	800	2 800	5 000	2 800
Номер таблиці	Б.7	Б.8	Б.9	Б.10
Номер рисунка	Б.10; Б.13	Б.11 а    Б.11 б	Б.12 а	Б.12 б



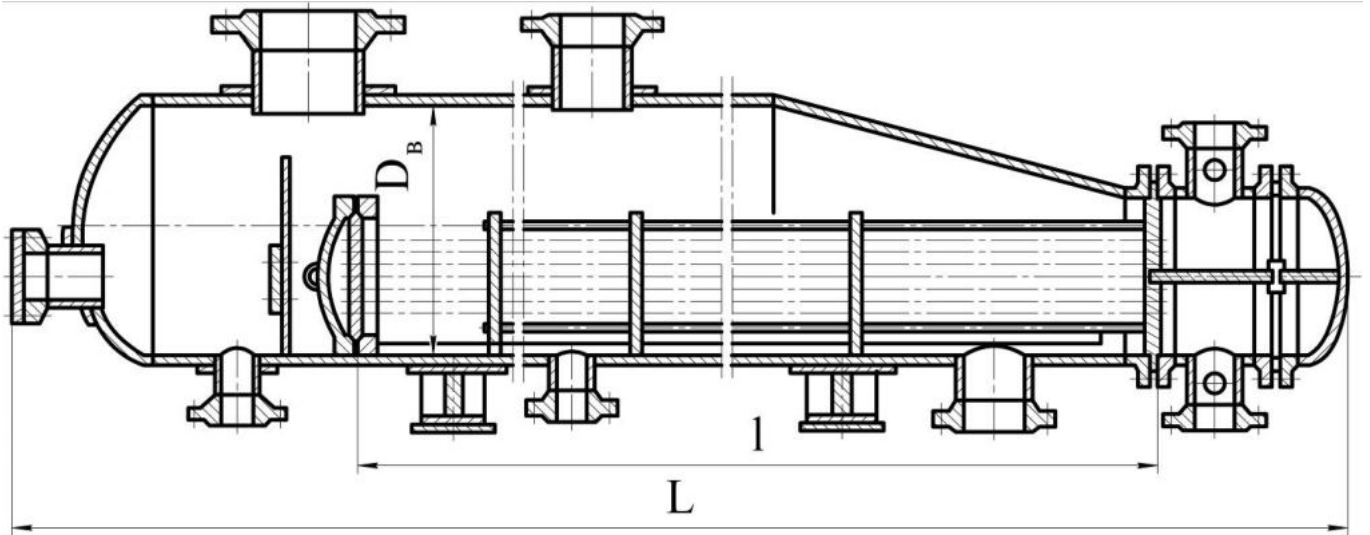
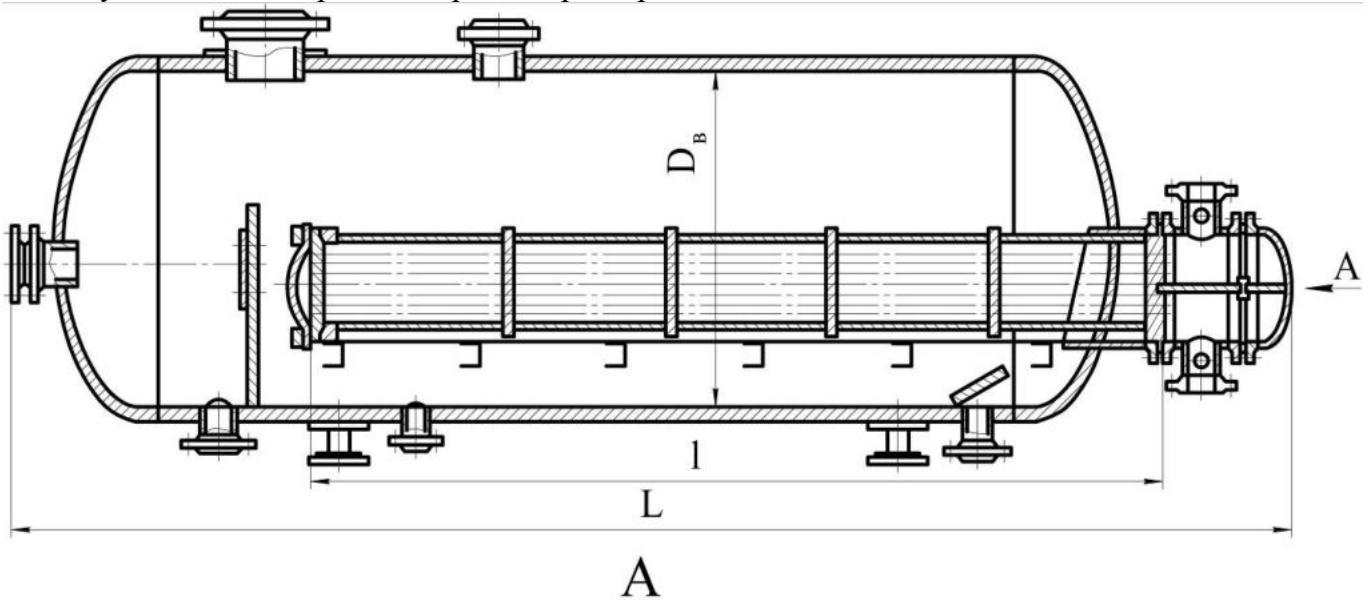


Рисунок Б.6 – Випарник із паровим простором із плаваючою головкою та конічним днищем



З двома трубними пучками

З трьома трубними пучками

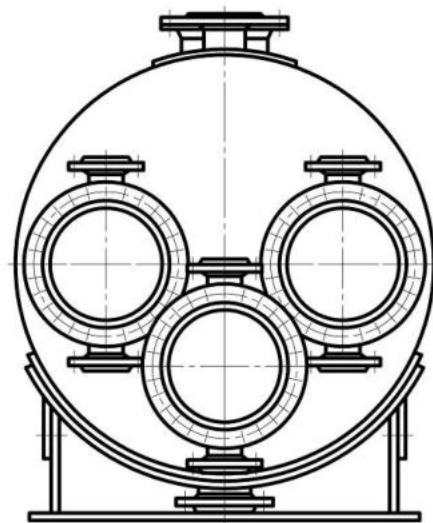
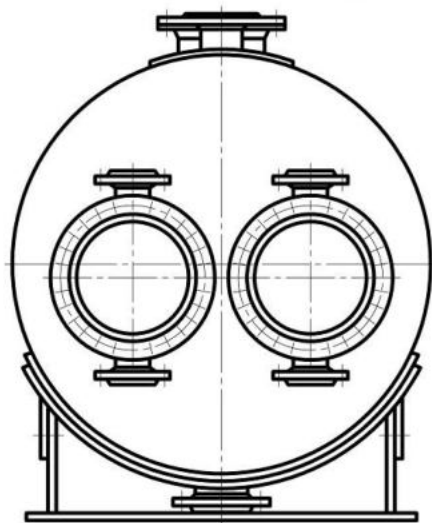


Рисунок Б.7 – Випарник із паровим простором із плаваючою головкою та еліптичним днищем



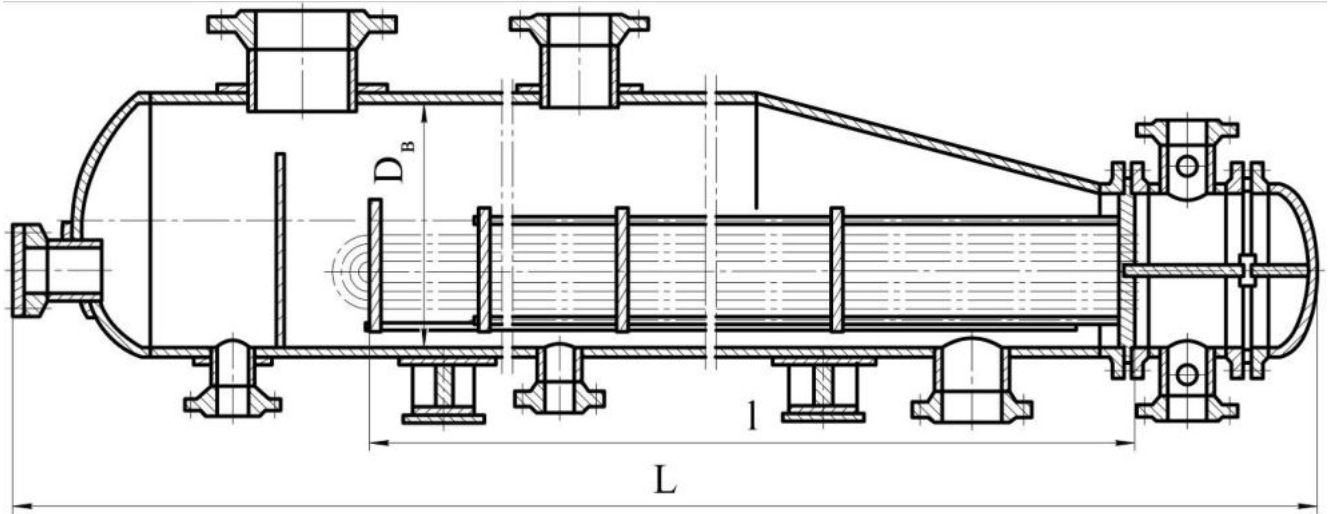
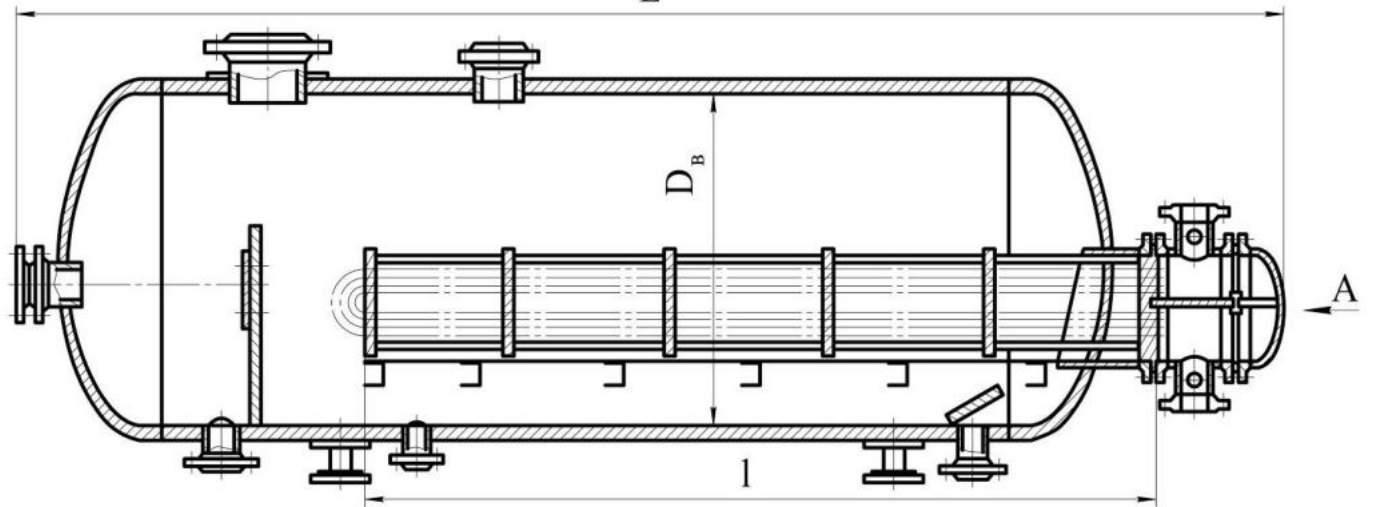
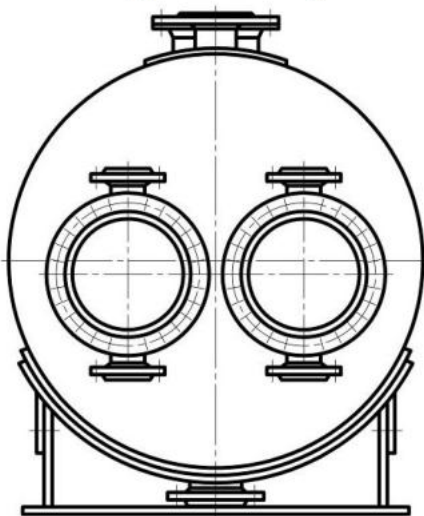


Рисунок Б.8 – Випарник із паровим простором із U-подібними трубами та конічним днищем



A

З двома трубними пучками



З трьома трубними пучками

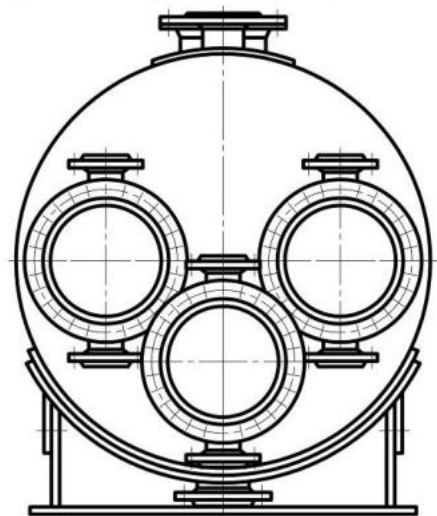


Рисунок Б.9 – Випарник із паровим простором із U-подібними трубами та еліптичним днищем

**Таблиця Б.7 – Параметри апаратів повітряного охолодження типу АВМ [24]**

Кількість рядів труб; кількість ходів	Коефіцієнт оребрення	Кількість труб у апараті, шт	Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>			
			за довжини труб 1,5 м		за довжини труб 3 м	
			внутрішня	повна	внутрішня	повна
4 1; 2; 4	9	94	9	105	18	220
	20	82	8	185	16	385
	22		7,8	195	15,5	410
6 1; 2; 3; 6	9	141	14	160	28	325
	20	123	12	280	24	580
	22		11,5	295	23	610
8 1; 2; 4; 8	9	188	19	210	37	440
	20	164	16	375	32,5	775
	22		15,5	395	31	815

**Таблиця Б.8 – Параметри апаратів повітряного охолодження типу АВГ [24]**

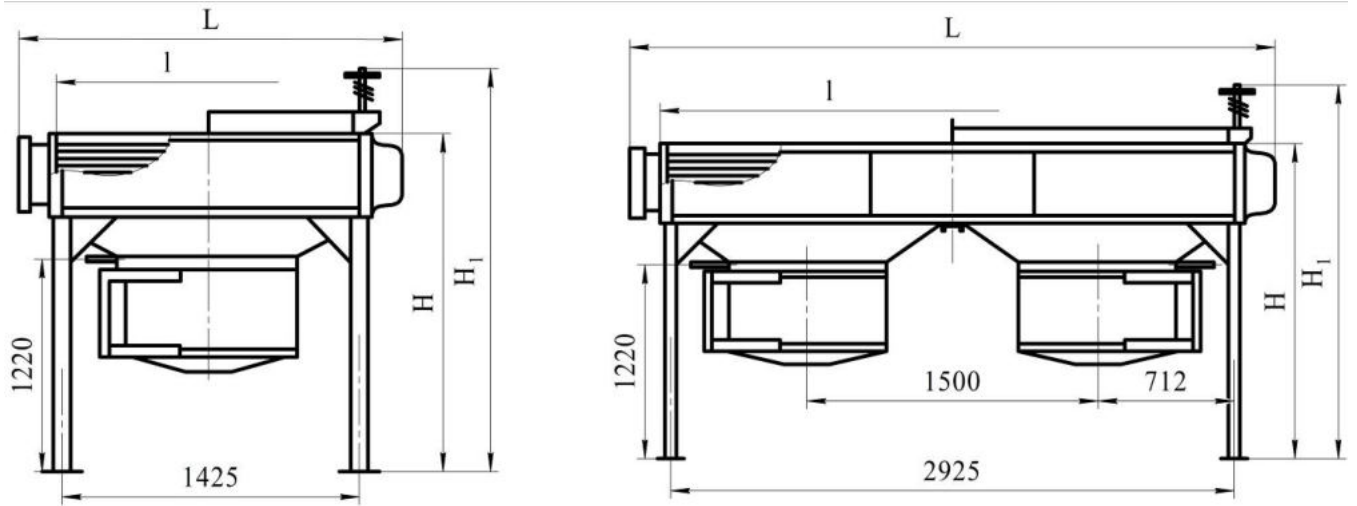
Кількість рядів труб	Коефіцієнт оребрення	Кількість труб, шт		Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>							
				за довжини труб 4 м				за довжини труб 8 м			
		у секції	в апараті	внутрішня		повна		внутрішня		повна	
				секції	АПО	секції	АПО	секції	АПО	секції	АПО
4	9	134	268	35	70	424	848	70	140	849	1 698
	20	122	244	32	64	794	1 588	64	128	1 588	3 176
6	9	201	402	53	106	636	1 272	106	212	1 273	2 546
	20	183	366	48	96	1 191	2 382	96	192	2 383	4 766

**Таблиця Б.9 – Параметри апаратів повітряного охолодження типу АВЗ [24]**

Кількість рядів труб	Коефіцієнт оребрення	Кількість труб, шт		Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>			
		у секції	в апараті	внутрішня		повна	
				секції	апарата	секції	апарата
4	9	80	480	30,7	184,2	375	2 250
	20	72	432	27,6	165,6	675	4 050
6	9	121	726	46,4	278,4	570	3 420
	20	109	654	41,8	250,8	1 025	6 150

**Таблиця Б.10 – Параметри апаратів повітряного охолодження типу АВЗ-Д [24]**

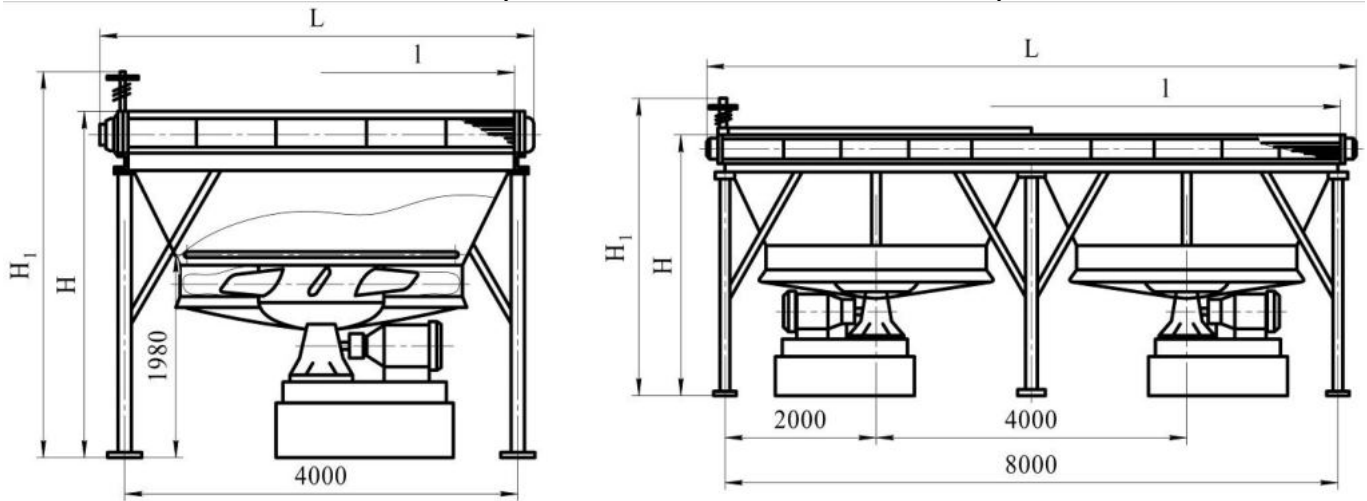
Кількість рядів труб	Коефіцієнт оребрення	Кількість труб, шт		Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>			
		у секції	в апараті	внутрішня		повна	
				секції	апарата	секції	апарата
4	9	92	552	48	290	565	3 400
	14,6	80	480	42	250	800	4 800
	20			42	250	1 000	6 000
	22			40	240	1 100	6 600
6	9	139	834	72	435	850	5 100
	14,6	121	726	63	375	1 200	7 200
	20			63	375	1 500	9 000
	22			60	360	1 650	9 900



а

б

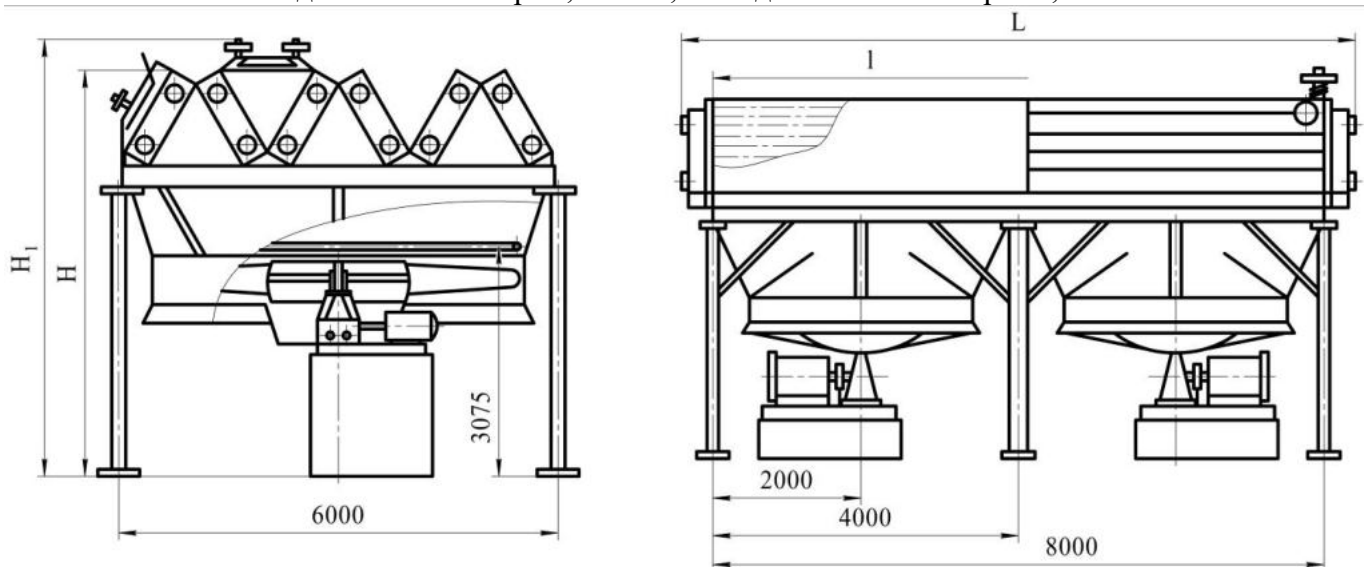
Рисунок Б.10 – Малопотокові горизонтальні апарати типу АВМ-Г:  
а – з одним вентилятором,  $l = 1,5$  м; б – з двома вентиляторами,  $l = 3$  м



а

б

Рисунок Б.11 – Горизонтальні апарати типу АВГ:  
а – з одним вентилятором,  $l = 4$  м; б – з двома вентиляторами,  $l = 8$  м



а

б

Рисунок Б.12 – Зигзагоподібні апарати повітряного охолодження:  
а – типу АВЗ з одним вентилятором,  $l = 6$  м; б – типу АВЗ-Д з двома вентиляторами,  $l = 8$  м

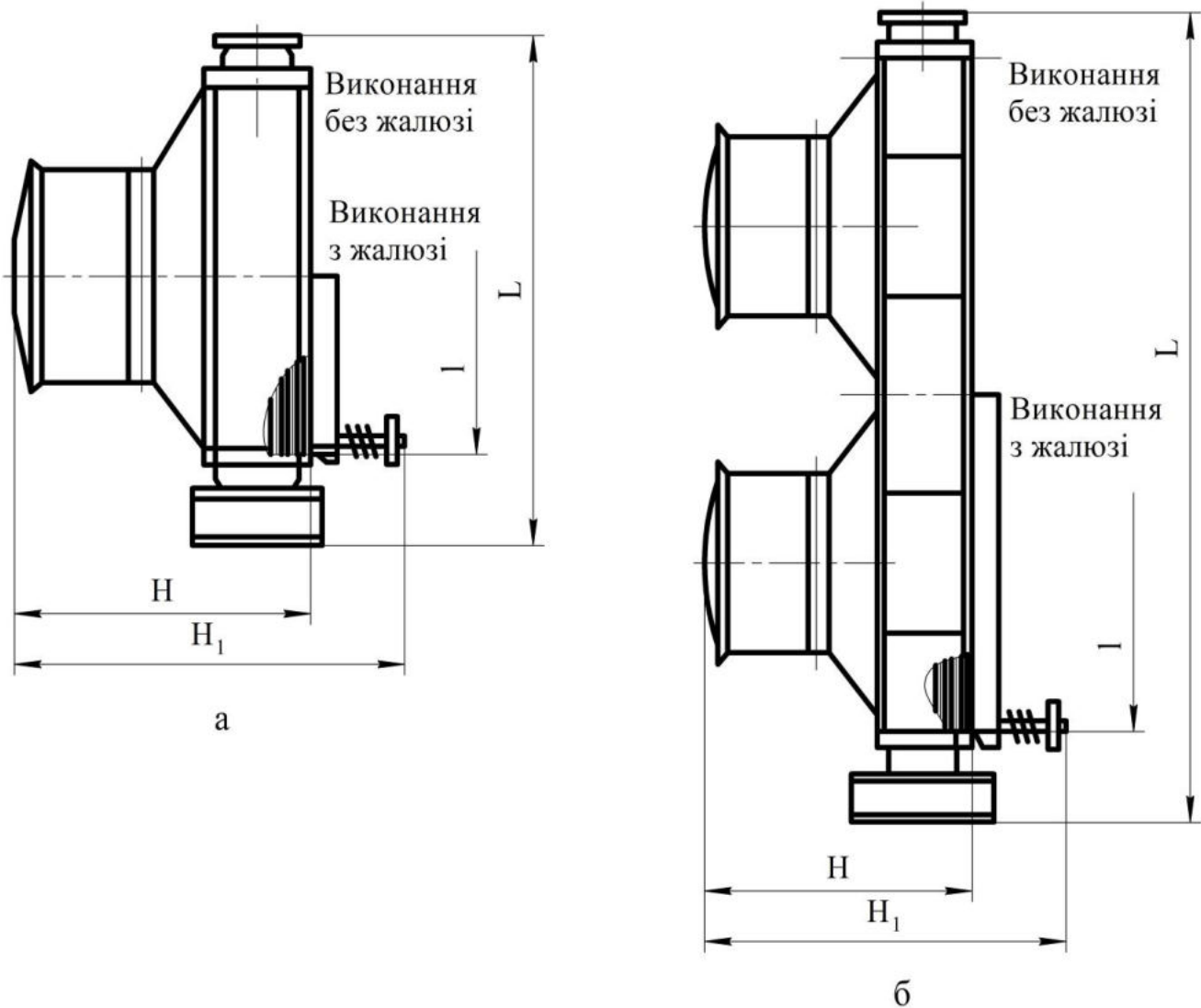


Рисунок Б.13 – Малопоточкові вертикальні апарати типу АВМ-В: а – з одним вентилятором,  $l = 1,5$  м; б – з двома вентиляторами,  $l = 3$  м

**Таблиця Б.11 – Загальні параметри АПО спеціального призначення [23]**

Назва показника	Тип апарата повітряного охолодження									
	2АВГ-75	2АВГ-100	АВГ-160	АВГ-320СМ	АВГ-ВВП					АВОГ-1
Площа поверхні теплообміну за оребреними трубами, м <sup>2</sup>	9 930		7 920	9 600	660					8 020
Коефіцієнт оребрення	20		14,6	14,6	5,55					7,8
Робочий тиск, МПа	7,5	10	до 17	32	0,6	1,6	2,5	4	6,3	0,09
Кількість теплообмінних секцій	3		4	4	3					6
Кількість рядів труб у секції	6		6	8	4					8
Кількість ходів по трубах	1		3	4	Кількість потоків 9					1
Довжина оребрених труб, мм	12 000		8 000	8 000	4 000					8 000
Діаметр колеса вентилятора, мм	5 000		2 800	2 800	2 800					5 000
Тип електродвигуна	ВАСО		ВАСО	ВАСО	ВАСО					ВАСО
Потужність електродвигуна, кВт	37		37	37	30					90
Кількість електродвигунів	2		4	4	1					1
Габаритні розміри, мм	12 820× ×6 380× ×4 890	12 820× ×6 380× ×4 930	9 050× ×9 470× ×5 380	9 750× ×9 950× ×4 960	5 080×4 530×4 025					7 950× ×6 000× ×9 495
Маса, т	41	41,7	45,6	70	15,9	16,7	18,3	19,3	19,8	51
Номер рисунка	Б.14		Б.15	Б.16	Б.17					Б.18

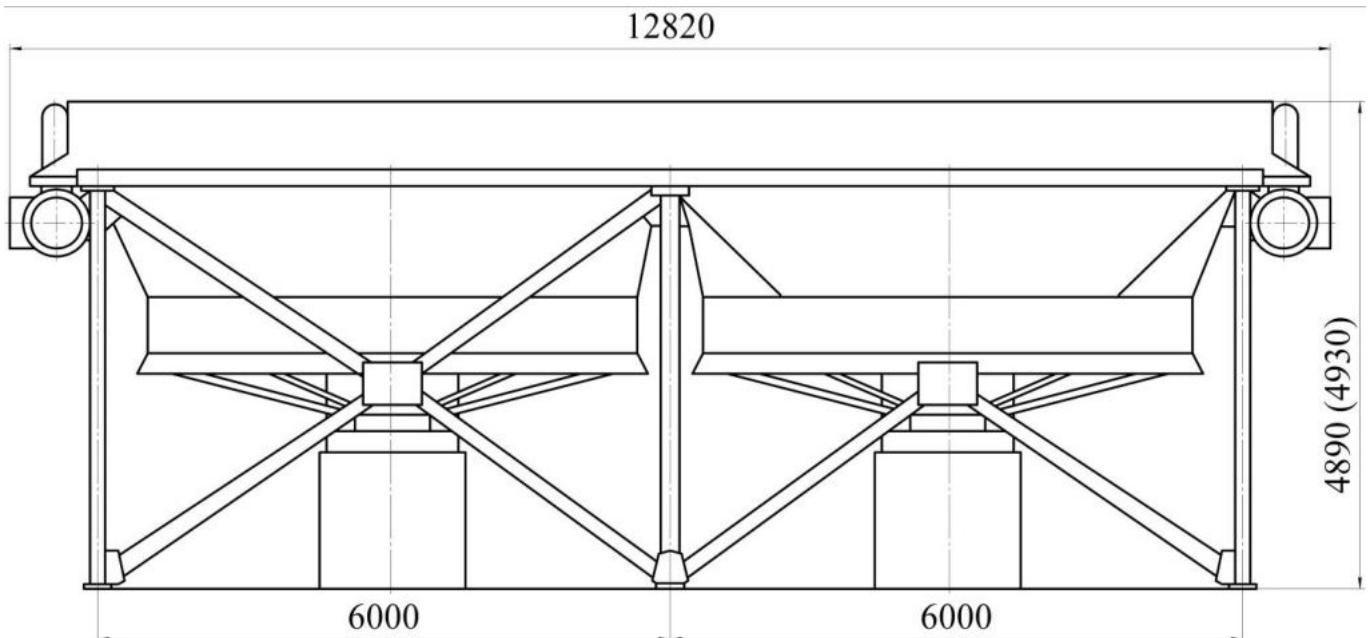


Рисунок Б.14 – Апарат повітряного охолодження 2АВГ-75 (100)  
9050

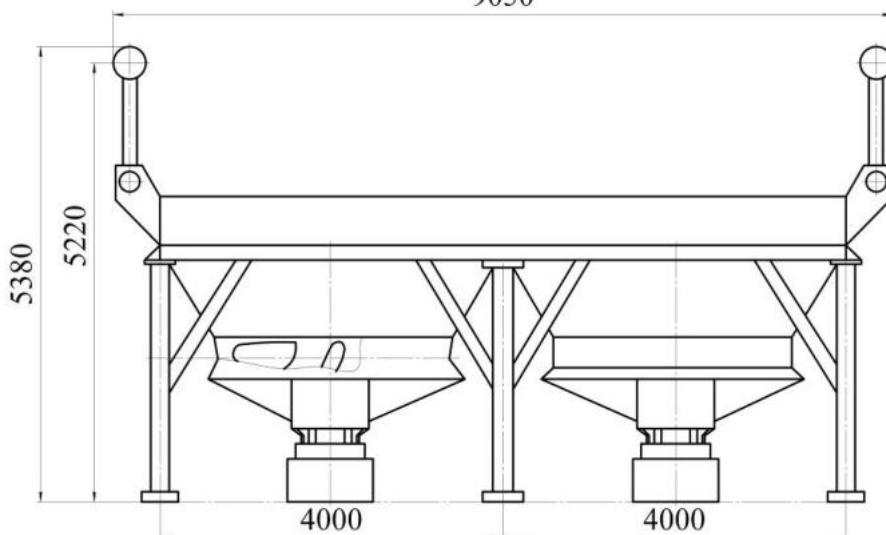


Рисунок Б.15 – Апарат повітряного охолодження АВГ-160  
9750

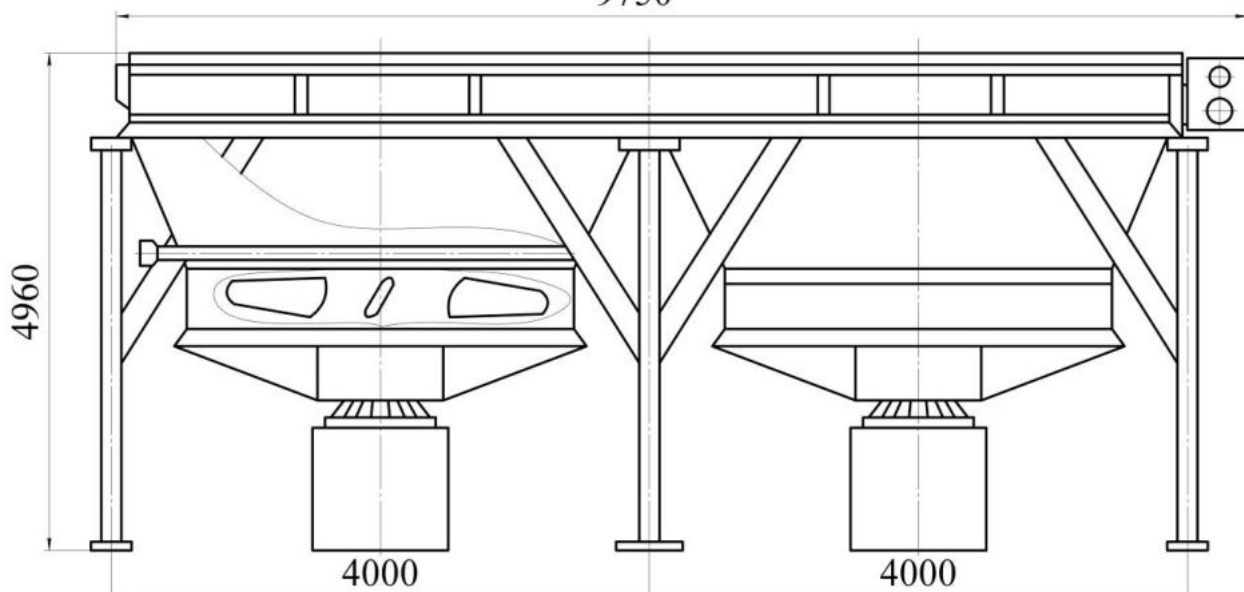


Рисунок Б.16 – Апарат повітряного охолодження АВГ-320СМ



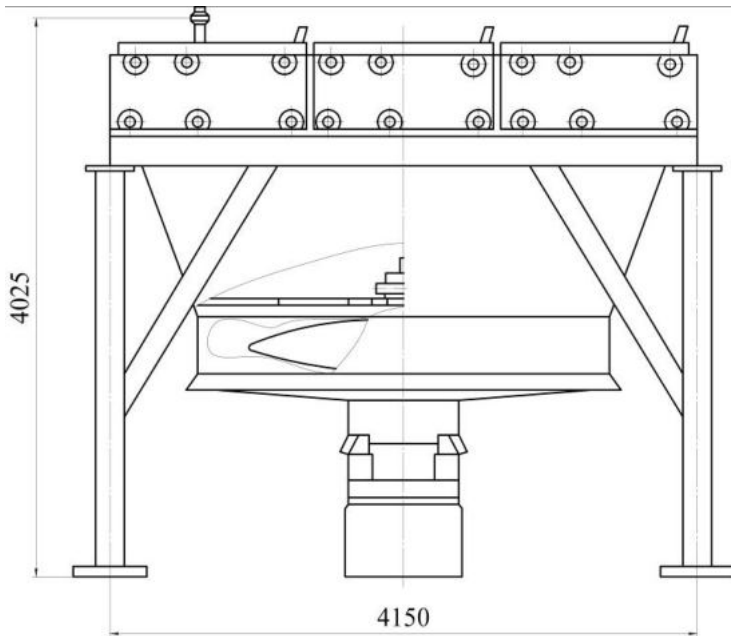


Рисунок Б.17 – Апарат повітряного охолодження АВГ-ВВП

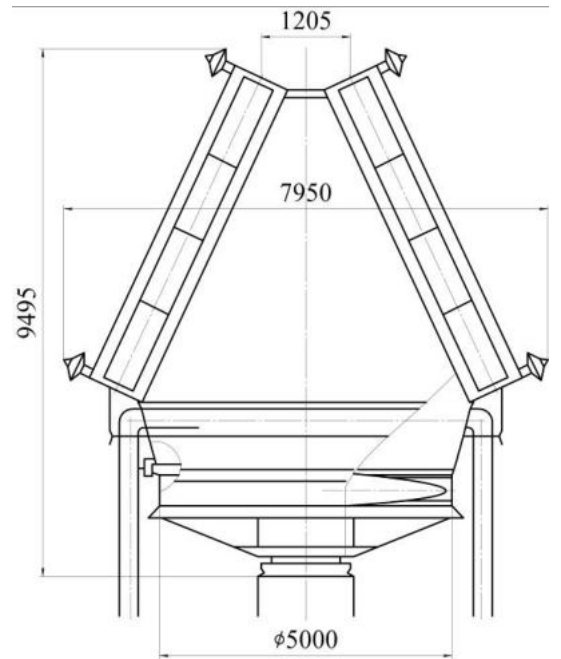


Рисунок Б.18 – Апарат повітряного охолодження АВОГ-1

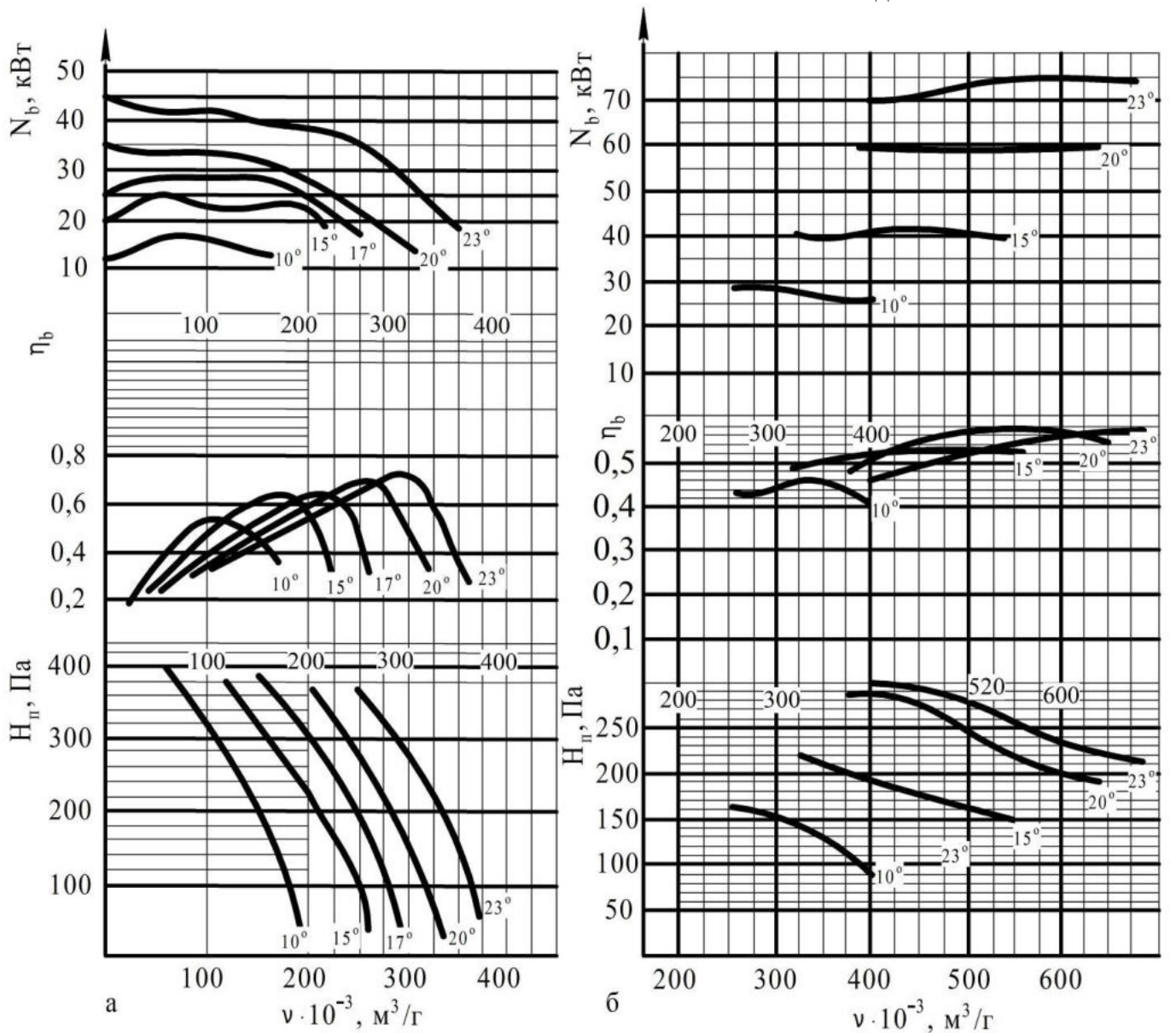


Рисунок Б.19 – Аеродинамічні характеристики осевих вентиляторів ЦАГІ УК-2М:  
а – діаметром 2,8 м; б – діаметром 5 м

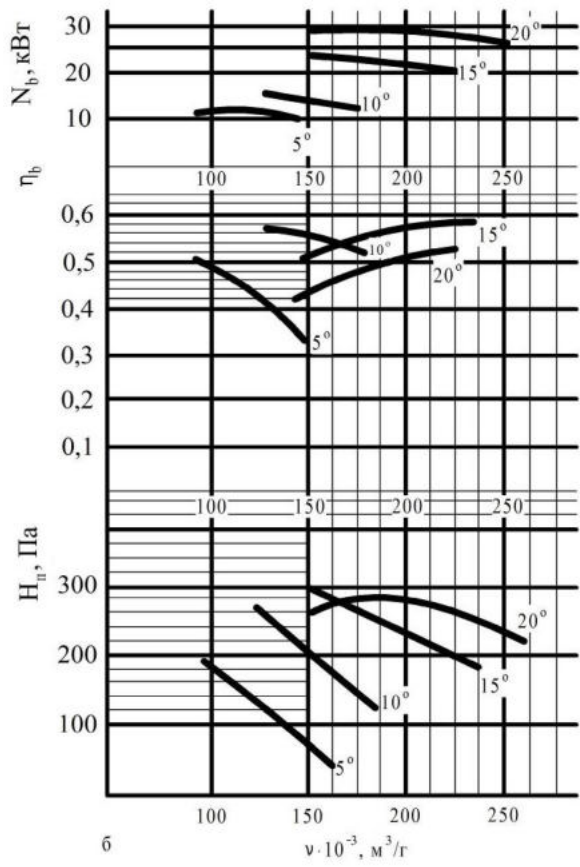
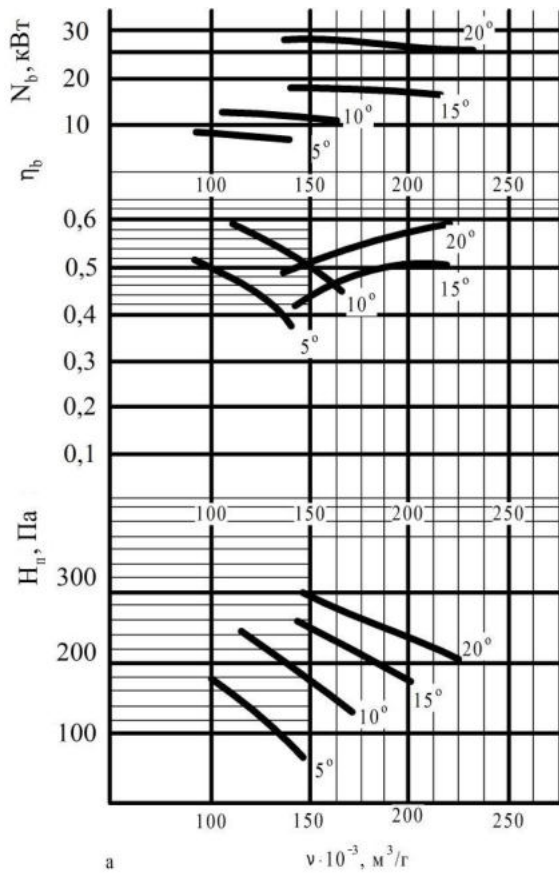


Рисунок Б.20 – Аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів діаметром 2,8 м:  
а – ОВ-22У; б – «Супер Тайфун»

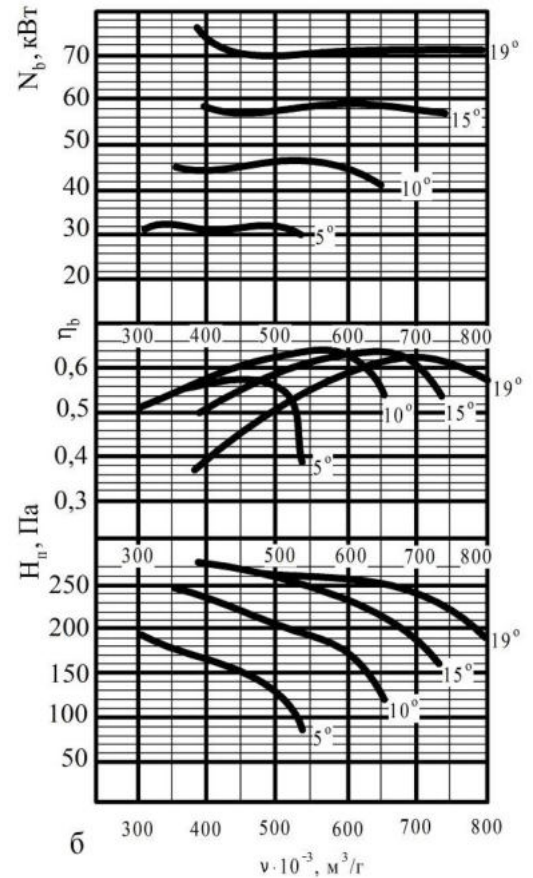
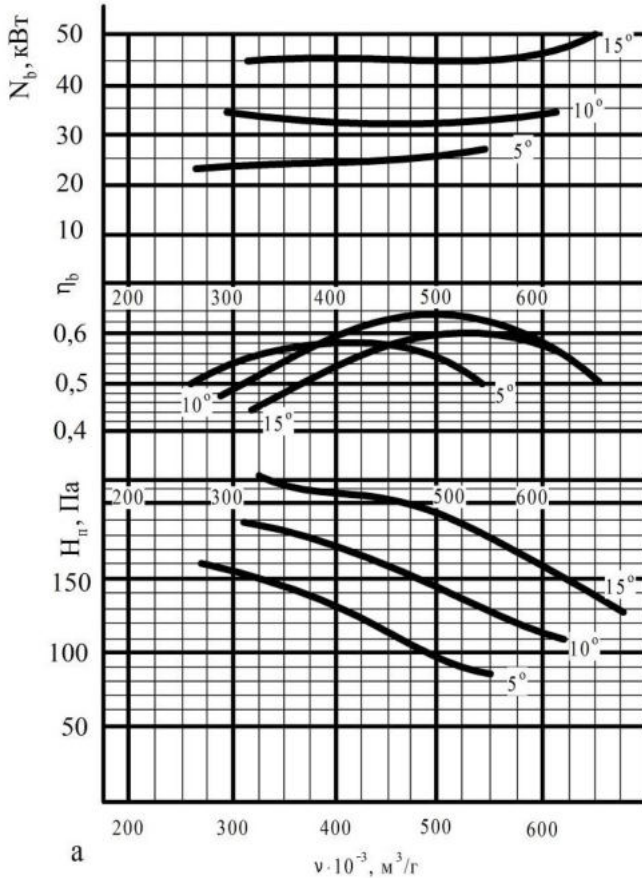


Рисунок Б.21 – Аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів діаметром 5 м:  
а – Т-50-4; б – «Горнадо»



**Таблиця Б.12 – Характеристика деяких насадок [1, 29]**

Вид насадки	Розмір елемента насадки, мм	Питома поверхня $a_n, \text{м}^{-1}$	Вільний об'єм $\varepsilon$	Еквівалентний діаметр $d_e, \text{м}$	Кількість елементів у $1 \text{ м}^3$	Маса $1 \text{ м}^3$ , кг
<b>Регулярні насадки</b>						
Дерев'яна хордова (10×100 мм), крок у світлі	10	100	0,55	0,022	–	210
	20	65	0,68	0,042	–	145
	30	48	0,77	0,064	–	110
Керамічні кільця Рашига	50×50×5	110	0,735	0,027	8 500	650
	80×80×8	80	0,72	0,036	2 200	670
	100×100×10	60	0,72	0,048	1 050	670
Спіральні кільця	75×75	140	0,59	0,017	–	930
	100×75	100	0,6	0,024	–	900
	150×150	65	0,67	0,041	–	750
Пропелерна	100×100	82	0,8	0,039	–	465
	150×150	57	0,8	0,056	–	545
Ситчаста металева	–	160	0,95	0,024	–	390
<b>Невпорядковані насадки</b>						
Керамічні кільця Рашига	10×10×1,5	440	0,7	0,006	700 000	700
	15×15×2	330	0,7	0,009	220 000	690
	25×25×3	200	0,74	0,015	50 000	530
	35×35×4	140	0,78	0,022	18 000	530
	50×50×5	90	0,785	0,035	6 000	530
Сталеві кільця Рашига	10×10×0,5	500	0,88	0,007	770 000	960
	15×15×0,5	350	0,92	0,012	240 000	660
	25×25×0,8	220	0,92	0,017	55 000	640
	50×50×1	110	0,95	0,035	7 000	430
Керамічні кільця Палля	25×25×3	220	0,74	0,014	46 000	610
	35×35×4	165	0,76	0,018	18 500	540
	50×50×5	120	0,78	0,026	5 800	520
	60×60×6	96	0,79	0,033	3 350	520
Сталеві кільця Палля	15×15×0,4	380	0,9	0,01	230 000	525
	25×25×0,6	235	0,9	0,015	52 000	490
	35×35×0,8	170	0,9	0,021	18 200	455
	50×50×1	108	0,9	0,033	6 400	415
Керамічні сідла Бьорля	12,5	460	0,68	0,006	570 000	720
	25	260	0,69	0,011	78 000	670
	38	165	0,7	0,017	30 500	670
	50	115	0,77	0,027	8 800	640
Керамічні сідла «Інталлокс»	12,5	625	0,78	0,005	730 000	545
	19	335	0,77	0,009	229 000	560
	25	255	0,775	0,012	84 000	545
	38	195	0,81	0,017	25 000	480
	50	118	0,79	0,027	9 350	530
Кусковий кокс	24,4	120	0,532	0,018	64 800	600
	28,6	110	0,535	0,019	27 700	660
	40,8	86	0,545	0,025	15 250	585
	42,6	77	0,56	0,029	14 000	455
Кусковий андезит	43,2	68	0,565	0,033	12 600	1 200
Круглий гравій	42	80,5	0,388	0,019	14 400	–

Таблиця Б.13 – Характеристика перерозподільних тарілок типу ТСН-II [2, 31]

Діаметр колони $D$ , мм	Вільний переріз колони, $m^2$	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм	$h$ , мм	$h_1$ , мм	Рідинний патрубок			
						$d$ , мм	$t$ , мм	$n$ , шт.	Вільний переріз, $m^2$
400	0,126	320	300	185	50	32	–	13	0,0006
500	0,196	350	330	215	50	32	–	19	0,0006
600	0,283	380	360	315	130	32	–	25	0,0006
800	0,503	480	460	350	130	45	80	25	0,0013
1 000	0,785	580	560	470	210	45	80	37	0,0013
1 200	1,13	780	760	510	210	45	80	61	0,0013
1 400	1,539	980	960	520	210	45	80	110	0,0013
1 600	2,01	1 170	1 150	645	310	57	95	110	0,0022
1 800	2,545	1 170	1 150	705	310	57	95	110	0,0022
2 000	3,141	1 370	1 350	730	310	57	95	156	0,0022
2 200	3,801	1 570	1 550	745	310	57	95	212	0,0022
2 400	4,524	1 770	1 750	845	380	57	95	276	0,0022
2 600	5,309	1 770	1 750	900	380	57	95	276	0,0022
2 800	6,157	2 000	1 950	915	380	57	95	352	0,0022
Діаметр колони $D$ , мм	Робочий переріз, $m^2$	Переріз зливу, $m^2$	Максимально допустиме навантаження за рідиною, $m^3/(m^2 \cdot год)$	Кількість отворів для зливу рідини $n_1$ , шт.	Орієнтовна маса тарілки, кг				
					з вуглецевої сталі	з левоганої сталі			
400	0,08	0,0078	195	4	6,1	3,5			
500	0,096	0,0115	180	4	9	5,1			
600	0,173	0,0151	165	4	11,4	7			
800	0,181	0,0326	200	4	16,4	9			
1 000	0,264	0,0471	190	6	27,3	14,9			
1 200	0,478	0,0793	220	6	37,1	19,8			
1 400	0,754	0,144	320	6	48,8	24,6			
1 600	1,075	0,2421	330	6	65	40,8			
1 800	1,075	0,2421	270	6	73,1	45,1			
2 000	1,474	0,3433	300	8	110,5	81,3			
2 200	1,936	0,4665	335	8	142,6	110,3			
2 400	2,461	0,6073	365	8	193	137,5			
2 600	2,461	0,6073	320	8	200	141			
2 800	3,141	0,7749	345	8	230	180,5			

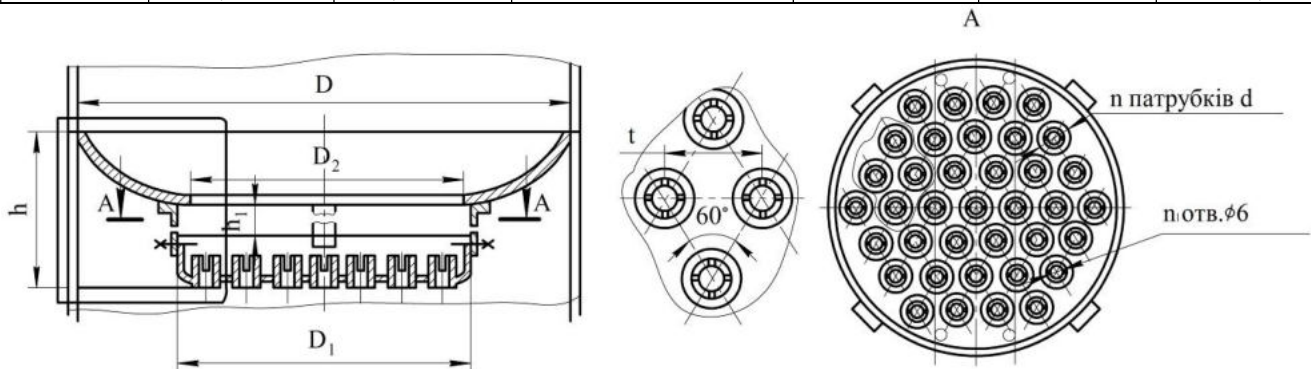


Рисунок Б.22 – Перерозподільна тарілка типу ТСН-II

Таблиця Б.14 – Характеристика розподільних тарілок типу ТСН-III [2, 14, 31]

Діаметр колони $D$ , мм	Вільний переріз колони, $m^2$	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм	$D_3$ , мм	$h$ , мм	Рідинний патрубок			
						$d$ , мм	$t$ , мм	$n$ , шт.	вільний переріз, $m^2$
400	0,126	320	260	110	–	32	–	12	0,0006
500	0,196	350	290	110	–	32	–	16	0,0006
600	0,283	380	460	130	–	32	–	21	0,0006
800	0,503	480	560	160	–	45	–	24	0,0013
1 000	0,785	580	660	190	–	45	80	30	0,0013
1 200	1,13	780	860	220	150	45	80	54	0,0013
1 400	1,539	980	1 060	260	150	45	80	96	0,0013
1 600	2,01	1 170	1 250	310	150	57	95	96	0,0022
1 800	2,545	1 170	1 250	310	150	57	95	96	0,0022
2 000	3,141	1 370	1 450	330	180	57	95	142	0,0022
2 200	3,801	1 570	1 650	360	180	57	95	194	0,0022
2 400	4,524	1 770	1 850	400	200	57	95	254	0,0022
2 600	5,309	1 770	1 850	400	200	57	95	254	0,0022
2 800	6,157	2 000	2 080	410	200	57	95	330	0,0022
Діаметр колони $D$ , мм	Робочий переріз, $m^2$	Переріз зливу, $m^2$	Максимально допустиме навантаження за рідиною, $m^3/(m^2 \cdot год)$	Кількість отворів для зливу рідини $n_1$ , шт.	Орієнтовна маса тарілки, кг				
					з вуглецевої сталі	з левогваної сталі			
400	0,08	0,0073	180	8	5,6	3,8			
500	0,096	0,0097	155	8	6,9	4,7			
600	0,173	0,0127	145	8	7,4	5			
800	0,181	0,0313	190	10	10,9	7,6			
1 000	0,264	0,0391	175	12	14,4	9,7			
1 200	0,478	0,0703	190	18	23,6	15,7			
1 400	0,754	0,1249	250	22	35,8	24,5			
1 600	1,075	0,2112	280	26	52,3	34			
1 800	1,075	0,2112	240	26	52,3	34			
2 000	1,474	0,3125	270	30	68,4	52,4			
2 200	1,936	0,4268	305	34	89,8	72,2			
2 400	2,461	0,558	330	38	113,5	90			
2 600	2,461	0,558	290	38	113,5	90			
2 800	3,141	0,7261	320	42	145,1	114,1			

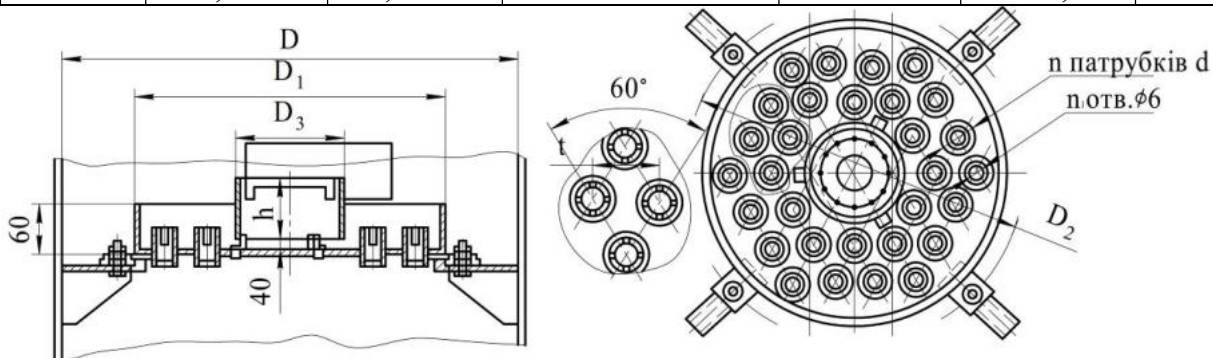


Рисунок Б.23 – Розподільна тарілка типу ТСН-III

**Таблиця Б.15 – Характеристика ковпачкових тарілок [2, 14, 31]**

Тип тарілки	Діаметр колони, мм	Вільний переріз колони, м <sup>2</sup>	Довжина лінії барботажу, м	Периметр зливу, м	Площа зливу, м <sup>2</sup>	Площа проходу парів, м <sup>2</sup>	Відносна площа для проходу парів, %	Кількість ковпачків	Діаметр ковпачка, мм	Маса тарілки, кг
ТСК-1	400	0,126	1,33	0,302	0,005	0,008	6,35	7	60	10,7
	500	0,196	2,45	0,4	0,007	0,015	8	13	60	13,88
	600	0,28	3,25	0,48	0,012	0,027	10	13	80	21,3
	800	0,503	6,0	0,57	0,021	0,049	9,7	24	80	30,4
	1 000	0,78	9,3	0,8	0,05	0,073	9	37	80	42,7
ТСК-Р	1 000	0,78	10,8	0,665	0,064	0,09	11,5	43	80	57,8
	1 200	1,13	12,3	0,818	0,099	0,129	11,4	39	100	68,6
	1 400	1,54	15,4	1,09	0,198	0,162	10,5	49	100	90,3
	1 600	2,01	20,7	1,238	0,269	0,219	10,9	66	100	118,3
	1 800	2,54	25,8	1,419	0,334	0,272	10,7	86	100	146
	2 000	3,14	36,4	1,455	0,33	0,385	12,2	114	100	179,3
	2 200	3,81	44,6	1,606	0,412	0,471	12,3	141	100	211,6
	2 400	4,52	52,8	1,775	0,505	0,557	12,3	168	100	240,8
	2 600	5,31	60,3	2,032	0,674	0,638	12,1	202	100	305
	2 800	6,16	72,8	2,096	0,686	0,769	12,5	238	100	349,7
	3 000	7,07	80,4	2,39	0,902	0,849	12,1	272	100	355
	3 200	8,04	75,4	2,36	0,88	1,18	14,6	168	150	509
	3 400	9,08	83,8	2,62	1,128	1,32	14,5	173	150	546
	3 600	10,18	87,6	2,88	1,441	1,37	13,5	194	150	582
ТСК-РЦ	1 400	1,54	15,1	2,34	0,211	0,134	8,7	60	80	140
	1 600	2,01	16,97	2,74	0,259	0,179	8,91	54	100	161
	1 800	2,54	23,88	3,15	0,277	0,252	9,92	76	100	184
	2 000	3,14	27,65	3,55	0,404	0,292	9,3	88	100	242
	2 200	3,8	37,7	3,95	0,426	0,398	10,44	124	100	308
	2 400	4,52	49,02	4,35	0,444	0,518	11,45	156	100	362
	2 600	5,31	55,3	4,75	0,582	0,584	11	176	100	373
	2 800	6,16	67,87	5,15	0,629	0,717	11,63	220	100	443
	3 200	8,04	62,2	5,95	1,064	0,975	12,13	136	150	593
3 600	10,18	83,84	6,75	1,273	1,318	12,95	184	150	694	
ТСК-РБ	1 400	1,54	15,1	1,932	0,251	0,134	8,7	60	80	136
	1 600	2,01	16,97	2,22	0,311	0,179	8,91	54	100	155
	1 800	2,54	23,88	2,304	0,334	0,252	9,92	76	100	176
	2 000	3,14	27,65	2,792	0,536	0,292	9,3	88	100	233
	2 200	3,8	37,7	2,77	0,464	0,398	10,44	124	100	298
	2 400	4,52	49,02	2,824	0,458	0,518	11,45	156	100	340
	2 600	5,31	55,3	3,368	0,696	0,584	11	176	100	356
	2 800	6,16	67,87	3,412	0,674	0,717	11,63	220	100	441
	3 200	8,04	62,2	4,446	1,372	0,975	12,13	136	150	557
	3 600	10,18	83,84	4,896	1,582	1,318	12,95	184	150	668



**Таблиця Б.16 – Характеристика ситчастих тарілок [2, 14, 31]**

Тип тарілки	Діаметр колони, мм	Вільний переріз колони, м <sup>2</sup>	Робочий переріз тарілки, м <sup>2</sup>	Діаметр отвору, мм				Площа зливу, м <sup>2</sup>	Відносна площа зливу, %	Периметр зливу, м	Маса тарілки, кг
				3	4	5	8				
				Крок між отворами, мм							
				7-12	8-13	10-18	16-25				
				Відносний вільний переріз тарілки, %							
ТС	400	0,126	0,054	6,62-2,26	9,1-2,56	9,1-2,78	9,1-3,7	0,004	3,81	0,302	8,2
	500	0,196	0,089	7,57-2,62	10,3-2,93	10,3-3,18	10,3-4,22	0,01	3,6	0,4	10
	600	0,28	0,14	8,2-2,8	11,2-3,2	11,2-3,46	11,2-4,6	0,012	4,3	0,48	13,6
	800	0,51	0,41	10,25-3,49	14-3,96	13,9-4,3	14-5,7	0,016	4,1	0,57	21
	1 000	0,785	0,713	10-3,38	13,6-3,86	13,6-4,2	13,6-5,55	0,036	4,6	0,8	41,5
ТС-Р	1 200	1,13	1,01	8,4-2,75	11,1-3,13	11,1-3,4	11,1-4,5	0,06	5,3	0,722	62
	1 400	1,54	1,368	8,5-3,48	13,9-3,96	13,9-4,3	13,9-5,71	0,087	5,65	0,86	72
	1 600	2,01	1,834	10,4-3,58	14,7-4,06	14,7-4,42	14,7-5,86	0,088	4,4	0,795	89
	1 800	2,54	2,294	13,8-4,7	18,8-5,34	18,8-5,8	18,8-7,69	0,123	4,85	1,05	115
	2 000	3,14	2,822	11,6-3,95	15,8-4,5	15,8-4,89	15,8-6,49	0,159	5,06	1,19	120
	2 200	3,8	3,478	13,3-4,48	17,9-5,08	17,9-5,52	17,9-7,32	0,161	4,25	1,24	138
	2 400	4,52	3,9	11,1-3,78	15,3-4,29	15,3-4,62	15,3-6,18	0,317	6,9	1,57	172
	2 600	5,3	4,784	12,2-4,17	16,7-4,73	16,7-5,3	16,7-6,81	0,258	4,88	1,54	200
	2 800	6,16	5,64	13,7-4,65	18,6-5,28	18,6-5,73	18,6-7,6	0,26	4,2	1,575	218
	3 000	7,06	6,43	12,5-4,27	17,1-4,83	17,1-5,25	17,1-6,96	0,315	4,4	1,715	240
	3 200	8,04	7,268	13-4,42	17,7-5,02	17,7-5,45	17,7-7,23	0,385	4,7	1,86	265
	3 400	9,06	8,308	11,9-4,07	16,3-4,61	16,3-5	16,3-6,64	0,376	4,15	1,905	290
	3 600	10,2	9	11,9-4,05	16,2-4,6	16,2-5	16,2-6,64	0,59	5,7	2,24	305
	ТС-Р2	1 200	1,13	0,896	7,65-2,6	10,4-2,97	10,4-3,25	10,4-4,28	0,117	10,53	0,884
1 400		1,54	1,072	8,5-3,23	12,9-3,67	12,9-3,99	12,9-5,29	0,234	19,2	1,135	73
1 600		2,01	1,426	10,3-3,5	14,1-3,98	14,1-4,32	14,1-5,74	0,292	14,5	1,28	85
1 800		2,54	1,64	13,2-4,5	18-5,14	18-5,57	18-7,4	0,45	17,7	1,52	96,5
2 000		3,14	2,09	8,2-2,78	11,4-3,17	11,4-3,44	11,4-4,57	0,525	16,7	1,66	107
2 200		3,8	2,46	7,9-2,68	10,7-3,06	10,7-3,32	10,7-4,37	0,67	15	1,85	137
2 400		4,52	2,96	9,2-6,12	12,5-3,59	12,5-3,85	12,5-5,11	0,77	17	2	162,5
2 600		5,3	3,27	7,5-2,58	10,4-2,9	10,4-3,15	10,4-4,18	1,015	19,2	2,25	188
2 800		6,16	3,96	7,75-2,64	10,5-2,99	10,5-3,26	10,5-4,32	1,1	17	2,385	199
3 000		7,06	4,52	5,5-1,87	7,5-2,12	7,5-2,31	7,5-3,06	1,27	18	2,61	220
3 200		8,04	5,03	8,7-2,96	11,8-3,37	11,8-3,65	11,8-4,85	1,505	18,7	2,74	255
3 400		9,06	5,88	9,2-3,12	12,5-3,56	12,5-3,85	12,5-5,13	1,59	17,6	2,87	270
3 600		10,2	6,3	8,11-2,75	11,1-3,13	11,1-3,4	11,1-4,52	1,95	19,1	3,1	295
ТС-РЦ		1 400	1,54	1,078	9,28-3,8	9,28-2,86	9,28-2,64	6,82-2,32	0,211	13,7	2,34
	1 600	2,01	1,44	10,18-4,17	10,18-3,14	10,18-2,89	7,48-2,55	0,259	12,9	2,74	140
	1 800	2,54	1,928	11,99-4,91	11,99-3,7	11,99-3,41	8,81-2,99	0,277	10,9	3,15	157
	2 000	3,14	2,2	12,6-5,16	12,6-3,89	12,6-3,58	9,26-3,15	0,404	12,8	3,55	208
	2 200	3,8	2,92	13,13-5,38	13,13-4,05	13,13-3,73	9,64-3,28	0,426	11,2	3,95	263
	2 400	4,52	3,618	14,26-5,84	14,26-4,4	14,26-4,05	10,48-3,56	0,444	9,8	4,35	360
	2 600	5,3	4,032	13,5-5,53	13,5-4,17	13,5-3,84	9,93-3,38	0,582	11	4,75	305
	2 800	6,16	4,857	14,46-5,92	14,46-4,46	14,46-4,11	10,62-3,61	0,629	10,2	5,15	360
	3 200	8,04	5,604	12,7-5,2	12,7-3,92	12,7-3,61	9,33-3,17	1,064	13,2	5,95	525
	3 600	10,2	7,325	13,5-5,56	13,5-4,19	13,5-3,86	9,93-3,39	1,273	12,5	6,75	600
ТС-РБ	1 400	1,54	1,078	9,28-3,8	9,28-2,86	9,28-2,64	6,82-2,32	0,251	16,3	1,93	119
	1 600	2,01	1,44	10,18-4,17	10,18-3,14	10,18-2,89	7,48-2,55	0,311	15,4	2,22	134
	1 800	2,54	1,928	11,99-4,91	11,99-3,7	11,99-3,41	8,81-2,99	0,334	13,2	2,3	149
	2 000	3,14	2,2	12,6-5,16	12,6-3,89	12,6-3,58	9,26-3,15	0,536	17,1	2,79	199
	2 200	3,8	2,92	13,13-5,38	13,13-4,05	13,13-3,73	9,64-3,28	0,464	12,2	2,77	251
	2 400	4,52	3,618	14,26-5,84	14,26-4,4	14,26-4,05	10,48-3,56	0,458	10,1	2,82	280
	2 600	5,3	4,032	13,5-5,53	13,5-4,17	13,5-3,84	9,93-3,38	0,696	13,2	3,3	288
	2 800	6,16	4,857	14,46-5,92	14,46-4,46	14,46-4,11	10,62-3,61	0,674	10,9	3,41	358
	3 200	8,04	5,604	12,7-5,2	12,7-3,92	12,7-3,61	9,33-3,17	1,372	17,1	4,45	488
	3 600	10,2	7,325	13,5-5,56	13,5-4,19	13,5-3,86	9,93-3,39	1,582	15,5	4,9	570



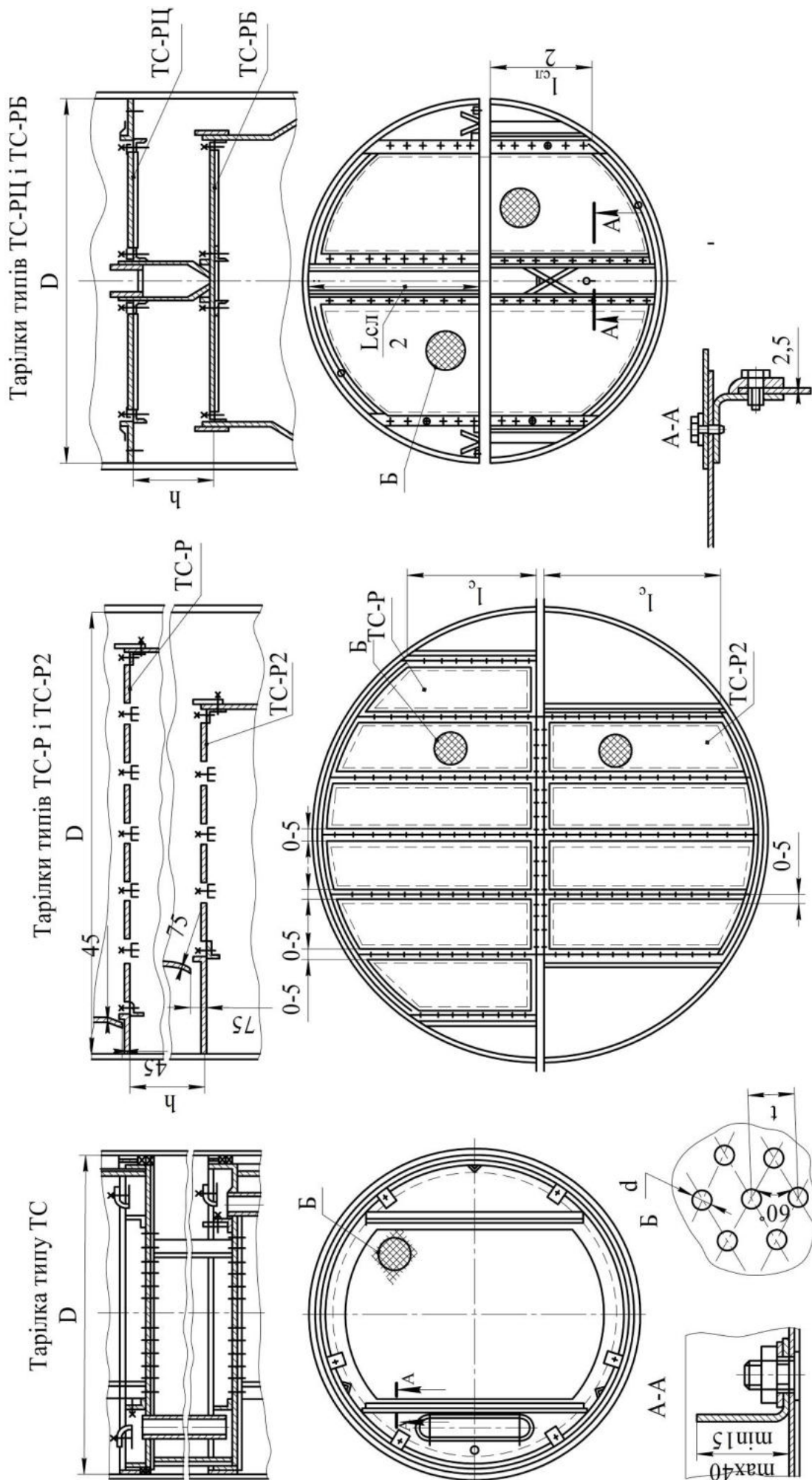


Рисунок Б.25 – Ситчасті тарілки колонних апаратів



**Таблиця Б.17 – Характеристика клапанних тарілок [2, 14, 31]**

Тип тарілки	Модифікація	Діаметр колони, мм	Вільний переріз колони, м <sup>2</sup>	Робочий переріз тарілки, м <sup>2</sup>	Периметр зливу, м	Площа зливу, м <sup>2</sup>	Крок t = 50 мм			Крок t = 75 мм			Крок t = 100 мм		
							Відносний вільний переріз тарілки, %	Кількість клапанів	Кількість рядів клапанів на потік	Відносний вільний переріз тарілки, %	Кількість клапанів	Кількість рядів клапанів на потік	Відносний вільний переріз тарілки, %	Кількість клапанів	Кількість рядів клапанів на потік
ТКП однопотокова	А	1 000	0,78	0,5	0,84	0,14	7,69	48	6	5,12	32	4	–	–	–
	Б			0,6	0,76	0,09	10,3	64	8	5,76	36	5	4,48	28	4
	А	1 200	1,13	0,79	0,97	0,17	10,44	94	9	6,63	60	6	5,57	50	5
	Б			0,93	0,84	0,1	13,36	120	12	7,57	68	8	6,01	54	6
	А	1 400	1,54	1,1	1,12	0,22	11,42	140	12	7,79	96	8	5,84	72	6
	Б			1,3	0,93	0,12	14,34	176	16	10,12	124	11	7,46	92	8
	А	1 600	2,01	1,47	1,26	0,27	13,23	212	15	8,25	132	10	6,36	102	8
	Б			1,65	1,12	0,18	14,72	236	18	10,5	168	12	7,86	126	9
	А	1 800	2,55	1,83	1,43	0,3	13,23	268	17	8,46	172	11	6,9	140	9
	Б			2,17	1,2	0,19	16	328	22	10,62	216	15	7,1	144	11
	А	2 000	3,14	2,24	1,6	0,45	13,65	342	19	9,36	234	13	7,03	176	10
	Б			2,68	1,32	0,23	16,87	422	25	10,15	254	17	8,88	222	13
	А	2 200	3,8	2,76	1,74	0,52	14,26	432	22	9,44	286	15	7,13	216	11
	Б			3,18	1,51	0,31	16,57	502	27	11,23	340	18	5,7	260	14
	А	2 400	4,52	3,21	1,92	0,66	14,55	524	24	9,55	344	16	7,2	260	12
	Б			3,77	1,65	0,37	17,23	620	30	11,43	412	20	8,78	316	15
	А	2 600	5,3	3,84	2,05	0,74	14,91	630	27	9,98	422	18	7,71	326	14
	Б			4,52	1,73	0,39	18,23	770	34	12,35	522	23	9,14	386	17
	А	2 800	6,15	4,41	2,23	0,87	15,25	748	29	10,12	496	19	7,75	380	15
	Б			5,35	1,8	0,4	18,58	910	38	12,45	610	25	9,31	456	19
	А	3 000	7,07	5,01	2,4	1,03	14,87	838	31	9,95	560	21	7,28	410	16
	Б			5,94	2,04	0,56	18,18	1 024	39	12,15	684	26	9,3	524	20
	А	3 200	8,04	5,76	2,54	1,14	15,32	982	34	10,51	674	23	7,7	496	17
	Б			6,88	2,11	0,58	18,82	1 210	43	12,76	818	29	9,68	620	22
	А	3 400	9,08	6,44	2,72	1,32	15,38	1 112	36	10,22	740	24	7,62	556	18
	Б			7,76	2,26	0,68	18,91	1 368	46	12,66	916	31	9,5	688	23
	А	3 600	10,2	7,39	2,85	1,4	15,87	1 290	39	9,84	800	26	7,83	636	20
	Б			8,73	2,38	0,73	19,11	1 554	49	12,77	1 036	33	9,67	786	25
	А	3 800	11,3	8,08	3,03	1,61	15,8	1 424	41	10,45	938	27	8,66	780	21
	Б			9,54	2,57	0,88	19,08	1 720	51	12,56	1 140	34	9,72	876	26
	А	4 000	12,6	8,96	3,2	1,82	15,83	1 590	43	10,67	1 072	29	8,08	812	22
	Б			10,78	2,64	0,91	19,38	1 946	55	12,98	1 304	37	9,84	988	28
ТКП двопотокова	А	1 400	1,54	1,02	1,88	0,22	6,3	78	3	–	–	–	–	–	–
	Б			–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	А	1 600	2,01	1,25	2,24	0,33	7,24	116	4	5,65	90	3	–	–	–
	Б			1,42	2,06	0,26	9,75	156	5	5,65	90	3	5,65	90	3
	А	1 800	2,55	1,72	2,4	0,38	8,09	164	6	5,14	104	4	–	–	–
	Б			1,88	2,26	0,3	9,27	188	7	6,91	140	5	5,13	104	4
	А	2 000	3,14	2,08	2,64	0,46	8,95	224	7	6,24	156	5	4,95	124	4
	Б			2,41	2,4	0,32	11,35	234	9	7,66	192	6	6,24	156	5
	А	2 200	3,8	2,51	3,02	0,53	9,12	276	8	5,94	180	5	4,48	136	4
	Б			2,92	2,72	0,36	11,63	352	10	8,05	244	7	5,94	180	5
	А	2 400	4,52	2,93	3,3	0,69	9,56	344	9	6,56	236	6	5,34	192	5
	Б			3,39	2,98	0,5	11,69	420	11	7,57	272	7	6,45	232	6
	А	2 600	5,3	3,62	3,46	0,76	11,4	480	11	7,4	312	7	6,1	256	6
	Б			4,03	3,24	0,55	13,35	564	13	9,3	392	9	7,15	308	7
	А	2 800	6,15	4,36	3,6	0,81	12,32	604	13	8,66	424	9	6,78	332	7
	Б			4,89	3,3	0,58	14,02	688	15	9,4	464	10	7,48	368	8
	А	3 000	7,07	4,74	4,08	1,03	11,68	656	13	8,03	452	9	6,11	344	7
	Б			5,39	3,66	0,77	14	784	16	9,44	532	11	7,09	396	8
	А	3 200	8,04	5,59	4,22	1,12	12,35	788	15	8,66	536	10	6,27	416	8
	Б			6,18	3,92	0,83	14,29	912	17	9,34	600	11	7,5	480	9
	А	3 400	9,08	6,23	4,52	1,32	12,3	890	16	8,61	624	11	6,24	452	8
	Б			7,11	4,08	0,89	14,28	1 032	19	10,11	732	13	7,8	564	10
	А	3 600	10,18	7,11	4,76	1,43	12,75	1 032	17	8,3	672	11	6,67	540	9
	Б			8,07	4,26	0,95	15,5	1 256	21	10,42	840	14	8,05	652	11
	А	3 800	11,34	7,68	5,14	1,69	12,8	1 148	18	8,65	776	12	6,46	580	9
	Б			8,93	4,46	1,11	15,3	1 380	22	10,5	940	15	7,7	692	11
	А	4 000	12,57	8,75	5,28	1,79	13,4	1 336	20	8,79	876	13	6,82	680	10
	Б			10	4,7	1,22	16,04	1 608	24	10,68	1 060	16	8,1	800	12

**Таблиця Б.18 – Маса клапанних тарілок [2, 14, 31]**

Діаметр колони, мм	Маса тарілки, кг (не більше)					
	однопотоківих типу ТКП			двупотоківих типу ТКП		
	з вуглецевої сталі		з корозійно-стійкої сталі	з вуглецевої сталі		з корозійно-стійкої сталі
	загальна	зокрема деталей із корозійно-стійкої сталі		загальна	зокрема деталей із корозійно-стійкої сталі	
1 000	80	45	55	–	–	–
1 200	95	55	70	–	–	–
1 400	125	70	90	190	60	125
1 600	145	80	100	230	70	140
1 800	170	100	125	270	80	160
2 000	200	120	145	360	110	210
2 200	225	135	170	390	120	230
2 400	270	160	200	430	130	275
2 600	290	175	220	470	145	300
2 800	330	200	240	520	155	330
3 000	360	220	270	570	170	370
3 200	470	280	350	620	185	420
3 400	500	300	395	680	210	470
3 600	570	340	445	750	230	520
3 800	620	370	480	820	250	560
4 000	670	400	520	900	270	620

Однопотоківая тарілка типу ТКП

Двупотоківая тарілка типу ТКП

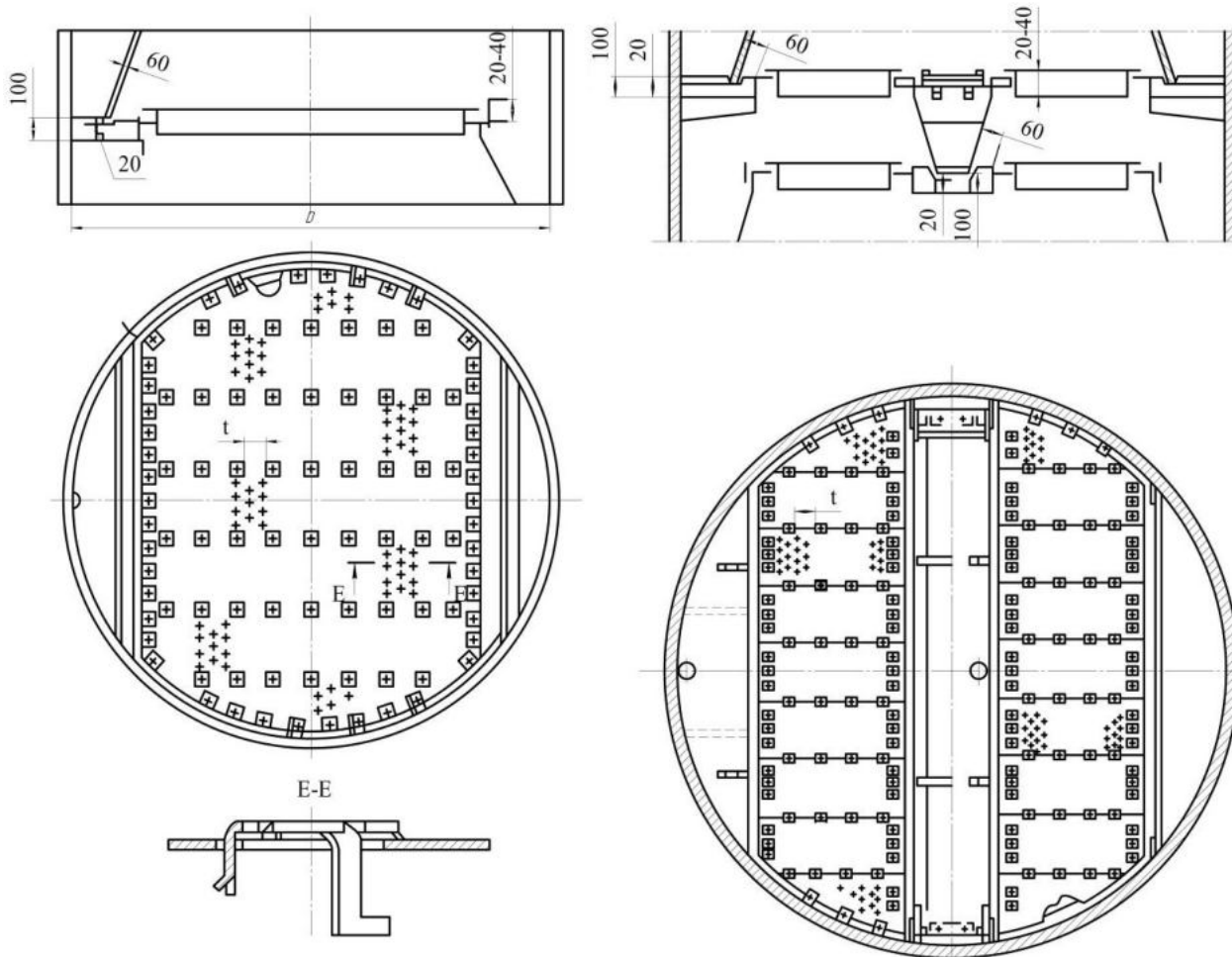


Рисунок Б.26 – Клапанні тарілки колонних апаратів

**Таблиця Б.19 – Характеристика ситчасто-клапанних тарілок [32]**

Діаметр колони, мм	Модифікація	Виконання	Відносний вільний переріз, %										Кількість клапанів	Кількість клапанів
			ситчастого полотна з отворами діаметром, мм											
			5					8						
			за кроку між отворами, мм											
			11	12	13	15	17	18	16	17	18			
400	–	–	7,1	6,1	6,2	5,5	4,6	4,6	8,0	7,0	6,8	2,9	3	
600	–	–	11,2	10,1	10,4	9,0	7,9	7,6	12,4	11,5	10,6	5,1	12	
800	–	–	18,9	11,7	11,7	10,3	9,4	9,0	14,0	13,2	12,2	6,5	27	
1 000	А	1	7,0	5,8	6,0	4,6	3,2	2,8	8,9	7,4	6,4	5,8	38	
	Б		8,8	7,4	6,9	6,7	6,6	6,6	16,8	16,6	16,5	3,1	20	
1 200	А	1	7,3	5,7	6,1	4,3	3,1	2,8	9,7	7,9	5,6	6,5	61	
		2	6,4	5,3	5,5	3,9	2,9	2,6	10,2	8,6	7,8	5,3	50	
	Б	1	9,2	7,5	7,1	5,1	3,9	3,5	11,3	9,6	8,6	3,2	30	
		2	8,3	7,3	6,3	4,8	3,5	2,7	10,1	8,5	6,6	2,5	24	
1 400	А	1	7,9	5,6	6,6	4,8	3,7	3,2	9,9	8,5	7,2	7,0	90	
		2	5,7	4,6	4,9	3,5	2,6	2,3	7,3	6,0	5,2	5,0	64	
	Б	1	11,4	9,4	8,4	6,4	5,0	4,4	14,0	12,9	10,8	3,6	46	
		2	7,1	6,0	5,6	4,1	3,1	2,8	9,0	7,5	6,8	2,5	32	
1 600	А	1	8,2	6,7	6,9	5,0	3,9	3,3	10,4	8,6	7,5	7,1	119	
		2	6,3	5,1	5,3	3,9	2,9	2,5	7,9	6,6	4,7	5,4	91	
	Б	1	10,3	8,5	8,0	5,9	4,5	4,0	12,9	11,0	9,6	3,5	59	
		2	7,8	6,4	6,0	4,4	3,4	3,0	9,7	8,3	7,3	2,7	46	
1 800	А	1	8,4	6,8	7,2	5,1	3,9	3,4	10,5	8,8	7,6	7,4	156	
		2	5,6	4,4	4,6	3,3	2,4	2,2	6,9	5,8	5,0	5,0	105	
	Б	1	10,5	8,7	8,0	6,0	4,6	4,0	13,1	11,2	11,0	3,7	78	
		2	7,0	5,7	5,3	3,9	3,0	2,6	8,6	7,4	6,5	2,5	52	
2 000	А	1	8,5	6,8	7,1	5,2	4,0	3,6	10,6	9,0	7,8	7,6	199	
		2	6,1	5,2	5,1	4,0	3,1	2,5	8,1	7,0	5,6	5,5	144	
	Б	1	10,7	8,7	8,1	6,1	4,7	4,1	13,2	11,5	10,0	3,9	101	
		2	7,7	6,6	5,9	4,7	3,6	3,0	10,1	8,5	7,2	2,7	72	
2 200	А	1	8,3	7,2	7,5	5,5	4,2	3,7	11,1	9,3	7,1	7,2	228	
		2	5,7	4,7	4,9	3,5	2,6	2,3	7,3	5,9	5,2	4,7	150	
	Б	1	10,2	8,9	8,3	6,1	4,6	4,1	13,4	11,4	10,1	3,5	110	
		2	7,1	6,0	5,5	4,1	3,0	2,7	9,0	7,5	6,7	2,5	78	
2 400	А	1	8,1	6,4	6,8	4,9	3,7	3,2	10,2	8,5	7,3	6,6	248	
		2	6,1	5,0	5,2	3,8	2,8	2,5	7,7	6,4	5,6	5,3	200	
	Б	1	10,2	8,9	7,1	5,4	3,9	3,4	11,3	9,5	8,2	3,4	128	
		2	6,7	5,5	5,4	3,9	2,9	2,5	8,8	7,1	6,1	2,8	104	
2 600	А	1	8,8	7,1	7,3	5,1	4,1	3,5	11,0	9,4	8,0	6,9	308	
		2	5,6	4,6	4,8	3,4	2,6	2,2	7,1	5,9	5,2	4,9	216	
	Б	1	10,0	8,2	8,0	5,7	4,6	4,0	12,4	10,8	9,3	3,8	168	
		2	6,2	5,1	5,0	3,6	2,7	2,3	7,9	6,6	6,8	2,5	108	
2 800	А	1	9,0	7,3	7,5	5,5	4,2	3,7	11,3	9,4	8,2	7,7	396	
		2	6,0	4,8	5,0	3,7	2,8	2,5	7,5	6,3	5,5	5,2	268	
	Б	1	11,1	9,2	8,6	6,4	4,9	4,3	13,9	11,9	10,5	3,9	202	
		2	7,5	6,3	5,8	4,4	3,4	2,9	9,4	8,1	7,1	2,6	136	
3 000	А	1	8,9	7,2	7,3	5,4	4,1	3,6	11,2	9,4	8,1	7,1	420	
		2	5,6	4,6	4,7	3,4	2,6	2,2	7,0	5,9	5,1	4,5	228	
	Б	1	10,0	8,0	7,7	5,8	4,4	3,8	12,5	10,6	9,2	3,8	268	
		2	5,6	4,5	4,3	3,0	2,1	1,8	7,2	6,2	5,2	2,4	144	

Продовження таблиці Б.19

Діаметр колони, мм	Модифікація	Виконання	Відносний вільний переріз, %									Кількість клапанів	Кількість клапанів
			ситчастого полотна з отворами діаметром, мм										
			5					8					
			за кроку між отворами, мм										
			11	12	13	15	17	18	16	17	18		
3 200	А	1	9,1	7,2	7,6	5,6	4,2	3,7	11,3	9,6	8,2	7,9	530
		2	5,2	4,1	4,2	3,0	2,2	1,9	6,5	5,5	4,7	5,6	346
	Б	1	11,4	9,3	8,7	6,5	5,0	4,4	14,1	12,3	10,7	4,0	270
		2	7,0	5,8	5,4	4,0	3,1	2,7	8,4	7,5	6,6	2,6	172
3 400	А	1	9,1	7,4	7,7	5,6	4,2	3,6	11,5	9,6	7,9	7,3	552
		2	5,5	5,1	5,2	3,8	2,9	2,5	7,8	6,5	5,6	5,0	304
	Б	1	10,0	8,2	8,0	5,9	4,4	3,7	12,6	10,7	8,9	4,0	380
		2	6,2	5,6	5,5	4,0	3,0	2,7	8,7	7,3	6,3	2,7	208
3 600	А	1	8,8	6,9	7,3	5,4	4,1	4,2	11,1	9,3	8,1	7,7	656
		2	5,8	4,7	4,8	3,6	2,7	2,4	7,2	6,0	5,3	5,2	244
	Б	1	11,0	9,2	8,5	6,4	4,9	4,3	13,8	11,9	10,5	3,9	336
		2	7,2	6,0	5,5	4,1	3,1	2,8	9,0	7,6	6,8	2,7	228
3 800	А	1	9,3	7,5	7,8	5,8	4,4	3,9	11,6	9,9	8,5	8,1	772
		2	5,7	4,7	4,8	3,5	2,7	2,4	7,2	6,0	5,2	4,9	468
	Б	1	11,6	9,5	8,9	6,6	5,1	4,5	14,3	12,5	10,9	3,9	370
		2	7,0	5,8	5,4	4,0	3,0	2,7	8,8	7,5	6,6	2,5	230
4 000	А	1	8,9	7,1	7,4	5,4	4,1	3,6	11,0	9,4	8,0	8,0	832
		2	6,4	5,1	5,3	3,9	3,0	2,5	7,9	6,8	5,7	5,7	598
	Б	1	11,2	9,2	8,5	6,4	4,9	4,3	13,9	12,0	10,5	3,9	410
		2	8,0	6,6	6,1	4,6	3,5	3,0	9,9	8,6	7,4	2,8	294

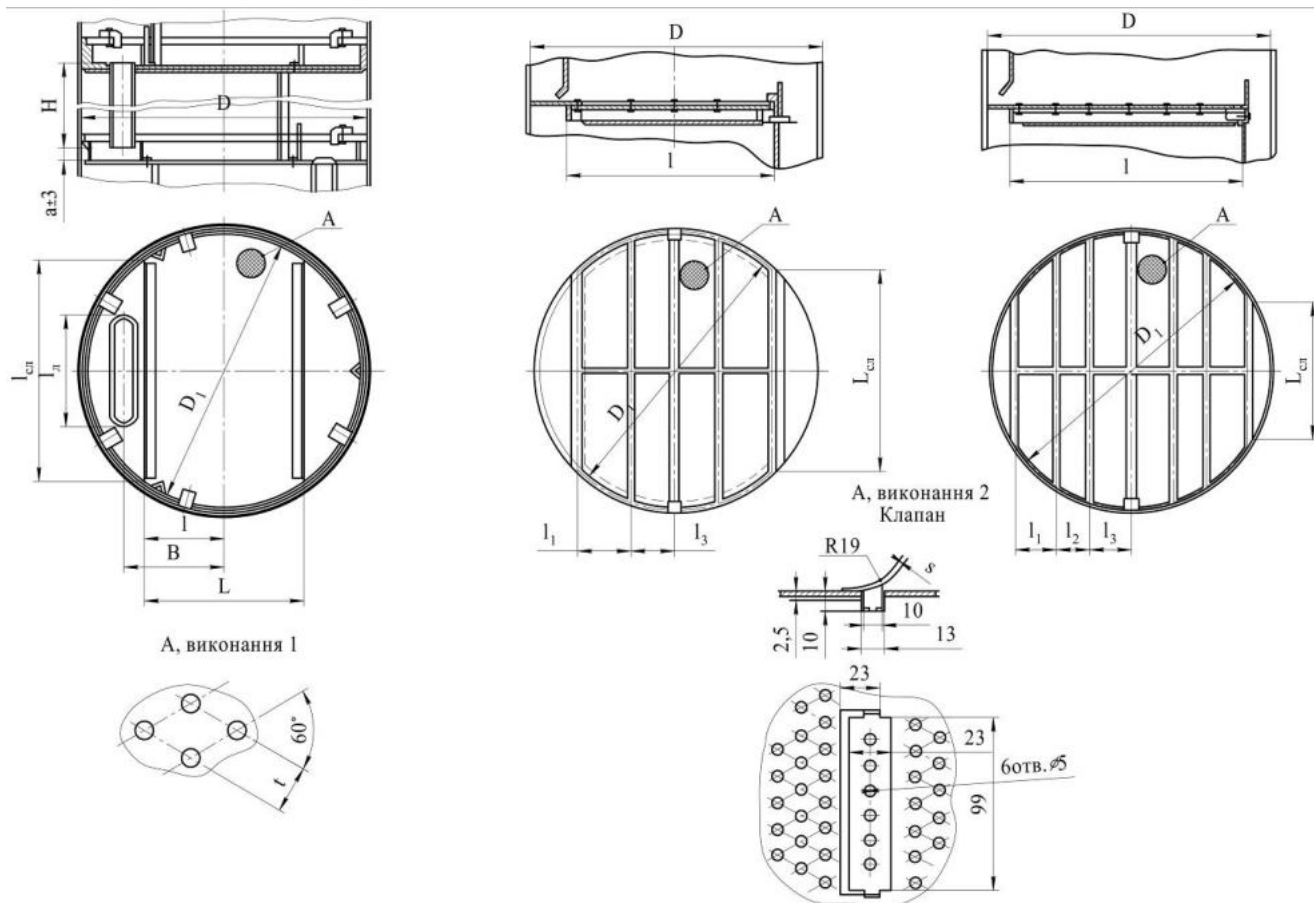
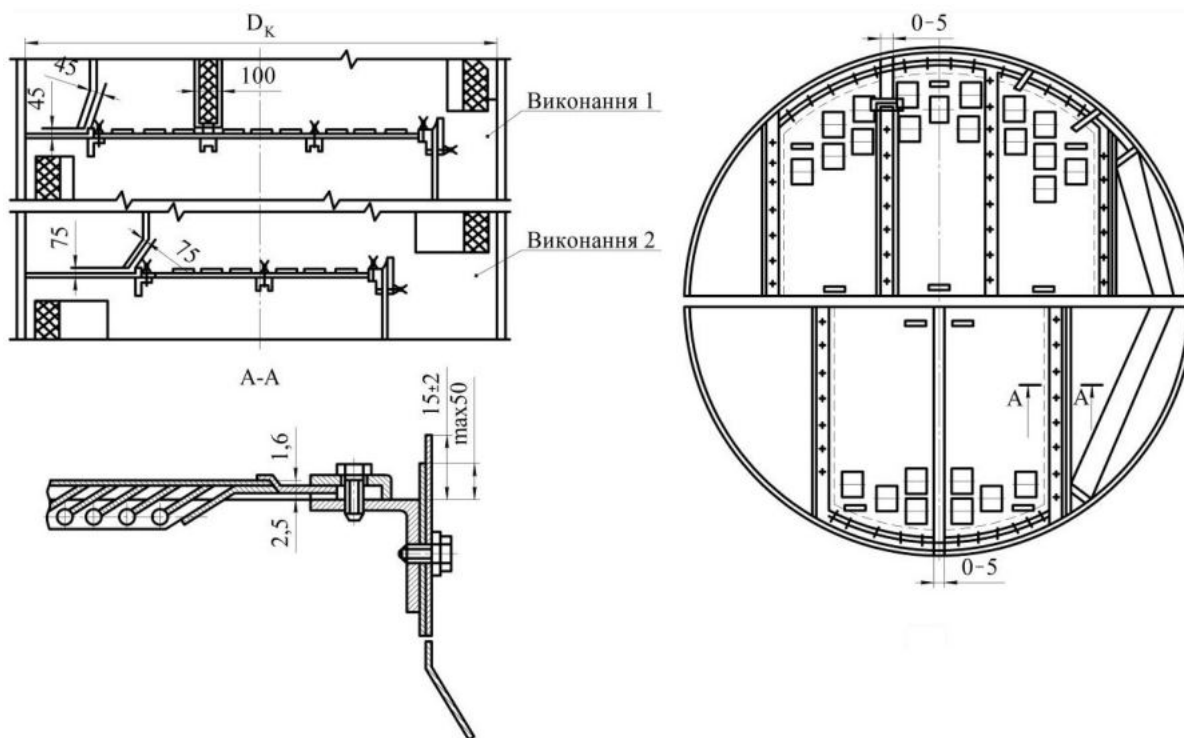


Рисунок Б.27 – Ситчasto-клапанні тарілки колонних апаратів (тарілки діаметром: зліва – від 0,4 м до 0,8 м; в центрі – від 1,0 м до 2,0 м; справа – від 2,2 м до 4,0 м)

**Таблиця Б.20 – Характеристика жалюзійно-клапанних тарілок [31]**

Діаметр колони, мм	Виконання	Вільний переріз колони, м <sup>2</sup>	Робочий переріз тарілки, м <sup>2</sup>	Вільний переріз тарілки, м <sup>2</sup>	Відносна площа для проходу парів, %	Площа зливу, м <sup>2</sup>	Відносна площа зливу, %	Периметр зливу, м	Кількість рядів жалюзійних елементів	Кількість жалюзійних елементів	Маса тарілки, кг
1 000	1	0,785	0,713	0,21	26,32	0,036	4,6	0,573	5	18	51,5
1 200	1	1,13	1,01	0,31	27,7	0,06	5,3	0,722	5	27	71,5
	2		0,896	0,23	20,1	0,12	10,5	0,884	4	20	68,5
1 400	1	1,54	1,368	0,41	28,9	0,09	5,65	0,86	6	36	85,5
	2		1,072	0,3	19,5	0,23	15,2	1,135	4	26	85
1 600	1	2,01	1,834	0,55	27,4	0,09	4,4	0,795	7	48	108,5
	2		1,426	0,39	19,5	0,29	14,5	1,28	5	34	100
1 800	1	2,54	2,294	0,67	26,3	0,12	4,85	1,05	8	58	138,5
	2		1,64	0,48	19	0,45	17,7	1,52	5	42	115
2 000	1	3,14	2,822	0,9	28,6	0,16	5,06	1,19	9	78	157
	2		2,09	0,64	20,5	0,53	16,7	1,66	6	56	128
2 200	1	3,8	3,478	1,1	29,1	0,16	4,25	1,24	10	96	182,5
	2		2,46	0,71	18,8	0,67	15	1,85	6	62	173,5
2 400	1	4,52	3,9	1,24	27,5	0,32	6,9	1,57	10	108	221,5
	2		2,96	0,87	19,3	0,77	17	2	7	76	202,5
2 600	1	5,3	4,784	1,61	30,4	0,26	4,88	1,54	12	140	265
	2		3,27	1,1	20,4	1,02	19,2	2,25	7	94	233,5
2 800	1	6,16	5,64	1,89	30,6	0,26	4,2	1,575	13	164	273
	2		3,96	1,27	20,6	1,1	17,9	2,385	8	110	239,5
3 000	1	7,06	6,43	2,26	31,8	0,32	4,4	1,715	14	196	325
	2		4,52	1,43	20,2	1,27	18	2,61	8	124	277,5
3 200	1	8,04	7,268	2,58	32	0,39	4,7	1,86	15	224	379,5
	2		5,03	1,76	21,8	1,51	18,7	2,74	9	150	367
3 400	1	9,06	9,308	2,82	31,4	0,38	4,15	1,905	16	248	407
	2		5,88	1,91	21,2	1,59	17,6	2,87	10	178	359
3 600	1	10,2	9	3	29,8	0,59	57	2,24	16	276	434
	2		6,3	2,16	21,2	1,95	19,1	3,1	10	192	394



**Рисунок Б.28 – Жалюзійно-клапанна тарілка типу ТСЖК**

**Таблиця Б.21 – Характеристика ґратчастих тарілок [2, 31]**

Діаметр колони, мм	Матеріал тарілки	Крок щілин $t$ , мм											Маса тарілки, кг	
		8	10	12	14	16	18	20	22	24	28	32		36
		відносний вільний переріз тарілки, $m^2/m^2$												
1 000	легована сталь ( $s = 2$ мм, $b = 4$ мм)	0,22	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	–	–	–	38
1 200		0,24	0,21	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	–	–	–	49
1 400		0,25	0,21	0,18	0,16	0,16	0,12	0,10	0,09	0,08	–	–	–	60
1 600		0,26	0,20	0,17	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	–	–	–	79
1 800		0,28	0,22	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	94
2 000		0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	–	–	–	129
2 200		0,27	0,20	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	151
2 400		0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	196
2 600		0,30	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	228
2 800		0,27	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	249
3 000		0,28	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	–	–	–	285
1 000	вуглецева сталь ( $s = 4$ мм, $b = 6$ мм)	–	0,27	0,22	0,19	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	55
1 200		–	0,32	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,08	72
1 400		–	0,32	0,26	0,23	0,20	0,17	0,16	0,15	0,14	0,11	0,10	0,09	91
1 600		–	0,31	0,25	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	123
1 800		–	0,32	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	148
2 000		–	0,31	0,26	0,28	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	199
2 200		–	0,32	0,26	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	235
2 400		–	0,31	0,27	0,22	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	301
2 600		–	0,31	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	335
2 800		–	0,36	0,28	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	367
3 000		–	0,33	0,28	0,24	0,21	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	389

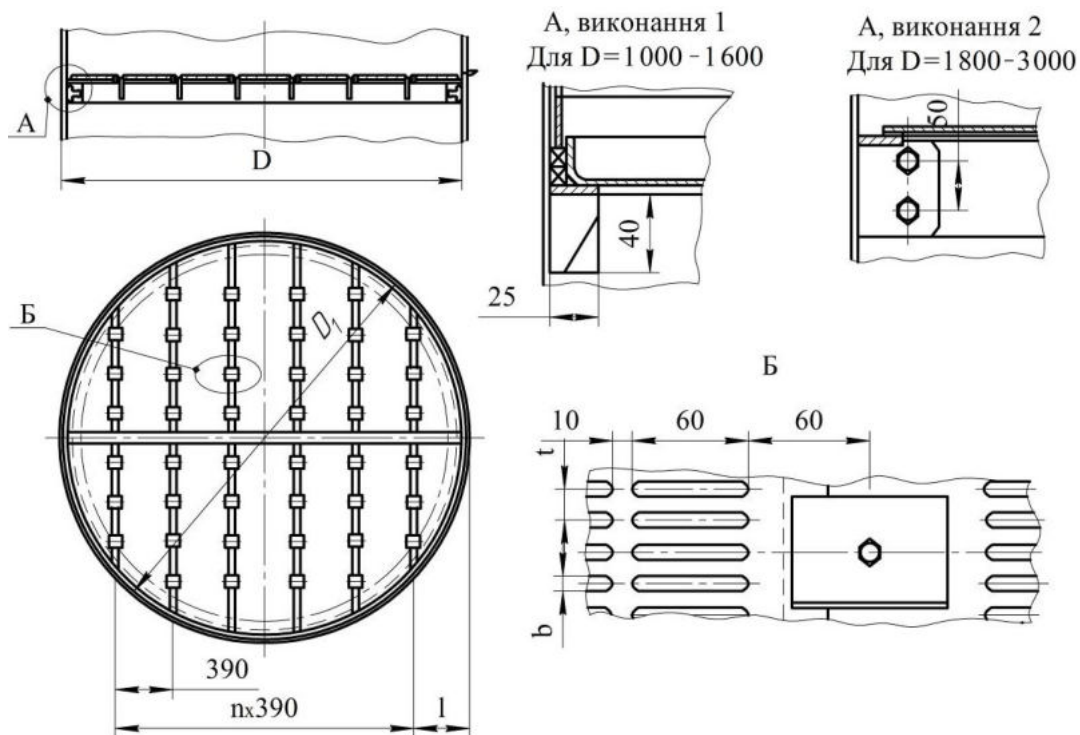
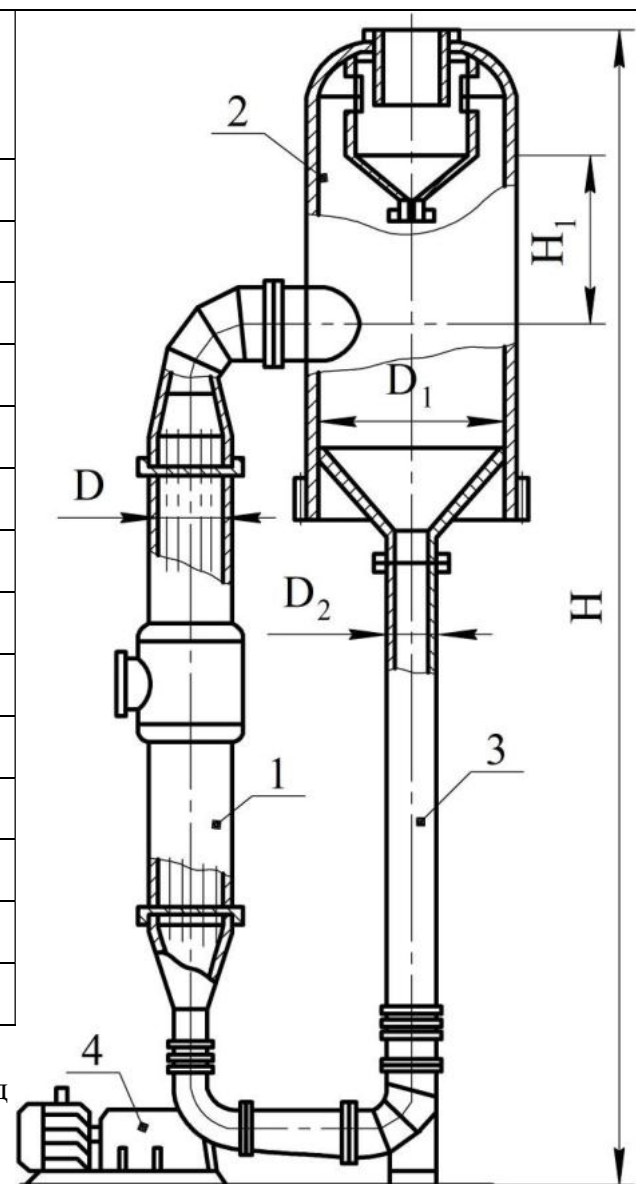


Рисунок Б.29 – Ґратчасті тарілки провального типу

**Таблиця Б.22 – Технічна характеристика випарних апаратів із примусовою циркуляцією та винесеною гріючою камерою (рис. Б.30) [2, 9]**

Номинальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup>	Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Діаметр циркуляційної труби $D_2$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
25	400	1 200	200	19 000	6 000
40	600	1 400	250	19 000	6 600
63	600	1 900	400	19 000	8 300
100	800	2 200	500	21 000	11 300
125	800	2 600	500	21 000	13 000
160	1 000	2 800	600	21 000	15 500
200	1 000	3 000	600	23 500	19 000
250	1 200	3 400	700	23 500	26 500
315	1 200	3 800	800	23 500	29 800
400	1 400	4 000	900	25 000	32 000
500	1 600	4 500	1 000	25 000	42 000
630	1 800	5 000	1 000	25 000	55 000
800	2 000	5 600	1 200	25 500	62 000
1 000	2 200	6 300	1 400	25 500	65 000



356

Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 3 000 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,0 МПа.

Примітка 3. Діаметр труб  $d = 38 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ , довжина  $l = 6 000 \text{ мм}$

Рисунок Б.30 – Випарний апарат із примусовою циркуляцією розчину та винесеною гріючою камерою:

1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – електронасосний агрегат



**Таблиця Б.23 – Технічна характеристика випарних апаратів із примусовою циркуляцією та співвісною гріючою камерою (рис. Б.31) [2, 9]**

Номинальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup>	Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Діаметр циркуляційної труби $D_2$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
25	400	1 000	200	19 500	6 200
40	600	1 200	250	19 500	7 000
63	600	1 600	400	19 500	9 500
100	800	1 800	500	21 500	14 500
125	800	2 200	500	21 500	15 500
160	1 000	2 400	600	21 500	20 000
200	1 000	2 800	600	24 500	22 500
250	1 200	3 200	700	24 500	28 000
315	1 200	3 600	800	24 500	36 000
400	1 400	3 800	900	26 000	44 500
500	1 600	4 000	1 000	26 000	55 500
630	1 800	4 500	1 000	26 000	69 500
800	2 000	5 000	1 200	26 500	87 500
1 000	2 200	5 600	1 400	26 500	112 000

Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 3 000 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,6 МПа.

Примітка 3. Діаметр труб  $d = 38 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ , довжина  $l = 6 000 \text{ мм}$

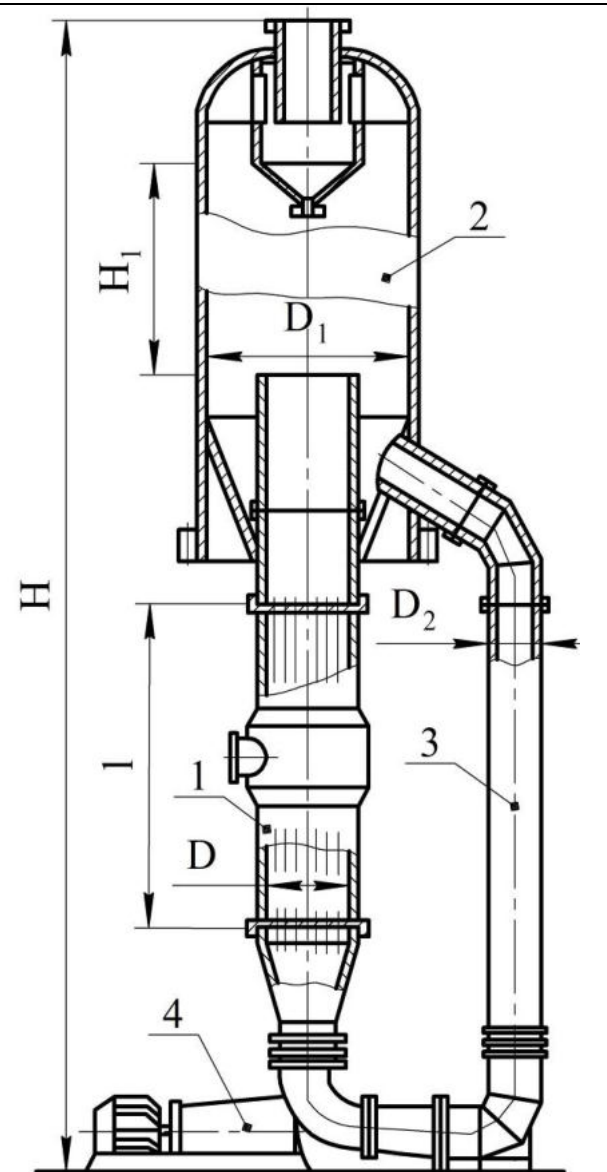
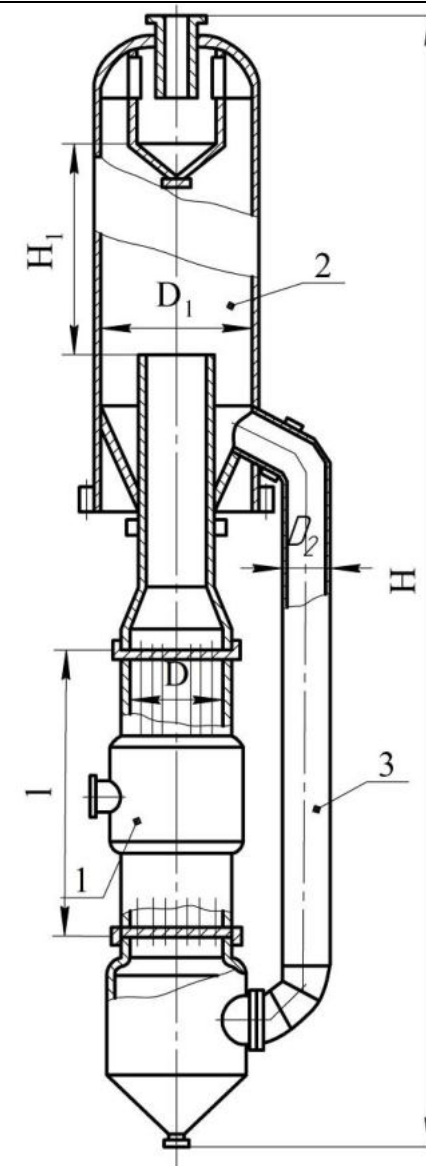


Рисунок Б.31 – Випарний апарат із примусовою циркуляцією розчину та співвісною гріючою камерою:

1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – електронасосний агрегат

**Таблиця Б.24 – Технічна характеристика випарних апаратів із природною циркуляцією, співвісною гріючою камерою і солевідділенням (рис. Б.32) [2, 9]**

Номінальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup> , за діаметра труб 38 мм × 2 мм і довжини		Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Діаметр циркуляційної труби $D_2$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
$l = 4\ 000$ мм	$l = 6\ 000$ мм					
10	–	400	600	200	14 500	1 900
16	–	400	800	250	14 500	2 500
25	–	600	1 000	300	14 500	2 700
40	50	600	1 200	400	15 500	3 000
63	80	800	1 600	500	15 500	3 500
100	112	1 000	1 800	600	15 500	5 200
125	140	1 000	2 200	700	16 000	10 000
160	180	1 200	2 400	700	16 000	12 500
200	224	1 200	2 800	800	16 000	15 000
250	280	1 400	3 200	900	16 500	20 000
315	355	1 600	3 600	1 000	17 500	23 000
–	400	1 600	3 800	1 000	17 500	30 000
–	450	1 600	4 000	1 000	18 000	31 500
–	500	1 600	4 500	1 200	18 000	33 000
–	560	1 600	4 500	1 200	18 000	40 000
–	630	1 800	5 000	1 200	19 000	43 500
–	710	1 800	5 600	1 400	19 000	48 500
–	800	2 000	5 600	1 400	19 000	50 000



Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 2 500 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,6 МПа

Рисунок Б.32 – Випарний апарат із природною циркуляцією розчину, співвісною гріючою камерою і солевідділенням:

1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба

**Таблиця Б.25 – Технічна характеристика випарних апаратів із природною циркуляцією та співвісною гріючою камерою (рис. Б.33 а) [2, 9]**

Номінальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup> , за діаметра труб 38 мм × 2 мм і довжини		Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Діаметр циркуляційної труби $D_2$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
$l = 3\ 000$ мм	$l = 4\ 000$ мм					
10	–	400	600	250	10 500	1 000
16	–	600	800	300	10 500	1 200
25	–	600	1 000	400	11 000	2 200
40	–	800	1 200	500	11 000	3 000
63	–	1 000	1 400	600	11 500	4 800
100	–	1 000	1 800	700	11 500	6 000
–	160	1 200	2 400	1 200	12 500	8 600
–	250	1 400	3 000	1 400	12 500	13 000
–	400	1 800	3 800	1 800	12 500	21 000

Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 2 000 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,0 МПа

**Таблиця Б.26 – Технічна характеристика випарних апаратів із природною циркуляцією та винесеною гріючою камерою (рис. Б.33 б) [2, 9]**

Номінальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup> , за діаметра труб 38 мм × 2 мм і довжини		Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Діаметр циркуляційної труби $D_2$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
$l = 4\ 000$ мм	$l = 5\ 000$ мм					
10	–	400	600	200	12 000	1 700
16	–	400	800	250	12 000	2 500
25	–	600	1 000	300	12 500	3 000
40	–	600	1 200	400	12 500	4 700
63	–	800	1 600	500	13 000	7 500
100	112	1 000	1 800	600	13 000	8 500
125	140	1 000	2 200	700	13 500	11 500
160	180	1 200	2 400	800	13 500	12 000
200	224	1 200	2 800	800	14 500	14 800
250	280	1 400	3 200	900	14 500	15 000
315	355	1 600	3 600	1 000	15 000	21 000
–	400	1 600	3 800	1 000	15 000	26 500
–	450	1 600	4 000	1 000	15 000	31 800
–	500	1 600	4 500	1 200	16 500	33 000
–	560	1 800	4 500	1 200	17 000	38 300
–	630	1 800	5 000	1 200	17 000	40 000
–	710	2 000	5 000	1 400	18 000	50 000
–	800	2 000	5 600	1 400	18 000	55 000

Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 2 500 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,0 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,0 МПа

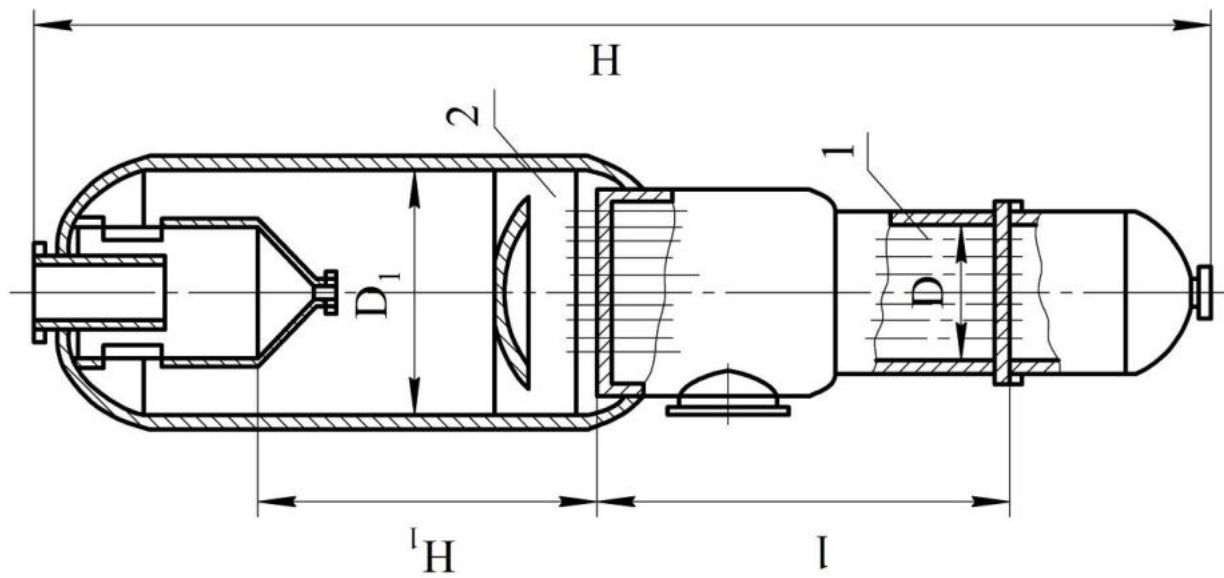


Рисунок Б.34 – Випарний апарат із висхідною плівкою і співвісною гріючою камерою: 1 – гріюча камера; 2 – сепаратор

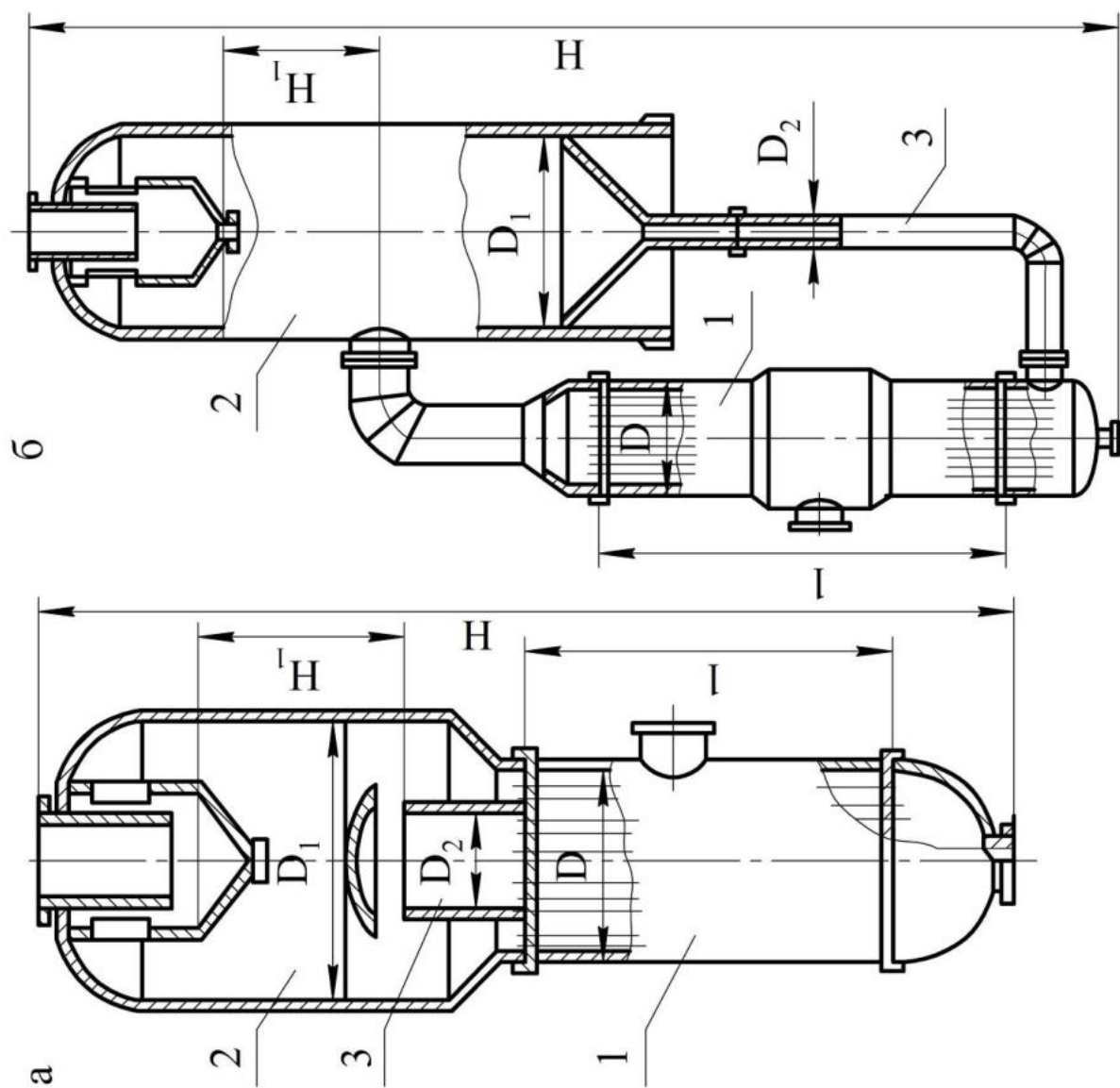


Рисунок Б.33 – Випарні апарати з природною циркуляцією розчину: а – із співвісною гріючою камерою; б – з винесеною гріючою камерою: 1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба

**Таблиця Б.27 – Технічна характеристика випарних апаратів із висхідною плівкою і співвісною грюючою камерою (рис. Б.34) [2, 9]**

Номінальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup> , за діаметра труб		Діаметр грюючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж	
$38 \text{ мм} \times 2 \text{ мм}$ і довжини	$57 \text{ мм} \times 2,5 \text{ мм}$ і довжини $l = 7 \text{ 000 мм}$					
$l = 5 \text{ 000 мм}$	$l = 7 \text{ 000 мм}$					
10	–	10	400	600	11 000	2 200
16	–	16	400	800	11 000	3 000
25	–	25	600	1 000	11 000	3 600
40	–	40	600	1 200	11 000	4 400
63	–	63	800	1 400	12 000	5 000
100	–	100	800	1 800	12 000	7 000
125	–	125	1 000	2 200	12 000	9 000
160	–	160	1 000	2 400	12 000	10 000
200	–	200	1 200	2 800	12 500	11 500
224	–	224	1 200	2 800	12 500	12 000
250	–	250	1 200	3 000	12 500	13 000
280	–	280	1 400	3 200	12 500	14 000
315	–	315	1 400	3 400	13 000	15 000
355	–	355	1 400	3 600	13 000	18 500
400	–	400	1 600	3 800	13 000	20 000
450	–	450	1 600	4 000	13 500	22 500
500	–	500	1 800	4 500	13 500	24 000
560	–	560	1 800	4 500	13 500	26 000
630	–	630	1 800	5 000	14 000	29 000
710	–	710	2 000	5 000	14 000	31 000
800	–	800	2 200	5 600	14 500	37 800
–	–	900	2 200	5 600	14 500	40 500
–	1 000	–	2 000	6 300	14 500	42 600
–	–	1 120	2 400	6 300	15 000	45 400
–	1 250	–	2 200	6 300	15 000	51 900
–	–	1 400	2 800	7 000	16 000	60 300
–	1 600	–	2 400	7 500	16 000	70 200
–	–	1 800	3 000	8 000	16 500	75 000
–	2 000	–	2 800	8 500	16 500	83 000
–	–	2 240	3 200	9 000	17 000	90 000
–	2 500	–	3 000	9 500	17 000	103 000
–	2 800	–	3 200	10 000	18 000	120 000
–	3 150	–	3 400	10 000	18 000	130 000

Примітка 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більша ніж 2 500 мм.

Примітка 2. Умовний тиск у грюючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,6 МПа

**Таблиця Б.28 – Технічна характеристика випарних апаратів зі спадною плівкою і винесеною гріючою камерою (рис. Б.35) [2, 9]**

Номінальна площа поверхні теплообміну $F$ , м <sup>2</sup> , за діаметра труб 38 мм × 2 мм і довжини		Діаметр гріючої камери $D$ , мм, не менший ніж	Діаметр сепаратора $D_1$ , мм, не більший ніж	Висота апарата $H$ , мм, не більша ніж	Висота парового простору $H_1$ , мм, не більша ніж	Маса апарата $M$ , кг, не більша ніж
$l = 4\,000$ мм	$l = 6\,000$ мм					
10	12,5	400	600	9 000	1 500	1 500
16	20	400	800	9 000	1 500	2 000
25	31,5	600	1 000	9 500	1 500	2 900
40	50	600	1 200	9 500	1 500	3 600
63	80	800	1 600	10 500	1 500	5 800
100	112	1 000	1 800	12 000	2 000	8 800
125	140	1 000	2 200	12 000	2 000	10 000
160	180	1 200	2 400	12 500	2 000	13 000
200	224	1 200	2 800	12 500	2 000	15 000
250	280	1 400	3 200	13 500	2 000	20 000
315	355	1 600	3 600	15 000	2 000	23 500
–	400	1 600	3 800	15 000	2 000	30 500
–	450	1 600	4 000	16 000	2 000	32 500
–	500	1 600	4 500	16 000	2 000	35 500
–	560	1 600	4 500	16 000	2 000	40 000
–	630	1 800	5 000	17 000	2 000	45 500
–	710	1 800	5 000	17 000	2 000	51 000
–	800	2 000	5 600	18 000	2 000	58 500

Примітка. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 МПа до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 МПа до 1,0 МПа

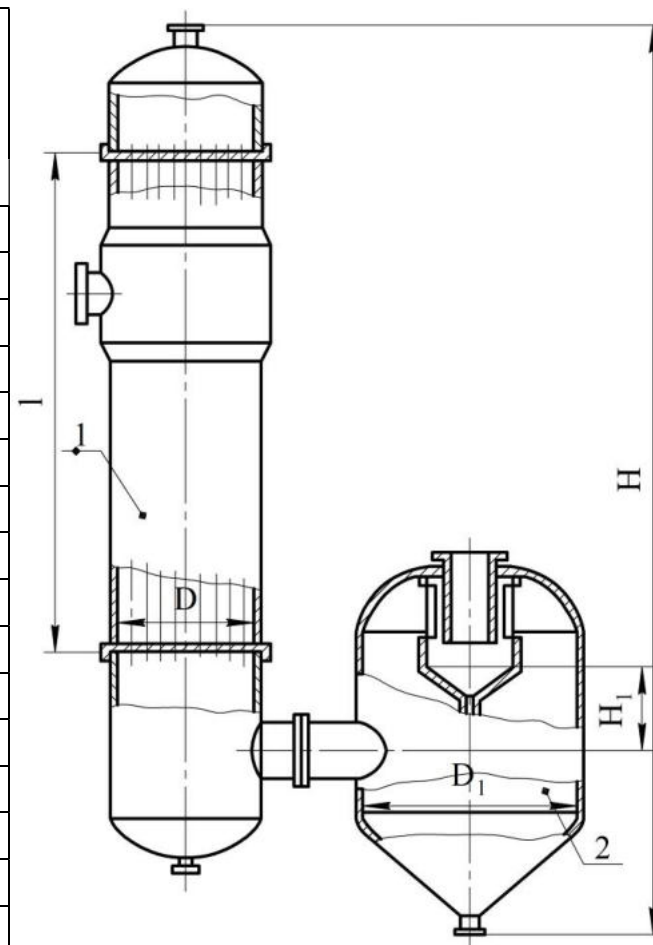


Рисунок Б.35 – Випарний апарат зі спадною плівкою і винесеною гріючою камерою: 1 – гріюча камера; 2 – сепаратор

**Таблиця Б.29 – Основні параметри барометричних конденсаторів конструкції НДІХІММАШ за залишкового абсолютного тиску 0,1 ат [19]**

Внутрішній діаметр конденсатора $D_k$ , мм	Середня швидкість потоку в нижній частині конденсатора, м/с		Продуктивність конденсатора	
	на повний переріз конденсатора $w_n$	в зазорі між корпусом і полицею $w_2$	об'ємна, м <sup>3</sup> /год	масова, кг/год
500	До 23	До 47	До 16 000	До 1 000
600	16–24	28–43	16 000–25 000	1 000–1 600
800	14–22	34–54	25 000–40 000	1 600–2 500
1 000	14–23	38–62	40 000–64 000	2 500–4 000
1 200	16–25	39–61	64 000–100 000	4 000–6 400
1 600	14–22	34–54	100 000–160 000	6 400–10 000
2 000	14–22	34–54	160 000–250 000	10 000–16 000

**Таблиця Б.30 – Основні розміри барометричних конденсаторів (рис. Б.36) [2, 9]**

Розмір, мм		Внутрішній діаметр конденсатора $D_k$ , мм							
		500	600	800	1 000	1 200	1 600	2 000	
Товщина стінки апарата $S$		5	5	5	6	6	8	10	
Відстань від верхньої полиці до кришки $a$		1 300	1 300	1 300	1 300	1 300	1 300	1 300	
Відстань від нижньої полиці до днища $r$		1 200	1 200	1 200	1 200	1 200	1 200	1 200	
Ширина полиці $b$		–	–	500	650	750	1 000	1 250	
Відстань між осями конденсатора і пастки:		$K_1$	675	725	950	1 100	1 200	1 450	1 650
		$K_2$	–	–	835	935	1 095	1 355	1 660
Висота установки $H$		4 300	4 550	5 080	5 680	6 320	7 530	8 500	
Ширина установки $T$		1 300	1 400	2 350	2 600	2 975	3 200	3 450	
Діаметр пастки $D_1$		400	400	500	500	600	800	800	
Висота пастки $h_1$ ( $h$ )		1 440	1 440	1 700	1 900	2 100	2 300	2 300	
Діаметр пастки $D_2$		–	–	400	400	500	600	800	
Висота пастки $h_2$		–	–	1 350	1 350	1 400	1 450	1 550	
Відстані між полицями:		$a_1$	220	260	200	250	300	400	500
		$a_2$	260	300	260	320	400	500	650
		$a_3$	320	360	320	400	480	640	800
		$a_4$	360	400	380	475	575	750	950
		$a_5$	390	430	440	550	660	880	1 070
Умовні проходи штудерів:	для входу пари $A$	300	350	350	400	450	600	800	
	для входу води $B$	100	125	200	200	250	300	400	
	для виходу парогазової суміші $B$	80	100	125	150	200	200	250	
	для барометричної труби $\Gamma$	125	150	200	200	250	300	400	
	повітряник $C$	–	–	25	25	25	25	25	
	для входу парогазової суміші $I$	80	100	125	150	200	200	250	
	для виходу парогазової суміші $Ж$	50	70	80	100	150	200	250	
	для барометричної труби $E$	50	50	70	70	80	80	100	



Таблиця Б.31 – Технічна характеристика вакуум-насосів типу ВВН [37]

Типорозмір	Залишковий тиск, мм рт. ст.	Продуктивність, м <sup>3</sup> /хв	Потужність на валу, кВт
ВВН-0,75	110	0,75	1,3
ВВН-1,5	110	1,5	2,1
ВВН-3	75	3	6,5
ВВН-6	38	6	12,5
ВВН-12	23	12	20
ВВН-25	15	25	48
ВВН-50	15	50	94

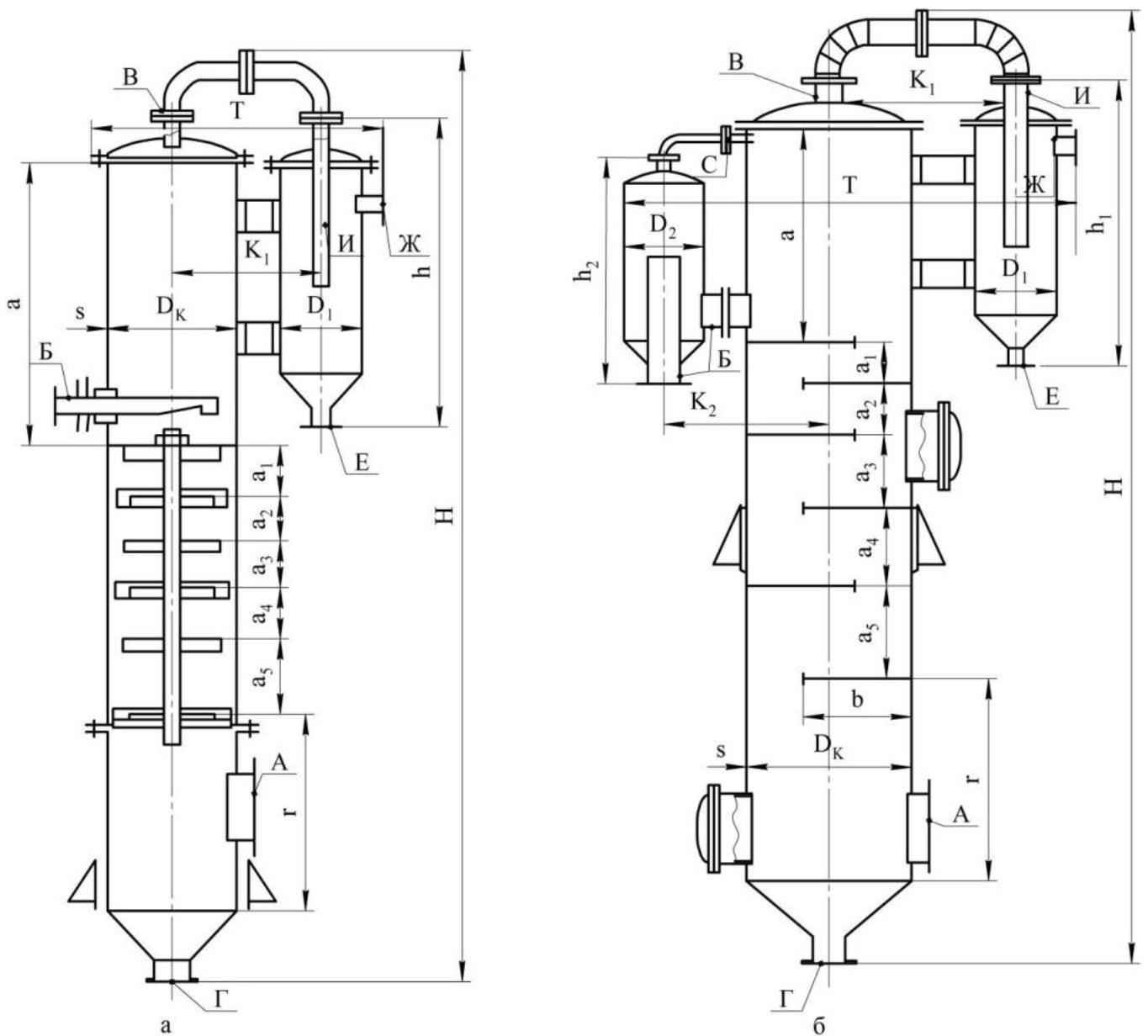


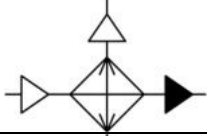
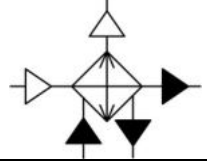
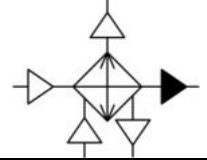
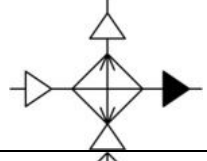

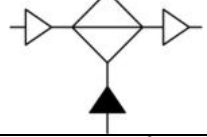
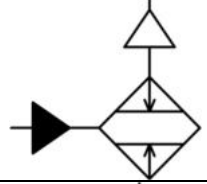
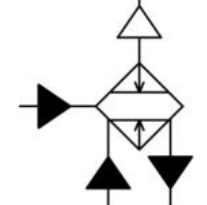
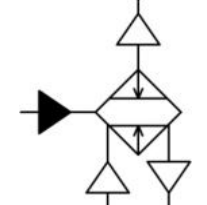
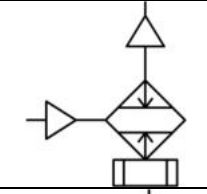
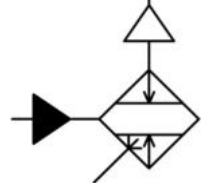
Рисунок Б.36 – Барометричні конденсатори конструкції НДІХІММАШ: а – з концентричними полицями діаметрами 500 мм і 600 мм; б – із сегментними полицями діаметрами 800–2 000 мм

**Додаток В**  
(довідковий)

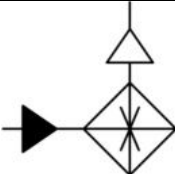
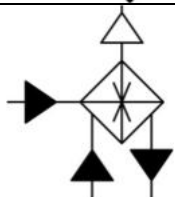
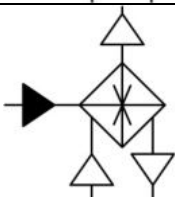
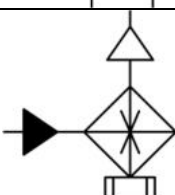
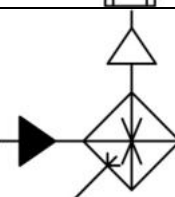
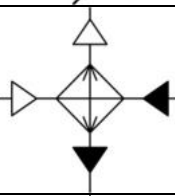
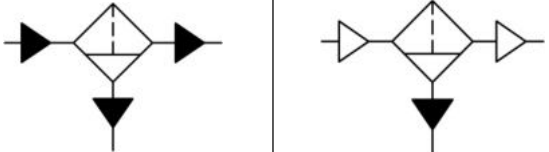
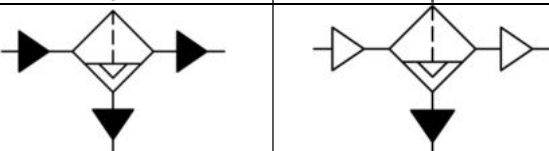
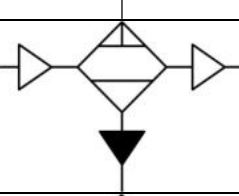
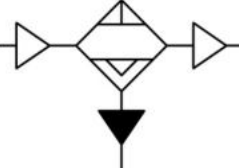
**Основні графічні зображення елементів технологічної схеми  
ЗАГАЛЬНЕ ПОЗНАЧЕННЯ МАШИН І АПАРАТІВ**

Найменування	Позначення	
	для рідини	для повітря (газу)
Охолоджувач із природним охолодженням		
Охолоджувач із примусовим охолодженням рідиною		
Охолоджувач із примусовим охолодженням повітрям (газом)		
Охолоджувач із примусовим охолодженням вентилятором		
Охолоджувач із примусовим охолодженням упорскуванням		
Підігрівач із природним обігріванням		
Підігрівач із примусовим обігріванням рідиною		
Підігрівач із примусовим обігріванням повітрям (газом)		
Підігрівач із примусовим обігріванням електричним струмом		
Підігрівач із примусовим обігріванням упорскуванням		
Терморегулятор, що працює у змінному режимі підведення тепла до робочого середовища та відведення тепла від робочого середовища (підведення і відведення тепла позначають, як наведено вище)		

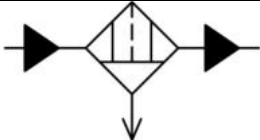
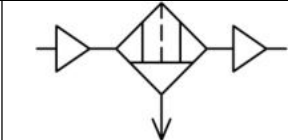
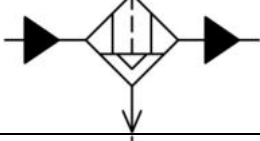
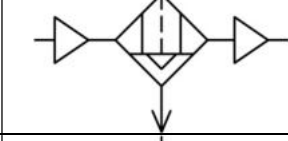
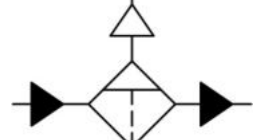
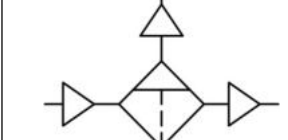
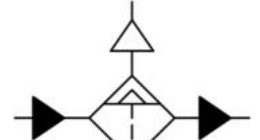

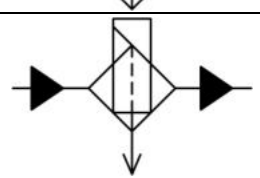
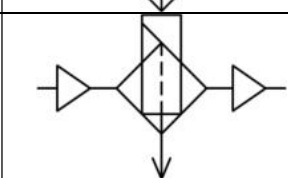
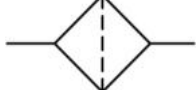
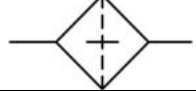

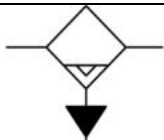
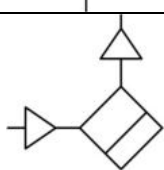
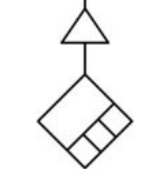
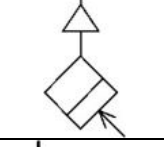

Продовження додатка В

Конденсатор із природним охолодженням	
Конденсатор із примусовим охолодженням рідиною	
Конденсатор із примусовим охолодженням повітрям (газом)	
Конденсатор із примусовим охолодженням вентилятором	
Розпилювач мастила	
Зволожувач повітря (газу)	
Випарник із природним обігріванням	
Випарник із примусовим обігріванням рідиною	
Випарник із примусовим обігріванням повітрям (газом)	
Випарник із примусовим обігріванням електричним струмом	
Випарник із примусовим обігріванням упорскуванням	

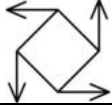
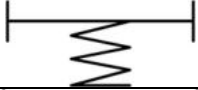
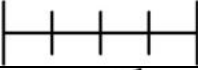


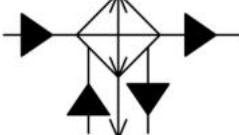
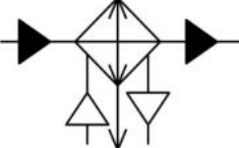
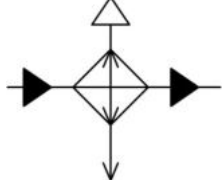
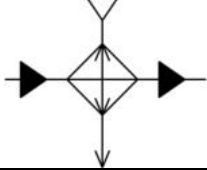
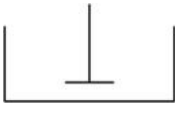
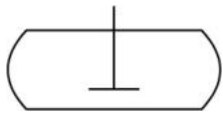
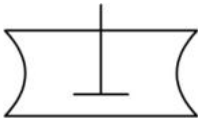
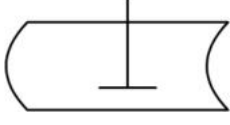
Продовження додатка В

<p>Апарат випарний із природним обігріванням</p>	
<p>Апарат випарний із примусовим обігріванням рідиною</p>	
<p>Апарат випарний із примусовим обігріванням повітрям (газом)</p>	
<p>Апарат випарний із примусовим обігріванням електричним струмом</p>	
<p>Апарат випарний із примусовим обігріванням упорскуванням</p>	
<p>Апарат колонний</p>	
<p>Фільтр для відділення рідких фракцій із ручним спуском</p>	
<p>Фільтр для відділення рідких фракцій з автоматичним спуском</p>	
<p>Фільтр для відділення рідких фракцій хімічним способом із ручним спуском</p>	
<p>Фільтр для відділення рідких фракцій хімічним способом з автоматичним спуском</p>	

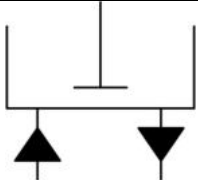
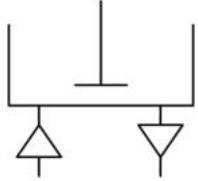
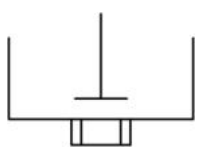
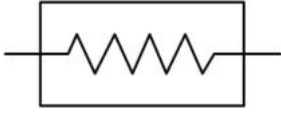
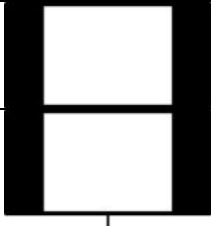
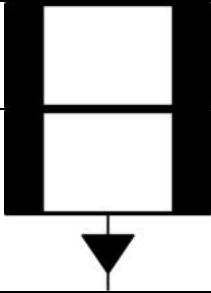
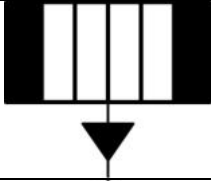
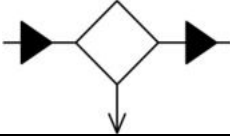

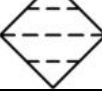
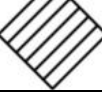
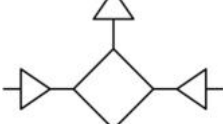
Продовження додатка В

Фільтр для відділення твердих фракцій із ручним очищенням		
Фільтр для відділення твердих фракцій з автоматичним очищенням		
Фільтр для відділення газових фракцій із ручним очищенням		
Фільтр для відділення газових фракцій з автоматичним очищенням		
Фільтр електромагнітний		
Фільтр повнопотоковий		
Фільтр неповнопотоковий		
Вологовіддільник із ручним спуском		
Вологовіддільник з автоматичним спуском		
Сушарка повітряна (газова), сушарка вакуумна		
Сушарка діелектрична		
Сушарка радіаційна		
Живильник із тяговими елементами		

Продовження додатка В

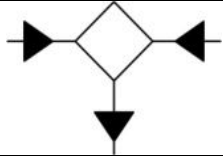
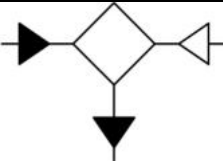
Живильник без тягових елементів обертвий	
Живильник без тягових елементів, який хитається	
Дозатор об'ємний	
Дозатор ваговий	
Дозатор об'ємно-ваговий	
Кристалізатор з охолодженням рідиною	
Кристалізатор з охолодженням повітрям (газом)	
Кристалізатор вакуумний	
Кристалізатор тиску	
Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами для рідких середовищ під атмосферним тиском	
Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною для рідких середовищ під тиском вище від атмосферного	
Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами мішалок для рідких середовищ під тиском нижче від атмосферного	
Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами мішалок для рідких середовищ під тиском вище та нижче від атмосферного поперемінно	

Продовження додатка В







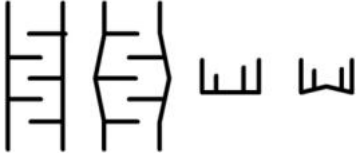



<p>Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами мішалок для рідких середовищ із підгрівом рідиною</p>	
<p>Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами мішалок для рідких середовищ із підгрівом повітрям (газом)</p>	
<p>Апарат із мішалкою лопатевою, пропелерною, турбінною та іншими типами мішалок для рідких середовищ із підгрівом електричним струмом</p>	
<p>Апарат із мішалкою якірною, валковою, тарілчастою та іншими типами мішалок для пастоподібних матеріалів</p>	
<p>Апарат із мішалкою для сипких матеріалів</p>	
<p>Центрифуга відстійна</p>	
<p>Центрифуга фільтрувальна</p>	
<p>Рідинні сепаратори (надцентрифуги)</p>	
<p>Апарат для подрібнення твердих матеріалів</p>	
<p>Апарат для сортування твердих матеріалів</p>	
<p>Гранулятор</p>	
<p>Змішувач газовий</p>	



Продовження додатка В

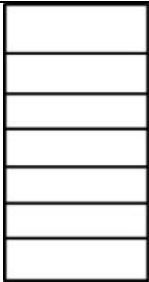

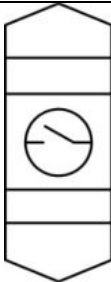
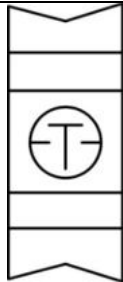
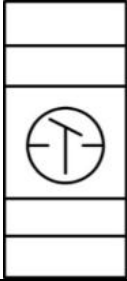
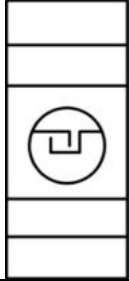
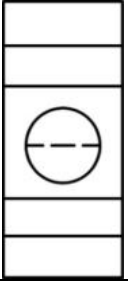



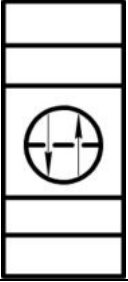
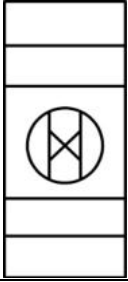
Змішувач рідинний	
Змішувач рідини та газу	

**ЗАГАЛЬНЕ ПОЗНАЧЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ АПАРАТІВ (ЄМНОСТЕЙ)  
ЗАЛЕЖНО ВІД РОБОЧОГО ТИСКУ**

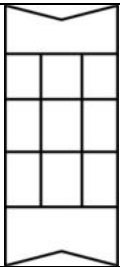
			
Обичайка апарата (ємності) під атмосферним тиском	Обичайка апарата (ємності) з внутрішнім тиском вище від атмосферного	Обичайка апарата (ємності) з внутрішнім тиском нижче від атмосферного	Днище апарата (ємності) під атмосферним тиском
			
Днище апарата (ємності) з внутрішнім тиском вище від атмосферного	Днище апарата (ємності) з внутрішнім тиском нижче від атмосферного	Зображення перегородок, які розподіляють потік, в обичайках та днищах	
			У корпусах апаратів (ємностях), якщо є можливість, зазначати тиск вищий чи нижчий від атмосферного лише зміною форми днища
Корпус апарата (ємність) під атмосферним тиском	Корпус апарата (ємність) з внутрішнім тиском вище від атмосферного	Корпус апарата (ємність) з внутрішнім тиском нижче від атмосферного	

## АПАРАТИ КОЛОННІ

### Апарати колонні тарілчасті

			
Загальне позначення	З ковпачковими тарілками під атмосферним тиском	Зі струминними тарілками під тиском вище від атмосферного	З клапанними тарілками під тиском нижче від атмосферного
			
З клапанними прямотечійними тарілками	З тарілками з S-подібних елементів	Із ситчастими тарілками	Із ситчастими тарілками з відбійними елементами
			
Із ситчато-клапанними тарілками під різним тиском	Із жалюзійно-клапанними тарілками	З ґратчато-провальними тарілками	З вихровими тарілками

### Апарати колонні насадкові

	
З насипною насадкою	З регулярною насадкою під тиском нижчим від атмосферного





Продовження додатка В

*Інші конструкції колонних апаратів*



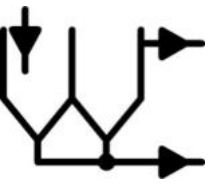
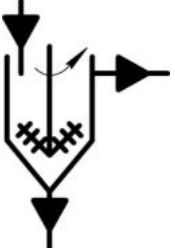
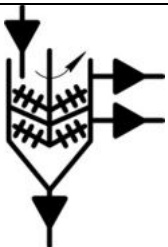

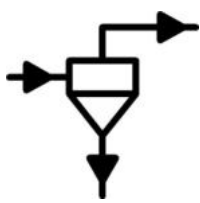

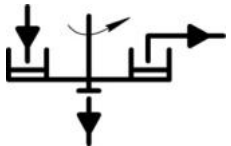
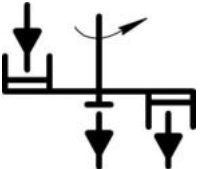
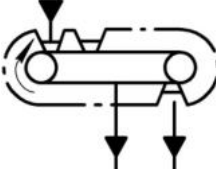
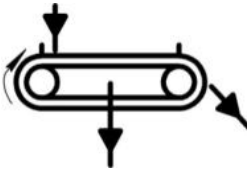
	
Апарат колонний пульсаційний	Апарат колонний роторний

**ВІДСТІЙНИКИ, ФІЛЬТРИ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТИ**

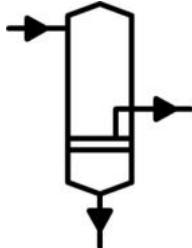
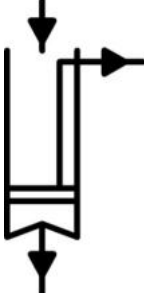
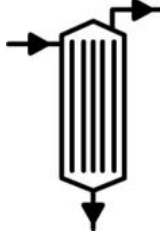
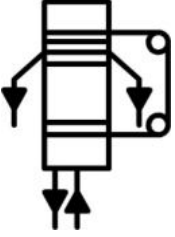
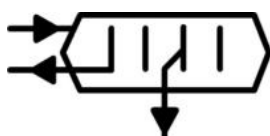
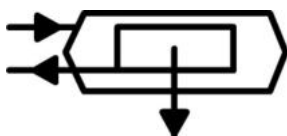
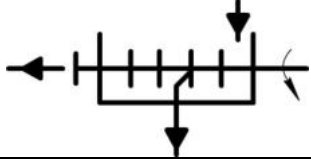
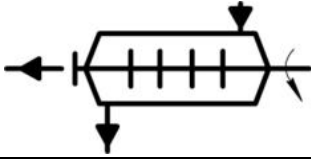
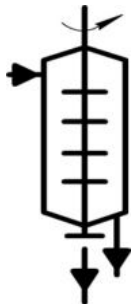
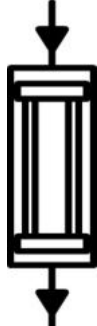
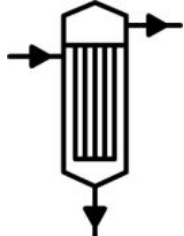
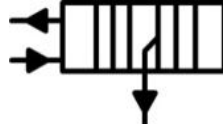
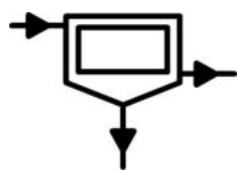
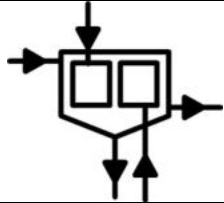
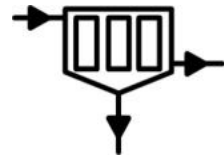
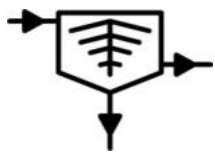
*Фільтрувальні перегородки*

			
Тканинні	Ситчасті	Пористі	Щілинні

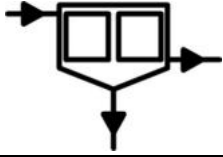
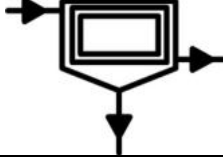
*Відстійники та фільтри*

			
Відстійник басейновий	Відстійник однокамерний	Відстійник багатокамерний	Згущувач гребко- вий одноярусний
			
Згущувач гребковий двоярусний	Фільтр пісочний гідростатичний	Гідроциклон	Фільтр барабанний
			
Фільтр тарілчастий	Фільтр ковшовий карусельний	Фільтр ковшовий конвеєрний	Фільтр стрічковий




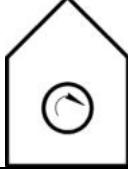





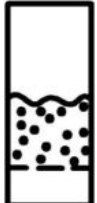






Продовження додатка В

			
Друк-фільтр	Нутч-фільтр (фільтр вакуумний)	Фільтр листовий вертикальний із внутрішнім тиском вище від атмосферного	Фільтр-прес із горизонтальними плитами
			
Фільтр листовий горизонтальний із поперечними листами і внутрішнім тиском вище від атмосферного	Фільтр листовий горизонтальний із поздовжніми листами і внутрішнім тиском вище від атмосферного	Фільтр дисковий вакуумний	Фільтр дисковий під тиском вище від атмосферного
			
Фільтр дисковий під тиском вище від атмосферного з горизонтальними дисками	Фільтр із гофрованим фільтро елементом	Фільтр патронний під тиском вище від атмосферного	Фільтр-прес із вертикальними плитами
			
Фільтр-сепаратор одноступінчастий	Фільтр-сепаратор двоступінчастий	Фільтр-сепаратор тріступінчастий	Фільтр-сепаратор статистичний (тарілчастий)





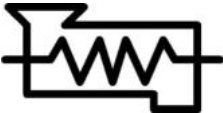
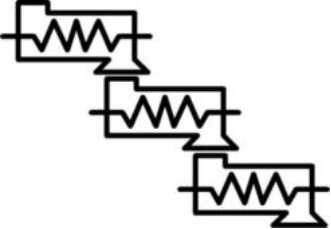
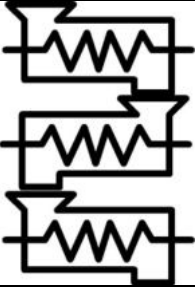



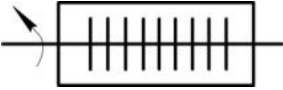
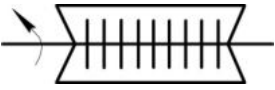
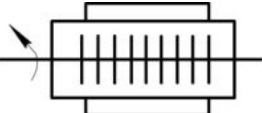
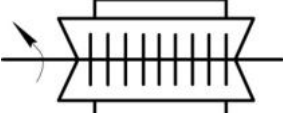
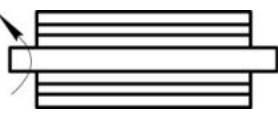
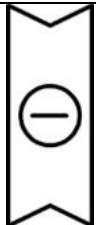

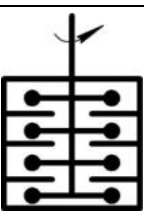
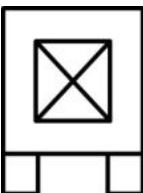
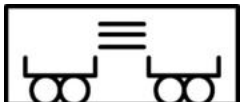
Продовження додатка В

		
Фільтр із протитечійним промиванням	Фільтр корзинчастий	Фільтр спіральний

СУШАРКИ

			
Апарати сушильні (загальне позначення)	Шафа сушильна під атмосферним тиском	Шафа сушильна під тиском нижче від атмосферного	Сушарка одновальцова під атмосферним тиском
			
Сушарка одновальцова під тиском нижче від атмосферного	Сушарка двовальцова під атмосферним тиском	Сушарка двовальцова під тиском нижче від атмосферного	Сушарка розпилююча з відцентровим розпиленням
			
Сушарка розпилююча з форсуноковим розпиленням	Сушарка з псевдозрідженим шаром	Сушарка з псевдозрідженим шаром циклонна	Сушарка з псевдозрідженим шаром аерофонтанна
			
Сушарка з псевдозрідженим шаром пневматична	Сушарка шахтна під атмосферним тиском	Сушарка шахтна під тиском вище від атмосферного	Сушарка шахтна під тиском нижче від атмосферного

Продовження додатка В



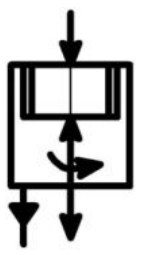


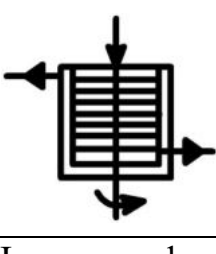


			
Сушарка однострічкова	Сушарка багатострічкова	Сушарка вальцьострічкова	Сушарка стрічкова петлева
			
Сушарка одношнекова	Сушарка шнекова галерейна	Сушарка шнекова багатоярусна	Сушарка вібраційна
			
Сушарка барабанна з обертвовим барабаном під атмосферним тиском	Сушарка барабанна з обертвовим барабаном під тиском нижче від атмосферного	Сушарка роторна під атмосферним тиском	Сушарка роторна під тиском нижче від атмосферного
			
Сушарка роторна із зовнішнім обігрівом під атмосферним тиском	Сушарка роторна із зовнішнім обігрівом під тиском нижче від атмосферного	Сушарка трубчаста	Сушарка сублімаційна
			
Сушарка полицно-дискова	Сушарка полицна з перекидними полицями	Сушарка камерна	Сушарка тунельна

**ЦЕНТРИФУГИ**



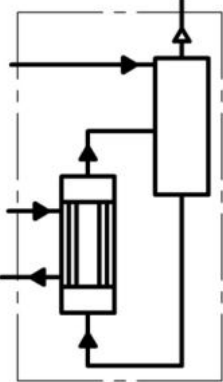
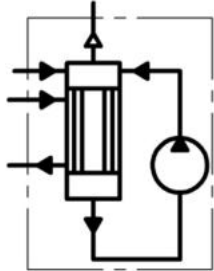
			
<p>Центрифуга фільтрувальна періодичної дії з ручним вивантаженням осаду</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна періодичної дії з гравітаційним вивантаженням осаду</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна періодичної дії з вивантаженням осаду ножами</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна безперервної дії з інерційним вивантаженням осаду</p>
			
<p>Центрифуга фільтрувальна безперервної дії з вібраційним вивантаженням осаду з горизонтальним конічним ротором</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна безперервної дії з вертикальним конічним ротором</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна безперервної дії з вивантаженням осаду пульсуючим поршнем</p>	<p>Центрифуга фільтрувальна безперервної дії зі шнековим вивантаженням осаду</p>
			
<p>Центрифуга відстійна періодичної дії з ручним вивантаженням осаду</p>	<p>Центрифуга відстійна періодичної дії з гравітаційним вивантаженням осаду</p>	<p>Центрифуга відстійна періодичної дії з вивантаженням осаду ножами</p>	<p>Центрифуга відстійна безперервної дії зі шнековим вивантаженням осаду (горизонтальний шнек)</p>



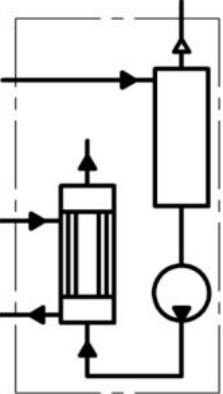
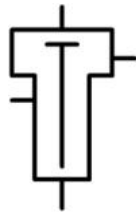
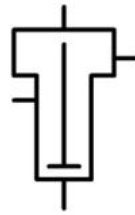
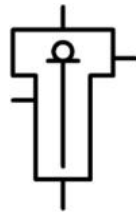

Продовження додатка В

			
Центрифуга відстійна безперервної дії зі шнековим вивантаженням осаду (вертикальний шнек)	Центрифуга із зовнішнім гідравлічним приводом ротора неповнопоточна	Центрифуга із зовнішнім гідравлічним приводом ротора повнопоточна	Центрифуга неповнопоточна з внутрішнім гідравлічним приводом ротора
			
Центрифуга повнопоточна з внутрішнім гідравлічним приводом ротора	Надцентрифуга трубчаста періодичної дії з ручним вивантаженням осаду	Надцентрифуга (сепаратор) безперервної дії з ручним вивантаженням осаду	Надцентрифуга (сепаратор) безперервної дії з гідравлічним вивантаженням осаду









**ВИПАРНІ АПАРАТИ**

			
Загальне позначення	Апарат випарний із природною циркуляцією розчину та співвісною гріючою камерою	Апарат випарний із природною циркуляцією розчину та винесеною гріючою камерою	Апарат випарний із примусовою циркуляцією розчину та співвісною гріючою камерою

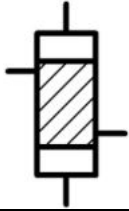



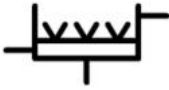
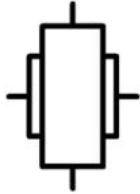

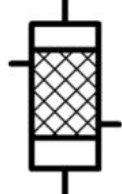
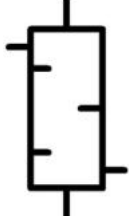



Продовження додатка В

				
Апарат випарний із примусовою циркуляцією розчину та винесеною гріючою камерою	Апарат випарний плівковий із вільно падаючою плівкою	Апарат випарний плівковий із висхідною плівкою	Апарат випарний плівковий роторний	Апарат випарний із заглибним горінням


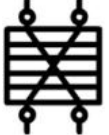
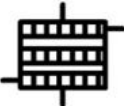




**ТЕПЛОБМІННІ АПАРАТИ**

			
Апарат теплообмінний кожухотрубний з нерухомими трубними решітками, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного	Апарат теплообмінний кожухотрубний з нерухомими трубними решітками, тиском у трубах вище від атмосферного, в міжтрубному просторі – нижче від атмосферного	Апарат теплообмінний кожухотрубний із температурним компенсатором на кожусі, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного	Апарат теплообмінний кожухотрубний з плаваючою головкою, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного
			
Апарат теплообмінний кожухотрубний	Апарат теплообмінний кожухотрубний	Апарат теплообмінний кожухотрубний	Апарат теплообмінний кожухотрубний


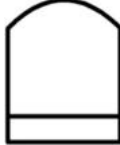
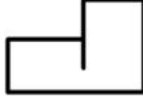

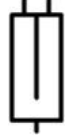
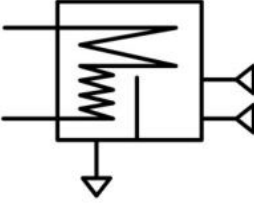
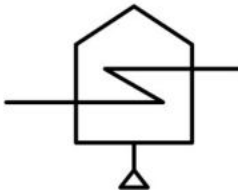
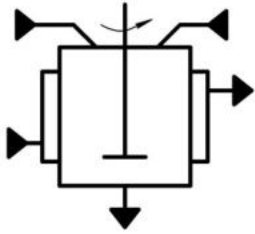
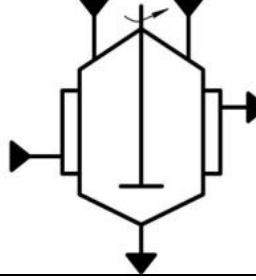
Продовження додатка В

<p>з U-подібними трубами, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного</p>	<p>із сальником, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного</p>	<p>із паровим простором, плаваючою головкою, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного</p>	<p>із паровим простором, U-подібними трубами, тиском у трубах та міжтрубному просторі вище від атмосферного</p>
			
<p>Апарат теплообмінний кожухотрубний з витими трубками, атмосферним тиском у трубах та міжтрубному просторі</p>	<p>Апарат теплообмінний трубчастий заглибний спіральний</p>	<p>Апарат теплообмінний трубчастий заглибний плоский</p>	<p>Апарат теплообмінний трубчастий зрошувальний</p>
			
<p>Апарат теплообмінний із прямою теплопередачею</p>	<p>Апарат теплообмінний із зовнішнім обігріванням</p>	<p>Апарат теплообмінний з електричним обігріванням</p>	<p>Апарат теплообмінний регенеративний</p>
			
<p>Конденсатор змішування</p>	<p>Апарат теплообмінний листовий спіральний</p>	<p>Апарат теплообмінний листовий пластинчастий розбірний</p>	<p>Апарат теплообмінний листовий пластинчастий напіврозбірний</p>

Продовження додатка В

			
Апарат теплообмінний листовий пластинчастий зварний блоковий	Апарат теплообмінний листовий пластинчастий суцільнозварний	Апарат теплообмінний листовий пластинчастий ребристий	Апарат теплообмінний листовий ламельний
			
Апарат теплообмінний із повітряним охолодженням	Калорифер		Градирня

**ІНШІ ЕЛЕМЕНТИ**






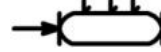
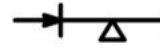




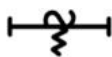

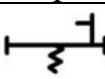





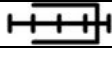

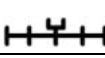
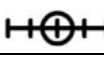




				
Електропіч промислова прямого нагріву	Електропіч промислова непрямого нагріву	Топка	Оглядовий ліхтар	Бризковіддільник
				
Піч піролізу	Трубчаста піч	Реактор із мішалкою під атмосферним тиском	Реактор з мішалкою під тиском вище від атмосферного	

Якщо необхідно створити умовне графічне позначення машини, чи апарата, яке відсутнє в наведеному переліку, то необхідно використати окремі елементи машин і апаратів, з'єднавши їх. Наприклад, для реактора із зовнішнім тепловідведенням у вигляді сорочки, то можна використовувати елемент апарата з механічними перемішувальними пристроями, обладнавши його нагрівальною або охолоджувальною сорочкою.

Продовження додатка В

## БУНКЕРИ, ЖИВИЛЬНИКИ, ДОЗАТОРИ, НАСОСНЕ ТА КОМПРЕСОРНЕ ОБЛАДНАННЯ









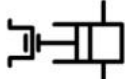







*Бункери, живильники, дозатори*

			
Бункер	Ємність магазинна	Ємність штабельна	Живильник стрічковий
			
Живильник пластинчастий	Живильник скребковий	Живильник на повітряній подушці	Живильник тарілчастий (дисковий)
			
Живильник лопатевий (секторний)	Живильник барабанний (роторний)	Живильник гвинтовий (шнековий)	Живильник вібраційний
			
Живильник інерційний	Живильник каретковий, плунжерний	Живильник віброгвинтовий	Дозатор шестеренний
			
Дозатор лопатевий	Дозатор кільцевий	Дозатор гвинтовий (шнековий)	Дозатор поршневий
			
Дозатор дисковий	Дозатор ковшовий	Дозатор ротаційний	Дозатор щілинний
			
Дозатор рідинний	Дозатор ваговий дискретної дії	Дозатор ваговий безперервної дії	



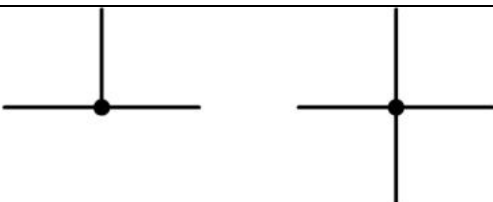
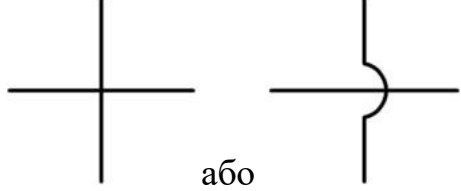

## НАСОСНЕ ТА КОМПРЕСОРНЕ ОБЛАДНАННЯ

			
Насос із постійною продуктивністю і постійним напрямом руху рідини	Насос із постійною продуктивністю і реверсивним напрямом руху рідини	Насос із регульованою продуктивністю і постійним напрямом руху рідини	Насос із регульованою продуктивністю і реверсивним напрямом руху рідини

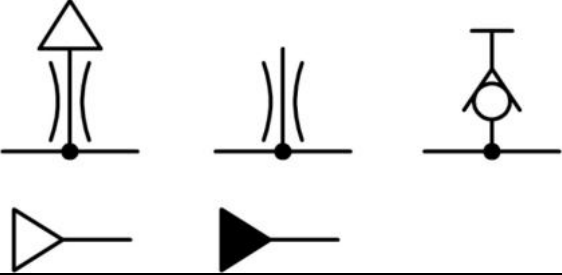



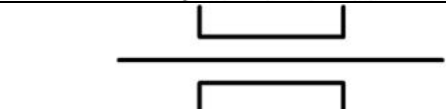
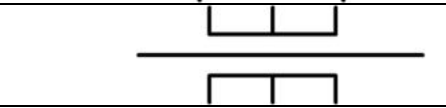
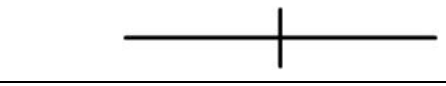
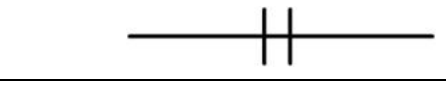
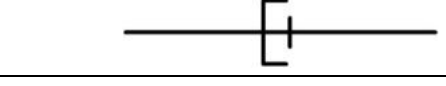
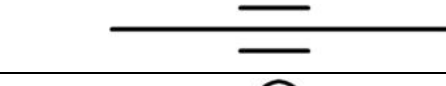



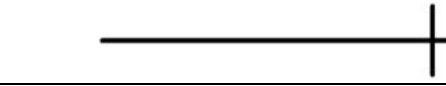
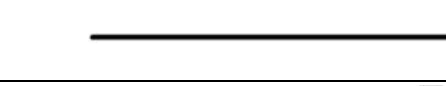
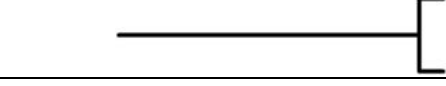
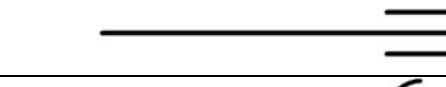
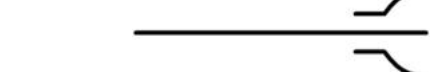
Продовження додатка В

			
Компресор	Вакуум-насос	Насос ручний	Насос шестеренний
			
Насос гвинтовий	Насос ротаційний лопатевий (пластинчастий)	Насос радіально-поршневий	Насос аксіально-поршневий
			
Насос кривошипно-поршневий	Насос лопатевий відцентровий	Насос струминний (ежектор, інжектор, елеватор водоструминний і пароструминний)	Насос водоструминний
			
Насос пароструминний	Вентилятор відцентровий	Вентилятор осьовий	

**ЕЛЕМЕНТИ ТРУБОПРОВІДІВ**

Трубопровід лінії всмоктування, напору, зливу	
Трубопровід лінії керування, дренажа, випуску повітря, відведення конденсату	
З'єднання трубопроводів	
Перетин трубопроводів без з'єднання	
Місце приєднання (для відбору енергії чи вимірювального пристрою) нез'єднане («закрито»)	

Продовження додатка В

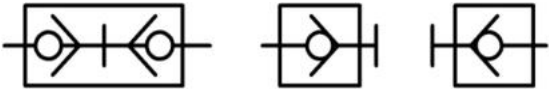
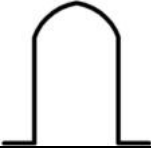


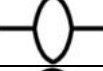
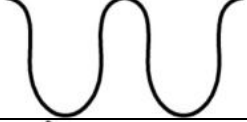

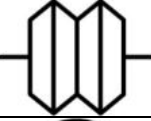
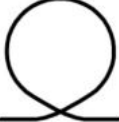


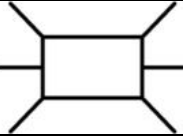
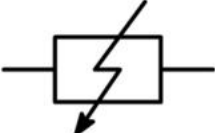
<p>Місце приєднання (для відбору енергії чи вимірювального пристрою) з'єднане</p>	
<p>Трубопровід із вертикальним стояком</p>	
<p>Трубопровід гнучкий, шланг</p>	
<p>Ізольована ділянка трубопроводу</p>	
<p>Трубопровід у трубі (футлярі)</p>	
<p>Трубопровід у сальниковому ущільненні</p>	
<p>З'єднання трубопроводів рознімне (загальне позначення)</p>	
<p>З'єднання трубопроводів рознімне фланцеве</p>	
<p>З'єднання трубопроводів рознімне штуцерне нарізне</p>	
<p>З'єднання трубопроводів рознімне муфтове нарізне</p>	
<p>З'єднання трубопроводів рознімне муфтове еластичне</p>	
<p>З'єднання трубопроводів поворотне однолінійне</p>	
<p>З'єднання трубопроводів поворотне трилінійне</p>	
<p>Кінець трубопроводу під рознімне з'єднання (загальне позначення)</p>	
<p>Кінець трубопроводу під рознімне фланцеве з'єднання</p>	
<p>Кінець трубопроводу під рознімне штуцерне нарізне з'єднання</p>	
<p>Кінець трубопроводу під рознімне муфтове нарізне з'єднання</p>	
<p>Кінець трубопроводу під рознімне муфтове еластичне з'єднання</p>	



Продовження додатка В

Кінець трубопроводу із заглушкою, пробкою (загальне позначення)	
Кінець трубопроводу із заглушкою, пробкою фланцевий	
Кінець трубопроводу із заглушкою, пробкою нарізний	
Трійник	
Трійник нарізний муфтовий	
Трійник нрізний штуцерний	
Трійник фланцевий	
Трійник ластиковий	
Хрестовина	
Відвід (коліно)	
Розгалужувач, колектор, гребінка	
Сифон (гідрозатвор)	
Перехід, патрубок перехідний (загальне позначення)	
Перехід, патрубок перехідний фланцевий	
Перехід, патрубок перехідний штуцерний	
Швидкокорознімне з'єднання без запорного елемента (з'єднане або роз'єднане)	

Продовження додатка В

Швидкорознімне з'єднання із запірним елементом (з'єднане або роз'єднане)	
Компенсатор (загальне позначення)	
Компенсатор П-подібний	
Компенсатор ліроподібний	
Компенсатор лінзовий	
Компенсатор хвилястий	
Компенсатор Z-подібний	
Компенсатор сільфонний	
Компенсатор кільцеподібний	
Компенсатор телескопічний	
Вставка амортизаційна	
Вставка звукоізоляційна	
Вставка електроізоляційна	

**ДОДАТОК Г**  
(електронний)

З матеріалами цього додатка можна ознайомитися за посиланням  
<http://surl.li/bdifs> або за QR-кодом



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Ленинград : Химия, 1987. – 576 с.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по курсовому проектированию / под ред. Ю. И. Дытнерского. – Москва : Химия, 1991. – 272 с.
3. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с.
4. Молоканов Ю. К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки : учебник для техникумов / Ю. К. Молоканов. – Москва : Химия, 1980. – 408 с.
5. Скобло А. И. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии : учебник для вузов / А. И. Скобло, Ю. К. Молоканов, А. И. Владимиров, В. А. Щелкунов. – Москва : ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. – 677 с.
6. Врагов А. П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навчальний посібник / А. П. Врагов. – Суми : СумДУ, 2006. – 262 с.
7. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – Москва : Химия, 1973. – 754 с.
8. Кичигин М. А. Теплообменные аппараты и выпарные установки / М. А. Кичигин, Г. Н. Костенко. – Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1955. – 393 с.
9. Иоффе И. Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии : учебник для техникумов / И. Л. Иоффе. – Ленинград : Химия, 1991. – 352 с.
10. Машины и аппараты химических и нефтехимических производств / под общ. ред. М. Б. Генералова. – Москва : Машиностроение, 2004. – 832 с.
11. Іванченко В. В. Конструювання та розрахунок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів / В. В. Іванченко, О. І. Барвін, Ю. М. Штонда. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 208 с.
12. Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена / В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.
13. Врагов А. П. Гідромеханічні процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв : навчальний посібник / А. П. Врагов. – Суми : Алан-Екс, 2003. – 232 с.
14. Врагов А. П. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навчальний посібник / А. П. Врагов, Я. Е. Михайловський, С. І. Якушко. – Суми : СумДУ, 2008. – 170 с.
15. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – Москва : Физматгиз, 1963. – 708 с.
16. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки : справочник / под ред. Е. Н. Судакова. – Москва : Химия, 1979. – 568 с.
17. Лацинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов : справочник / А. А. Лацинский. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 382 с.
18. Плановский А. Н. Процессы и аппараты химической технологии / А. Н. Плановский, В. М. Рамм, С. З. Каган. – Москва : Госхимиздат, 1962. – 846 с.
19. Справочник химика / под ред. Б. П. Никольского. – Ленинград : Химия, 1968. – Т. 5. – 976 с.
20. Кутателадзе С. С. Справочник по теплопередаче / С. С. Кутателадзе, В. М. Боршанский. – Москва : Госэнергоиздат, 1958. – 417 с.

21. Кузнецов А. А. Расчеты основных процессов и аппаратов переработки углеводородных газов : справочное пособие / А. А. Кузнецов, Е. Н. Судаков. – Москва : Химия, 1983. – 224 с.
22. Техническая термодинамика с основами теплопередачи и гидравлики : учебное пособие / Н. Г. Лашутина и др. ; под общ. ред. Р. М. Медведева. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 336 с.
23. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения : справочник / А. Н. Бессонный и др. ; под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – Санкт-Петербург : Недра, 1996. – 512 с.
24. Тимонин А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Ф. Бочкаревой, 2002. – Т. 2. – 1017 с.
25. Кузнецов А. А. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности / А. А. Кузнецов, С. М. Кагерманов, Е. Н. Судаков. – Ленинград : Химия, 1974. – 344 с.
26. Крюков Н. П. Аппараты воздушного охлаждения / Н. П. Крюков. – Москва : Химия, 1983. – 168 с.
27. Врагов А. П. Массообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : навчальний посібник / А. П. Врагов. – Суми : ВТД «Університетська книга», 2007. – 284 с.
28. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов : в 2 кн. Кн. 2. Массообменные процессы и аппараты / Ю. И. Дытнерский. – Москва : Химия, 1995. – 368 с.
29. Рамм В. М. Абсорбция газов / В. М. Рамм. – Москва : Химия, 1976. – 656 с.
30. Кафаров В. В. Основы массопередачи. Системы газ – жидкость, пар – жидкость, жидкость – жидкость / В. В. Кафаров. – Москва : Высшая школа, 1972. – 494 с.
31. Тимонин А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Ф. Бочкаревой, 2002. – Т. 1. – 846 с.
32. Тютюнников А. Б. Основы расчета и конструирования массообменных колонн : учебное пособие / А. Б. Тютюнников, Л. Л. Товажнянский, А. П. Готлинская. – Киев : Вища шк., 1989. – 223 с.
33. Адельсон С. В. Процессы и аппараты нефтепереработки и нефтехимии / С. В. Адельсон. – Москва : Гостоптехиздат, 1963. – 311 с.
34. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. Методы расчета и основы конструирования / И. А. Александров. – Москва : Химия, 1978. – 280 с.
35. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов : в 2 кн. Кн. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю. И. Дытнерский. – Москва : Химия, 1995. – 400 с.
36. Машины и аппараты химических производств : учебное пособие для вузов / А. С. Тимонин, Б. Г. Балдин, В. Я. Борщев и др. ; под общ. ред. А. С. Тимонина. – Калуга : Изд-во Н. Ф. Бочкаревой, 2008. – 872 с.

37. Проектирование вакуум-выпарной установки : учебное пособие для студентов заочной формы обучения / О. П. Банных, Е. И. Борисова, В. А. Константинов и др. – Санкт-Петербург : СПбГТИ(ТУ), 2009. – 50 с.
38. Исаченко В. П. Теплопередача : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
39. Зайцев И. Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ : справ. изд. / И. Д. Зайцев, Г. Г. Асеев. – Москва : Химия, 1988. – 416 с.
40. Врагов А. П. Оптимизационное проектирование абсорбционных колонн с использованием ПЭВМ : учебное пособие / А. П. Врагов, Я. Э. Михайловский. – Сумы : СумГУ, 2007. – 99 с.
41. Врагов А. П. Оптимизационное проектирование ректификационных колонн с использованием ПЭВМ : учебное пособие / А. П. Врагов, Я. Э. Михайловский. – Сумы : СумГУ, 2000. – 65 с.

Навчальне видання

**Михайловський Яків Емануїлович,  
Артюхов Артем Євгенович,  
Юхименко Микола Петрович,  
Артюхова Надія Олександрівна**

**ТЕПЛОВІ Й МАСООБМІННІ  
ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ  
ХІМІЧНИХ І НАФТОГАЗОПЕРЕРОБНИХ  
ВИРОБНИЦТВ  
У СИСТЕМАХ «ГАЗ (ПАРА) – РІДИНА»**

Підручник

За загальною редакцією Я. Е. Михайловського

Художнє оформлення обкладинки А. Є. Артюхова, Н. О. Артюхової  
Редактори: Н. З. Клочко, С. М. Симоненко  
Комп'ютерне верстання Я. Е. Михайловського, А. Є. Артюхова  
Фото авторів – Д. В. Симонов

Формат 60×84/8. Ум. друк. арк. 45,57. Обл.-вид. арк. 41,42. 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.