

К 90

В.Р. Кулінченко, В.Г. Мирончук

ВИПАРЮВАННЯ І ВИПАРНІ АПАРАТИ У РОЗРАХУНКАХ І КОНСТРУЮВАННІ



КОНДОР

621.18(075)
К 90

**В. Р. Кулінченко,
В. Г. Мирончук**

ВИПАРЮВАННЯ І ВИПАРНІ АПАРАТИ У РОЗРАХУНКАХ І КОНСТРУЮВАННІ

Навчальний посібник

**Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів**



**Київ
КОНДОР**

2006

УДК 51.001.57:62.987:66.01:66.045:66.048.54.621.1:658.26

ББК 36.84

В 92

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
(Лист №14/18.2-967 від 19.04.2006 р.)*

Рецензенти:

В.О. Штангесв, професор, доктор технічних наук, директор УкрНДІ цукрової промисловості;

Ю.Ф. Снежкін, доктор технічних наук, заступник директора інституту технічної теплофізики НАНУ, член-кореспондент;

О.Н. Півень, доктор технічних наук, професор кафедри машин і апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв НТУУ "КПІ"

В. Р. Кулінченко, В. Г. Мирончук

В92

Випарювання і випарні апарати у розрахунках і конструюванні: Навч. посібник. – К.: Кондор, 2006. – 392 с.

ISBN 966-8251-88-1

У посібнику наведено в узагальненій формі великий матеріал з випарювання розчинів органічного і неорганічного походження із супутними нормативно-технічними довідковими даними. Розглянуто питання теплопровідності, тепловіддачі та теплопередачі в умовах руху розчинів у висхідних, спадних потоках і при русі в плівці. Теплові, гідравлічні, гідродинамічні й балансів розрахунки суміщені з конструкціями апаратів. Поряд із випарною технікою наводяться конструкції та розрахунок допоміжного устаткування, трубопроводів і арматури, а також трансформаторів та акумуляторів теплоти. Подано методики розрахунку випарних апаратів, збірників конденсату і трубопроводів на міцність. Текст супроводжується цифровими прикладами.

Навчальний посібник розрахований на студентів усіх форм навчання інженерно-технічних, енергетичних та технологічних спеціальностей університетів. Корисний для інженерно-технічних працівників і аспірантів, що спеціалізуються в галузі гідродинаміки, тепломасообміну, розрахунку і конструювання випарників.

УДК 51.001.57:62.987:66.01:66.045:66.048.54.621.1:658.26

464896

ББК 36.84

ISBN 966-8251-88-1

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

Кулінченко, В. Г. Мирончук, 2005

© «Кондор», 2005

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	9
------------------------	----------

Розділ I. СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

I ТЕПЛОПЕРЕДАЧА	10
1.1. Основні теплофізичні властивості речовин	10
1.2. Теплопровідність. Закон Фур'є	12
1.3. Теплопровідність плоскої стінки.....	14
1.4. Теплопровідність циліндричної стінки.....	18
1.5. Теплопровідність кульової стінки	22
1.6. Визначення розрахункової температури.....	23
1.7. Теплопередача і термічний опір	24
1.8. Теплопередача через плоску стінку	25
1.9. Теплопередача через циліндричну стінку	26
1.10. Теплопередача через кульову стінку.....	28
1.11. Ефективність використання, призначення і завдання розрахунку теплової ізоляції	29
1.12. Втрати теплоти ізольованими апаратами	30
1.13. Визначення товщини теплової ізоляції.....	31
1. Коефіцієнти теплопровідності матеріалів покривного шару	32
2. Значення поправок при врахуванні покривного шару	33
3. Гранична товщина ізоляційних конструкцій паропроводів	33
5. Коефіцієнти теплопровідності сталі	36
6. Коефіцієнти теплопровідності металів і сплавів.....	37
1.14. Втрати теплоти трубопроводами	44
1.15. Зниження температури теплоносія	48

Розділ 2. ГІДРОДИНАМІКА І ТЕПЛООБМІН

У ВИПАРНИХ АПАРАТАХ	51
----------------------------------	-----------

2.1. Основні положення гідродинаміки двофазних течій	51
--	----

2.2. Режими течії парорідинного потоку в прямих трубах	53
2.3. Істинні значення параметрів потоку, що рухається	55
2.4. Гідравлічні опори в одно- і двофазному потоці	59
2.4.1. Гідравлічні опори по довжині каналу	60
2.4.2. Місцеві гідравлічні опори	64
2.4.3. Втрати напору на прискорення двофазного потоку	68
2.5. Гідравлічні опори пористих і зернистих шарів	69
2.6. Циркуляція у випарних апаратах і шляхи її інтенсифікації	71
2.7. Особливості теплового розрахунку випарних апаратів при зміні фазового стану теплоносіїв	82
2.8. Основи теплообміну при конденсації пари	85
2.9. Плівкова конденсація нерухомої чистої пари	87
2.9.1. Ламінарний і перехідний режими руху плівки конденсату	87
2.9.2. Турбулентний рух плівки конденсату	90
2.10. Конденсація з постійним і проміжним відведенням конденсату	92
2.11. Плівочна конденсація рухомої пари	92
2.11.1. Конденсація пари на плоскій пластині	92
2.11.2. Конденсація пари всередині труб	93
2.11.3. Конденсація рухомої пари на поверхні труби	95
2.11.4. Конденсація пари на пучку труб	95
2.12. Краплинна конденсація	98
2.12.1. Конденсація нерухомої чистої пари	98
2.12.2. Конденсація рухомої пари	99
2.13. Тепловіддача при кипінні з недогрівом	100
2.14. Тепловіддача при кипінні у великому об'ємі	101
2.15. Тепловіддача при кипінні рідин у трубах	102
2.15.1. Ділянка низьких паровмістів	102
2.15.2. Тепловіддача без зміни агрегатного стану	103
2.15.3. Ділянки впливу теплового потоку і паровмісту	104
2.15.4. Ділянка погіршених режимів тепловіддачі	106
2.16. Кипіння на пучках труб	109

2.17. Кипіння в рідкій плівці	109
2.18. Гідродинамічний і тепловий розрахунок випарника.....	110
2.19. Шляхи інтенсифікації теплообміну при кипінні	120
Розділ 3. ВИПАРЮВАННЯ І ВИПАРНІ АПАРАТИ	123
3.1. Деякі положення процесу випарювання.....	123
3.2. Характеристика нагрівальних середовищ – теплоносіїв	124
3.3. Теплофізичні властивості упарюваних розчинів	127
3.4. Класифікація випарних апаратів і способів випарювання	131
3.5. Економічність багатократного випарювання	134
3.6. Оптимальна кількість корпусів випарної установки.....	138
3.7. Конструктивні схеми і типи трубчастих випарних апаратів	139
3.8. Вибір випарних апаратів і основні принципи їх конструювання	164
3.9. Випарні апарати з оберненою циркуляцією.....	167
3.10. Плівкові випарні апарати	168
3.11. Перспективні випарні апарати з ударно-струменевою генерацією плівки.....	175
Розділ 4. ВИПАРНІ СТАНЦІЇ.....	181
4.1. Матеріальний баланс випарної станції.....	181
4.2. Тепловий баланс випарного апарата і випарної станції	184
4.2.1. Тепловий баланс одиничного випарного апарата	184
4.2.2. Випарювання в багатокорпусній випарній станції.....	192
4.3. Аналіз роботи випарної станції.....	194
4.4. Вплив витрат пари і води конденсатора на продуктивність випарної станції.....	199
4.5. Вплив відтяжки неконденсованих газів і паровідбору на продуктивність випарної станції.....	201
4.6. Вплив накипоутворення на продуктивність і економічність випарної станції.....	204

4.7. Техніко-економічний оптимум випарної станції	206
4.8. Принципові схеми багатокорпусних випарних станцій.....	208
4.9. Проектні і перевірочні розрахунки випарних апаратів і станцій.....	210
4.9.1. Завдання розрахунку випарної станції	210
4.9.2. Розрахунок випарного апарата	212
4.9.3. Розрахунок багатокорпусної випарної станції	214
4.10. Приклади розрахунків багатокорпусних випарних станцій	217
4.10.1. Розрахунок двокорпусної станції для випарювання аміачної селітри.....	217
4.10.2. Розрахунок трикорпусної станції для випарювання розчину NaOH при відомих коефіцієнтах теплопередачі.....	221
4.10.3. Розрахунок трикорпусної станції для випарювання розчину КОН.....	224
4.10.4. Розрахунок чотирикорпусної випарної станції з концентратором для випарювання цукрових розчинів.....	234
4.11. Взаємне розташування корпусів випарної станції	250

Розділ 5. ТРАНСФОРМАЦІЯ І АКУМУЛЯЦІЯ ТЕПЛОТИ

ВТОРИННОЇ І ВІДПРАЦЬОВАНОЇ ПАРИ.....	252
5.1. Трансформація теплової енергії	252
5.2. Класифікація теплонасосних установок.....	254
5.3. Компресійні підвищувальні парові насоси	254
5.4. Пароструминні теплові насоси.....	259
5.4.1. Конструкція і розрахунок пароструменевих ежекторів.....	261
5.5. Абсорбційні теплові насоси.....	266
5.6. Порівняльна оцінка теплових насосів	268
5.7. Теплові акумулятори.....	268
5.7.1. Акумулятори змінного тиску	270
5.7.2. Зарядка і розрядка акумулятора	272
5.7.3. Конструювання вузлів акумулятора	278

Розділ 6. ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ І ТРУБОПРОВОДИ	
ВИПАРНОЇ СТАНЦІ	285
6.1. Сепарація вологи, що виноситься вторинною парою.....	285
6.1.1. Відцентрова сепарація.....	288
6.1.2. Циклонно-жалюзійна сепарація.....	293
6.1.3. Рідинно-струменева сепарація.....	295
6.2. Барометричні конденсатори.....	296
6.3. Механічні вакуум-насоси.....	299
6.4. Дросельно-регуляційна арматура.....	301
6.5. Редукційно-охолоджувальні пристрої.....	306
6.6. Конденсатне господарство промислових підприємств.....	311
6.6.1. Вплив розчиненого в конденсаті кисню.....	311
6.6.2. Схеми відведення конденсатів.....	312
6.6.3. Відведення конденсату з паропроводів.....	315
6.6.4. Конденсатовідвідники.....	318
6.7. Паро- і конденсатопроводи.....	321
6.7.1. Нормативні дані про трубопроводи.....	321
6.7.2. Визначення діаметра і пропускної спроможності трубопроводів.....	326
6.7.3. Компенсація термічних подовжень.....	330
 Розділ 7. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ВИПАРНИХ	
АПАРАТІВ, ЗБІРНИКІВ І ТРУБОПРОВODІВ	333
7.1. Допустимі напруги металів.....	333
7.2. Розрахунок циліндричних обичайок.....	334
7.2.1. Обичайки, що працюють під внутрішнім тиском.....	334
7.2.2. Обичайки, що працюють під зовнішнім тиском.....	336
7.2.3. Обичайки, що працюють під дією осьової стискувальної сили і згинального момента.....	338
7.3. Значення параметра K_s	338
7.3. Розрахунок конічних елементів.....	341
7.3.1. Елемент, що працює під тиском.....	341

7.3.2. Елемент, що працює під спільним зовнішнім тиском і осьовим стисканням	343
7.4. Розрахунок днищ.....	344
7.4.1. Опуклі днища	344
7.4.2. Плоскі днища	345
7.5. Розрахунок безконтактних фланців.....	348
7.5.1. Фланці діаметром до 200 мм.....	348
7.5.2. Фланці діаметром більше 200 мм.....	357
7.6. Розрахунок опор, апаратів і збірників	367
7.7. Розрахунок трубних нагрівальних решіток камер.....	368
7.8. Розрахунок компенсаторів температурного розширення.....	371
7.8.1. Компенсатори апаратів	371
7.8.2. Компенсатори технологічних трубопроводів.....	373
7.9. Розрахунок трубопроводів і їх опор.....	375
7.10. Вібрація теплообмінних поверхонь	378
ЛІТЕРАТУРА.....	383

ПЕРЕДМОВА

Роки капіталізації промисловості характеризуються збільшенням ролі наукових досягнень як безпосередньої продуктивної сили. Головними стають не окремі її досягнення, а високий науково-технічний рівень усього виробництва. Науково-технічний прогрес висуває вимоги корінної перебудови технічної і енерготехнологічної бази виробництва. Техніко-економічні показники систем теплогенерговикористання ряду промислових підприємств із замкнутим технологічним циклом визначаються, головним чином, теплотехнічними і технологічними показниками роботи випарних установок, що повинні забезпечити одержання цільового продукту або напівпродукту необхідної концентрації при мінімальних витратах теплової енергії і втратах продукту в процесі випарювання.

Для різних робочих середовищ і енергетичних умов створюються нові, більш досконалі конструкції випарних апаратів. Отримують застосування апарати із зворотною циркуляцією, гравітаційним рухом плівки рідини, механічною і гідравлічною генерацією плівки, пульсаторами тощо. Конструювання робочих елементів таких апаратів і розрахунок раціональних режимів їх роботи неможливий без використання залежностей, що ґрунтуються на сучасних уявленнях про теплові, термо- і гідродинамічні та масообмінні процеси в багатофазних багатокомпонентних середовищах. Існуючі методики розрахунку робочого процесу в таких апаратах у літературі не систематизовані.

Тим часом, запити промисловості, вимоги до якості розрахунків і методів удосконалення робочих процесів збільшуються, що викликає необхідність у відповідній інформації. Тому доцільно випустити комплект підручників і посібників – підручника із загального для багатьох спеціальностей курсу, лабораторного практикуму, збірника задач і завдань зі спецкурсів, спрямованих на одну спеціальність чи їх групу. Їх можна оперативнo доповнювати новими досягненнями науки й техніки, за необхідності перевидавати.

Автори подають таку інформацію у навчальному виданні, де розглянуто процеси випарювання і випарні апарати з позицій їх спільності, без акценту на окремих галузях, у яких вони знайшли застосування. Це дає можливість зробити корисні узагальнення, необхідну класифікацію, застосувати єдині методи теплових розрахунків, за яких позитивний досвід одного підприємства або галузі промисловості робиться надбанням багатьох. Основні теоретичні та практичні питання супроводжуються прикладами розрахунку, що з'ясовують суть теми. Це дає можливість задовольнити зростаючі запити і вимоги промисловості до якості розрахунків та методів удосконалювання робочих процесів.

Розділ I. СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ І ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

1.1. Основні теплофізичні властивості речовин

Процес випарювання рідин і розчинів залежить від їх теплофізичних властивостей, при цьому процес теплопередачі триває по-різному. Безпосередній вплив на процес справляють такі параметри: теплоємність, густина, температуропровідність, в'язкість і поверхневий натяг. Для кожної рідини ці параметри індивідуальні та, як правило, залежать від температури, а деякі з них і від тиску. Для процесу випарювання істотними виявляються не вся гама властивостей, а лише визначальні технічні властивості, що враховуються в інженерних розрахунках [24, 27].

Теплоємність. Теплоємністю речовини прийнято називати відношення кількості теплоти, переданої речовині в якомусь процесі, до відповідної зміни температури. Кількість теплоти, що треба надати одиниці маси речовини для підвищення її температури на один градус, називають масовою питомою теплоємністю:

$$c = dq / \Delta T,$$

де c – масова питома теплоємність, Дж/(кг·К); dq – приріст теплоти, Дж/кг; ΔT – різниця температур на початку і в кінці процесу, К.

Питома теплоємність залежить від умов процесу, за якого відбувається обмін енергією між речовиною і навколишнім середовищем. Тому розрізняють питомі теплоємності: c_p – ізобарну при постійному тиску p ; c_v – ізохорну при постійному об'ємі V , що пов'язані між собою рівнянням Майєра:

$$c_p - c_v = R,$$

де R – газова стала цієї речовини, Дж/кг·К.

Питома теплоємність залежить від речовини, температури і вмісту вологи. Для системи речовин визначається правилом адитивності:

$$c = c_a m_a + c_b m_b + c_c m_c,$$

де c_a , c_b , c_c – масові питомі теплоємності; компонент a , b , c ; m_a , m_b , m_c – масові частки кількості речовин.

Густина. Під густиною речовини розуміють відношення маси до одиниці об'єму:

$$\rho = \frac{M}{V},$$

де ρ – густина, кг/м³; M – маса, кг; V – об'єм, м³.

Розмір, зворотний густині, називається питомим об'ємом:

$$v=1/\rho=V/M.$$

Густина системи, що складається з компонентів a і b , визначається залежністю:

$$\rho=(m_a\rho_a^{-1}+m_b\rho_b^{-1})^{-1},$$

де m_a – масова частка або концентрація компонента a у суміші, кг/кг суміші;
 $m_b=1-m_a$ – масова частка компонента b ; ρ_a і ρ_b – відповідно, густини компонентів a і b , кг/м³.

Температуропровідність. Температуропровідністю називають процес зміни температури навколо даної точки в об'ємі речовини при зміні температурного поля в цьому об'ємі.

Температуропровідність характеризується коефіцієнтом:

$$a=\lambda/(c\rho),$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

Фізична сутність температуропровідності розкривається при розгляді основного рівняння енергії, що можна подати у вигляді:

$$dT/d\tau=a\nabla^2T,$$

де $dT/d\tau$ – швидкість поширення температури навколо точки, К/с;
 ∇^2T – приріст градієнта температури в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні, К/м².

З рівняння випливає, що за рівномірного приросту градієнта температури в даній точці речовини темп нагрівання більше змінюється для тих речовин, що характеризуються більшим коефіцієнтом температуропровідності.

В'язкість. Властивість рідини чинити опір зусиллям, що викликають відносне переміщення її часток при течії, прийнято називати в'язкістю. Кількісно в'язкість виражається законом внутрішнього тертя Ньютона:

$$\tau=-\mu grad w,$$

де τ – напруга внутрішнього тертя шарів рідини з градієнтом швидкості w ;
 $grad w$ – градієнт швидкості зсуву, с⁻¹; μ – коефіцієнт пропорційності, названий коефіцієнтом динамічної в'язкості, Па·с.

У практиці інженерних розрахунків використовується коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$v=\mu/\rho,$$

де v – кінематична в'язкість, м²/с.

Коефіцієнти в'язкості залежать від температури і хімічного складу середовища.

Поверхневий натяг. Коефіцієнт поверхневого натягу σ , Н/м розглядається як сила, що діє на одиницю довжини поверхні поділу рідини і дотичного з нею середовища, а також як робота, необхідна для утворення нової міжфазної поверхні.

Поверхневий натяг на межі поділу рідина-пара (газ) практично однаковий за абсолютною величиною та фізичним змістом і є молекулярною характеристикою обох фаз, що зменшується зі збільшенням тиску, позаяк при переході молекул з однієї фази в іншу розходження в молекулярних взаємодіях стають меншими.

1.2. Теплопровідність. Закон Фур'є

Поширення теплоти здійснюється за рахунок температурного градієнта. Досвід свідчить, що поширення тепла теплопровідністю здійснюється по нормалі до ізотермічної поверхні від місць із більшою температурою до місць із меншою температурою. Кількість теплоти, що проходить за одиницю часу і віднесена до одиниці площі ізотермічної поверхні, прийнято називати тепловим потоком, Вт/м²:

$$q = - \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt},$$

де dQ/dt – кількість теплоти, що проходить за одиницю часу, або швидкість теплового потоку, S – площа ізотермічної поверхні. Отже, напрямок теплового потоку протилежний температурному градієнту, тобто обидва вектори спрямовані по нормалі до ізотермічної поверхні, але в протилежні сторони.

Із сказаного випливає, що тепловий потік прямо пропорційний градієнту температури, тобто:

$$q = -\lambda \text{grad}T,$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності.

Щоб з'ясувати фізичну суть коефіцієнта теплопровідності, запишемо наведене співвідношення для стаціонарного одномірного температурного поля. У цьому випадку температура залежить тільки від однієї координати – нормалі до ізотермічних поверхонь:

$$q = -\lambda dT/dx.$$

Якщо градієнт температури буде величиною постійною, що визначає зміну температури зі збільшенням x за лінійним законом, то можна написати:

$$dT/dx = (T_{cm.2} - T_{cm.1}) / (x_2 - x_1).$$

Звідси випливає, що швидкість теплового потоку буде величиною постійною [22]:

$$dQ/dt = Q/\tau = \text{const},$$

де Q – кількість теплоти, що проходить за час τ .

Отже, на підставі наведених рівнянь можна написати:

$$Q/S\tau = -\lambda(T_{cm,2} - T_{cm,1})/(x_2 - x_1) = \lambda(T_{cm,1} - T_{cm,2})/(x_2 - x_1),$$

тому що $T_1 > T_2$, а $x_2 > x_1$.

Таким чином, коефіцієнт теплопровідності дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю поверхні при перепаді температури на одиницю довжини нормалі, рівній одному градусу. Звідси випливає, що коефіцієнт теплопровідності вимірюється у Вт/(м·К).

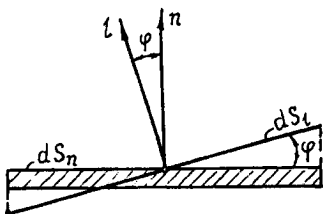


Рис.1. Потік теплоти через елементарну площину

Визначимо тепер кількість теплоти, що проходить через елементарну площину dS_1 (рис.1), розташовану під кутом φ до ізотермічної поверхні. Проекції вектора густини теплового потоку на осі координат x , y , z є скалярними i , відповідно, рівними:

$$q_x = -\lambda \partial T / \partial x; \quad q_y = -\lambda \partial T / \partial y; \quad q_z = -\lambda \partial T / \partial z,$$

а звідси:

$$q_l = q \cos \varphi = (dQ/d\tau) (1/dS_n) \cos \varphi = (dQ/d\tau) (1/dS_1).$$

Відповідно до рисунку $dS_n = dS_1 \cos \varphi$ є проекцією площини dS_1 на ізотермічну поверхню. Тоді:

$$dQ = q_l dS_1 d\tau = q (dS_1 \cos \varphi) d\tau = q dS_n d\tau.$$

Це рівняння допускає подвійне розуміння перенесення теплоти dQ :

потік через площину dS_1 у напрямку нормалі l до неї;

потік теплоти через проекцію площини dS_1 на ізотермічну поверхню в напрямку нормалі n до останньої.

Кількість теплоти Q , що проходить за час τ через поверхню S кінцевих розмірів, дорівнює:

$$Q = -\lambda \int_0^\tau \int_{(S)} \frac{\partial T}{\partial l} dS_1 d\tau.$$

Отже, для визначення кількості теплоти, що проходить через будь-яку поверхню твердого тіла, необхідно знати температурне поле усередині тіла. Знаходження температурного поля складає основне завдання теплопровідності.

1.3. Теплопровідність плоскої стінки

Базуючись на закон Фур'є, можна одержати розрахункові залежності для теплопровідності при стаціонарному режимі [22, 24].

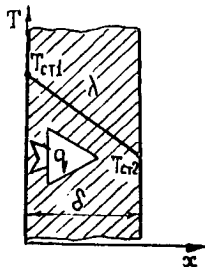


Рис.2. Однорідна плоска стінка

Однорідна стінка. Розглянемо однорідну стінку товщиною δ , подану на рис.2. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу постійний і дорівнює λ . На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури $T_{cm.1}$ і $T_{cm.2}$. Температура змінюється в напрямку осі x , перпендикулярній площині стінки. Отже, у цьому випадку температурне поле одномірне, а ізотермічні поверхні плоскі і розташовуються перпендикулярно осі x .

Для цього випадку:

$$q = \lambda(T_{cm.1} - T_{cm.2})/\delta = \lambda\Delta T/\delta, \text{ Вт/м}^2, \quad (1.1)$$

тобто кількість теплоти, передана через одиницю поверхні стінки за визначений час, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності λ і різниці температур зовнішніх поверхонь стінки й обернено пропорційна товщині стінки δ . При цьому слід зазначити, що тепловий потік визначається не абсолютним значенням температур, а їхньою різницею – температурним напором $\Delta T = T_{cm1} - T_{cm2}$.

Залежність (1.1) є розрахунковою формулою теплопровідності плоскої стінки. Вона зв'язує між собою чотири величини: q , l , d і ΔT . Знаючи з них будь-які три, можна знайти четверту, наприклад:

$$\lambda = q\delta/\Delta T, \quad \Delta T = q\delta/\lambda, \quad \delta = \lambda\Delta T/q.$$

Відношення λ/δ , Вт/(м²·К) прийнято називати тепловою провідністю стінки, а зворотну величину δ/λ , м²·К/Вт – тепловим або термічним опором стінки. Останнє визначає спад температури при проходженні через стінку теплового потоку, рівного одиниці.

Визначивши за формулою (1.1) розмір теплового потоку, можна вчислити кількість теплоти Q , Вт, що передається через плоску стінку поверхнею F , м²,

у перебігу часу t :

$$Q = qF\tau = \Delta T \cdot F \cdot \tau \lambda / \delta, \text{ Вт.}$$

Температуру в будь-якій точці по товщині пластини можна визначити за формулою:

$$T_x = T_{cm.1} - (T_{cm.1} - T_{cm.2})\delta^{-1}x.$$

Остання є рівнянням прямої лінії. Отже, при постійному значенні коефіцієнта теплопровідності температура однорідної стінки змінюється за прямолінійним законом. Насправді, внаслідок залежності від температури коефіцієнт теплопровідності не постійний і температура стінки змінюється за криволінійним законом.

Багат шарова стінка. Стінки, що складаються із кількох різнорідних шарів, прийнято називати багат шаровими. Саме такими є стінки випарних апаратів, що складаються із шару накипу або окислів, металевої стінки і теплової ізоляції.

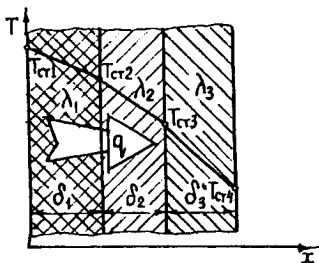


Рис.3. Багат шарова плоска стінка

На рис.3 подана багат шарова стінка, що складається із першого шару товщиною δ_1 , другого δ_2 і третього δ_3 . Відповідно, коефіцієнти теплопровідності шарів рівні λ_1 , λ_2 , λ_3 . Крім того, відомі температури зовнішніх поверхонь багат шарової стінки $T_{cm.1}$ і $T_{cm.4}$. Завдяки щільному контакту між шарами дотичні поверхні мають ту саму температуру, значення котрих $T_{cm.2}$ і $T_{cm.3}$ невідомі.

При стаціонарному режимі питомий тепловий потік постійний і для всіх шарів однаковий. Тому, на підставі (1.1), для кожного шару можна написати:

$$q = (T_{cm.1} - T_{cm.2})\lambda_1/\delta_1; \quad q = (T_{cm.2} - T_{cm.3})\lambda_2/\delta_2; \quad q = (T_{cm.3} - T_{cm.4})\lambda_3/\delta_3.$$

З цих рівнянь можна визначити зміну температури у кожному шарі:

$$T_{cm.1} - T_{cm.2} = q\delta_1/\lambda_1; \quad T_{cm.2} - T_{cm.3} = q\delta_2/\lambda_2; \quad T_{cm.3} - T_{cm.4} = q\delta_3/\lambda_3.$$

Сума змін температури в кожному шарі складає повний температурний напір. Складаючи ліві і праві частини останньої системи рівнянь, одержимо:

$$T_{cm.1} - T_{cm.4} = q(\delta_1\lambda_1^{-1} + \delta_2\lambda_2^{-1} + \delta_3\lambda_3^{-1}).$$

З цього співвідношення визначається значення питомого теплового потоку:

$$q = (T_{cm1} - T_{cm4}) / (\delta_1 \lambda_1^{-1} + \delta_2 \lambda_2^{-1} + \delta_3 \lambda_3^{-1}). \quad (1.2)$$

За аналогією можна записати розрахункову формулу для n -шарової стінки:

$$q = (T_{cm.1} - T_{cm.(n+1)}) / \sum_{i=1}^n \delta_i \lambda_i^{-1}.$$

Позаяк кожний доданок знаменника в рівнянні (1.2) є термічний опір шару, то загальний термічний опір багат шарової стінки дорівнює сумі частинних термічних опорів.

Використовуючи значення питомого теплового потоку з формули (1.2), одержимо значення невідомих температур $T_{cm.2}$ і $T_{cm.3}$:

$$T_{cm.2} = T_{cm.1} - (q \delta_1 / \lambda_1), \quad T_{cm.3} = T_{cm.2} - q \delta_2 \lambda_2^{-1} = T_{cm.1} - q (\delta_1 \lambda_1^{-1} + \delta_2 \lambda_2^{-1}),$$

або

$$T_{cm.3} = T_{cm.4} + q \delta_3 \lambda_3^{-1}.$$

У межах кожного шару температурна крива змінюється по прямій, але для багат шарової стінки загалом вона являє собою ламану лінію.

Іноді багат шарову стінку розраховують як еквівалентну одношарову товщиною $\delta_{ек}$. При цьому в розрахунок вводиться еквівалентний коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda_{ек} = \delta_{ек} / (\delta_1 \lambda_1^{-1} + \delta_2 \lambda_2^{-1} + \delta_3 \lambda_3^{-1}),$$

де $\delta_{ек} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$.

Для n -шарової стінки розрахунок здійснюють за формулою:

$$\lambda_{ек} = \sum_{i=1}^n \delta_i / \sum_{i=1}^n \delta_i \lambda_i^{-1}.$$

Таким чином, еквівалентний коефіцієнт теплопровідності залежить тільки від значень термічних опорів і товщини окремих шарів.

Отримані формули для багат шарової стінки припускають, що шари щільно прилягають один до одного і завдяки такому прилягання дотичних поверхонь різних шарів мають загальну температуру. Але якщо поверхні шорсткі, то щільне прилягання неможливе, і між шарами утворюються тонкі повітряні зазори, які значно зменшують еквівалентний коефіцієнт теплопровідності багат шарової стінки. Аналогічний вплив робить шар окислу металу. Тому при розрахунку на щільність контакту між шарами потрібно звертати особливу увагу.

Приклад 1. Визначити тепловий потік через плоску однорідну стінку, виконану зі сталі товщиною $\delta = 50$ мм, якщо температури на поверхні підтримуються постійними $T_{cm.1} = 100^\circ\text{C}$ і $T_{cm.2} = 90^\circ\text{C}$; $\lambda = 40$ Вт/(м·К).

$$q = \lambda \Delta T / \delta = 40(100 - 90) / 0,05 = 8000 \text{ Вт/м}^2.$$

Приклад 2. Тепловий потік через латунну плоску стінку товщиною 50 мм, $q=70$ Вт/м², $\lambda=70$ Вт/(м·К). Визначити різницю температур на поверхнях стінки і чисельне значення градієнта температури в стінці.

$$\Delta T = \delta q / \lambda = 0,05 \cdot 70 / 70 = 0,05^\circ\text{C};$$

$$\text{grad}T = q / \lambda = 70 / 70 = 1^\circ\text{C}/\text{м}.$$

Приклад 3. Визначити втрату теплоти Q , Вт, через плоску стінку з пробки довжиною $l=2$ м, висотою $h=3$ м і товщиною $\delta=0,1$ м, якщо температури на поверхнях стінки підтримуються $T_{cm.1}=100^\circ\text{C}$ і $T_{cm.2}=40^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності пробки $\lambda=0,07$ Вт/(м·К).

$$Q = (\lambda \delta) \Delta T F = (0,07 \cdot 0,1) \cdot (100 - 40) \cdot 2 \cdot 3 = 252 \text{ Вт}.$$

Приклад 4. Визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, якщо товщина її $\delta=40$ мм і різниця температур на поверхнях $\Delta T=20^\circ\text{C}$, тепловий потік $q=145$ Вт/м².

$$\lambda = q \delta / \Delta T = 145 \cdot 0,04 / 20 = 0,29 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Приклад 5. Плоску поверхню необхідно ізолювати так, щоб втрати теплоти з одиниці поверхні за одиницю часу не перевищували 450 Вт/м². Температура поверхні під ізоляцією $T_{cm.1}=450^\circ\text{C}$, а зовнішньої поверхні ізоляції $T_{cm.2}=50^\circ\text{C}$. Визначити товщину ізоляції, виконаної із совеліта, для котрого:

$$\lambda = 0,09 + 0,0000874T.$$

Визначаємо середньоарифметичну температуру ізоляції:

$$T = (T_{cm.1} + T_{cm.2}) / 2 = (450 + 50) / 2 = 250^\circ\text{C}.$$

Розраховуємо коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda = 0,09 + 0,0000874 \cdot 250 = 0,107 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Визначаємо товщину ізоляції:

$$\delta = \lambda \Delta T / q = 0,107 \cdot (450 - 50) / 450 = 0,0955 \text{ м}.$$

Приймаємо $\delta=100$ мм.

Приклад 6. Плоска стінка ємності площею $F=5$ м² покрита двошаровою тепловою ізоляцією. Стінка ємності сталевая, товщиною $\delta_1=8$ мм, із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_1=46,5$ Вт/(м·К). Перший шар ізоляції виконаний із новоасбозурита товщиною $\delta_2=50$ мм, коефіцієнт теплопровідності якого визначається рівнянням $\lambda_2=0,144+0,00014T$. Другий шар ізоляції товщиною $\delta_3=10$ мм являє собою вапняну штукатурку з $\lambda_3=0,698$ Вт/(м·К).

Температури внутрішньої поверхні стінки ємності $T_{cm.1}=250$ і зовнішньої поверхні ізоляції $T_{cm.4}=50^\circ\text{C}$.

Розрахувати кількість теплоти, переданої через стінку, і температури на межах шарів ізоляції.

Розрахунок коефіцієнта теплопровідності в першому наближенні проводимо за температурами $T_{cm.1}$ і $T_{cm.4}$ із наступним уточненням з $T_{cm.2}$ і $T_{cm.3}$.

$$\lambda_{250}=0,144+0,00014 \cdot 250=0,179 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\lambda_{50}=0,14+0,00014 \cdot 50=0,151 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\lambda_{2 \text{ ср1}}=(0,179+0,151):2=0,165 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Визначаємо тепловий потік:

$$q=(T_{\text{см.1}} - T_{\text{см.4}}) / (\delta_1 \lambda_1^{-1} + \delta_2 \lambda_2^{-1} + \delta_3 \lambda_3^{-1}) = \\ = (250-50) / [(0,008/46,5) + (0,05/0,165) + (0,01/0,698)] = 630 \text{ Вт/м}^2.$$

Визначаємо кількість теплоти, що передається через стінку:

$$Q=q \cdot F=630 \cdot 5=3150 \text{ Вт.}$$

Визначаємо температури $T_{\text{см.2}}$ і $T_{\text{см.3}}$:

$$T_{\text{см.2}}=T_{\text{см.1}} - (q \delta_1 / \lambda_1) = 250 - (630 \cdot 0,008 / 46,5) = 249,9^\circ\text{C},$$

$$T_{\text{см.3}}=T_{\text{см.4}} + (q \delta_3 / \lambda_3) = 50 + (630 \cdot 0,01 / 0,698) = 59,03^\circ\text{C}.$$

Відповідно до температур $T_{\text{см.2}}$ і $T_{\text{см.3}}$ уточнюємо середні коефіцієнти теплопровідності:

$$\lambda_{249,9}=0,179, \lambda_{59,03}=0,152, \lambda_{2 \text{ ср2}}=0,1655 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

і повторюємо розрахунок. При цьому одержуємо:

$$q=631,74 \text{ Вт/м}^2, Q=3159 \text{ Вт}, T_{\text{см.2}}=249,9^\circ\text{C}, T_{\text{см.3}}=59,05^\circ\text{C}.$$

Приклад 7. Визначити значення еквівалентного коефіцієнта теплопровідності пакета з n листів сталі, якщо товщина кожного листа $\delta_1=5$ мм. Між листами прокладений папір товщиною $\delta_2=0,05$ мм. Коефіцієнт теплопровідності сталі 54 і паперу 0,1 Вт/(м·К).

$$\lambda_{\text{ек}} = \sum_{i=1}^n \delta_i / \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,005 n / [(0,005/54) + (0,00005/0,1)] n = 8,44 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

1.4. Теплопровідність циліндричної стінки

Однорідна стінка. Розглянемо однорідну циліндричну стінку довжиною l із внутрішнім радіусом r_1 і зовнішнім r_2 . Коефіцієнт теплопровідності матеріалу постійний і дорівнює λ . Внутрішня і зовнішня поверхні мають постійні температури $T_{\text{см.1}}$ і $T_{\text{см.2}}$, причому $T_{\text{см.1}} > T_{\text{см.2}}$. Модель процесу подана на рис.4. Температура змінюється тільки в радіальному напрямку x . Отже, температурне поле однорідне, а ізотерми збігаються з циліндричними поверхнями, що мають із трубою загальну вісь.

Для цього випадку:

$$Q=2\pi\lambda l (T_{\text{см.1}} - T_{\text{см.2}}) \left(\ln \frac{d_2}{d_1} \right)^{-1} = 2\pi\lambda l (T_{\text{см.1}} - T_{\text{см.2}}) \left(\ln \frac{d_2}{d_1} \right)^{-1}. \quad (1.3)$$

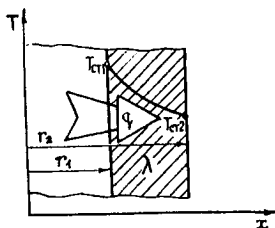


Рис.4. Однорідна циліндрична стінка

Отже, кількість теплоти, що передається через стінку труби, прямо пропорційна коефіцієнту теплопровідності λ , довжині l і температурному напору $\Delta T = T_{cm.1} - T_{cm.2}$ і обернено пропорційна натуральному логарифму відношення зовнішнього радіуса труби r_2 до внутрішнього r_1 . Замість відношення радіусів можна брати відношення діаметрів.

Формула (1.3) слугує для визначення теплопровідності циліндричної стінки. Вона залишається справедливою для випадку, коли $T_{cm.1} < T_{cm.2}$, тобто коли тепловий потік спрямований від зовнішньої поверхні до внутрішньої.

Значення температури в будь-якій точці циліндричної стінки визначається за формулою:

$$T_{cm,x} = T_{cm.1} - [(T_{cm.1} - T_{cm.2}) \ln d_x d_1^{-1} / \ln d_2 d_1^{-1}].$$

Вона являє собою рівняння логарифмічної кривої. Отже, усередині однорідної циліндричної стінки при постійному значенні коефіцієнта теплопровідності температура змінюється за логарифмічним законом [22].

Кількість теплоти, що проходить через стінку труби, може бути віднесена або до одиниці довжини трубопроводу, або до одиниці внутрішньої або зовнішньої поверхні труби:

$$Q/l = q_l = 2\pi\lambda\Delta T / (\ln d_2 d_1^{-1}), \text{ Вт/м}; \quad (1.4)$$

$$Q/\pi d_1 l = q_1 = 2\lambda\Delta T / (d_1 \ln d_2 d_1^{-1}), \text{ Вт/м}^2; \quad (1.5)$$

$$Q/\pi d_2 l = q_2 = 2\lambda\Delta T / (d_2 \ln d_2 d_1^{-1}), \text{ Вт/м}^2. \quad (1.6)$$

Позаяк внутрішня і зовнішня поверхні труби за розмірами різні, то різними будуть і значення теплових потоків q_1 і q_2 . З (1.4)...(1.6) можна одержати співвідношення, що пов'язує між собою величини q_1 , q_1 , q_2 , а саме:

$$q_1 = \pi d_1 q_l = \pi d_2 q_2, \text{ Вт/м}.$$

Багатошарова стінка. Припустимо, циліндрична стінка складається з трьох різнорідних шарів. Завдяки доброму контакту між шарами дотичні поверхні різних шарів мають загальну температуру. Діаметри і коефіцієнти теплопровідності окремих шарів відомі, їхні позначення наведені на рис.5. Крім того,

відомі температури внутрішньої і зовнішньої поверхні багат шарової стінки $T_{cm.1}$ і $T_{cm.4}$. У місцях зіткнення шарів температури $T_{cm.2}$ і $T_{cm.3}$ невідомі.

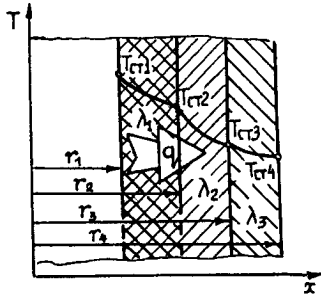


Рис.5. Багат шарова циліндрична стінка

При стаціонарному режимі кількість теплоти, що проходить через кожний шар, однакова і постійна. Тому за формулою (1.4) можна написати:

$$q_l = 2\pi(T_{cm.1} - T_{cm.2}) / (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1});$$

$$q_l = 2\pi(T_{cm.2} - T_{cm.3}) / (\lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1});$$

$$q_l = 2\pi(T_{cm.3} - T_{cm.4}) / (\lambda_3^{-1} \ln d_4 d_3^{-1}).$$

З цих рівнянь визначається зміна температури в кожному шарі:

$$T_{cm.1} - T_{cm.2} = q_l \ln d_2 d_1^{-1} / (2\pi\lambda_1),$$

$$T_{cm.2} - T_{cm.3} = q_l \ln d_3 d_2^{-1} / (2\pi\lambda_2),$$

$$T_{cm.3} - T_{cm.4} = q_l \ln d_4 d_3^{-1} / (2\pi\lambda_3).$$

Сума змін температури в кожному шарі становить повний температурний напір. Складаючи окремо ліві і праві частини останньої системи рівнянь, одержуємо:

$$T_{cm.1} - T_{cm.4} = (q_l / 2\pi) (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1} + \lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1} + \lambda_3^{-1} \ln d_4 d_3^{-1}),$$

звідси визначається значення теплового потоку q_l , Вт/м:

$$q_l = 2\pi (T_{cm.1} - T_{cm.4}) / (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1} + \lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1} + \lambda_3^{-1} \ln d_4 d_3^{-1}). \quad (1.7)$$

За аналогією до (1.7) можна написати формулу для n -шарової стінки:

$$q_l = 2\pi (T_{cm.1} - T_{cm.(n+1)}) / \sum_{i=1}^n \lambda_i^{-1} \ln d_{i+1} d_i^{-1}.$$

Значення температур у місцях дотику поверхонь визначаються за формулами:

$$T_{cm.2} = T_{cm.1} - [q_l \ln d_2 d_1^{-1} / (2\pi\lambda_1)],$$

$$T_{cm.3} = T_{cm.2} - [q_l \ln d_3 d_2^{-1} / (2\pi\lambda_2)] =$$

$$= T_{cm.1} - [(q_l / 2\pi) (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1} + \lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1})]$$

$$\text{або } T_{cm.3} = T_{cm.4} + [q_l \ln d_4 d_3^{-1} / (2\pi\lambda_3)].$$

Всередині кожного шару температура змінюється за логарифмічним законом, але для багатошарової стінки загалом температурна крива являє собою ламану криву.

Приклад 8. Сталевий трубопровід діаметром 108х5 мм ($\lambda_1=50,3$ Вт/(м·К)) має тришарову ізоляцію (див. рис. 6). Товщина першого шару $\delta_1=25$ мм ($\lambda_2=0,038$), другого – $\delta_2=35$ мм ($\lambda_3=0,052$) і третього – $\delta_3=4$ мм ($\lambda_4=0,116$). Температура на внутрішній поверхні труби $T_{cm.1}=218^\circ\text{C}$, на зовнішній поверхні другого шару ізоляції $T_{cm.4}=76^\circ\text{C}$. Визначити невідомі температури на поверхнях шарів.

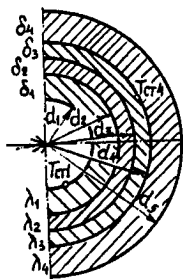


Рис.6. До розв'язку прикладу 8

Використовуючи формулу (1.7), визначимо тепловий потік. Врахуємо, що при стаціонарному тепловому процесі через кожний із шарів проходить той самий потік, рівний потокові через усю багатошарову стінку:

$$q_l = 2\pi (T_{cm.1} - T_{cm.4}) / (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1} + \lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1} + \lambda_3^{-1} \ln d_4 d_3^{-1}) =$$

$$= 2\pi (T_{cm.1} - T_{cm.4}) / (\lambda_1^{-1} \ln d_2 d_1^{-1} + \lambda_2^{-1} \ln d_3 d_2^{-1} + \lambda_3^{-1} \ln d_4 d_3^{-1} + \lambda_4^{-1} \ln d_5 d_4^{-1}).$$

Використовуючи ліву частину рівняння, отримуємо:

$$q_l = 2 \cdot 3,14 (218 - 76) / [(1/50,3) (\ln 108/98) + (1/0,038) (\ln 158/108) + (1/0,052) (\ln 228/158)] = 52,24 \text{ Вт/м}.$$

Визначаємо температури між поверхнями шарів:

$$T_{cm.2} = T_{cm.1} - [q_l \ln d_2 d_1^{-1} / (2\pi \lambda_1)] = 218 - [52,24 \ln \frac{108}{98} / (2 \cdot 3,14 \cdot 50,3)] = 217,98^\circ\text{C};$$

$$T_{cm.3} = T_{cm.2} - [q_l \ln d_3 d_2^{-1} / (2\pi \lambda_2)] = 217,98 - [52,24 \ln \frac{158}{108} / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,038)] = 134,67^\circ\text{C};$$

$$T_{cm.5} = T_{cm.4} - [q_l \ln d_5 d_4^{-1} / (2\pi \lambda_4)] = 76 - [52,24 \ln \frac{236}{228} / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,116)] = 73,54^\circ\text{C}.$$

1.5. Теплопровідність кульової стінки

Припустимо, є порожня куля з радіусом внутрішньої поверхні r_1 і зовнішньої r_2 . Стінка кулі складається з однорідного матеріалу, коефіцієнт теплопровідності якого постійний і дорівнює λ . Внутрішня і зовнішня поверхні кулі підтримуються при постійних температурах $T_{cm.1}$ і $T_{cm.2}$, причому $T_{cm.1} > T_{cm.2}$. Температура змінюється тільки в напрямку радіуса. Ізотермічні поверхні являють собою концентричні кульові поверхні. Модель однорідної стінки подана на рис.7.

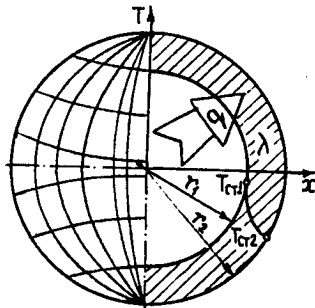


Рис.7. Однорідна кульова стінка

Кількість теплоти, що проходить через кульовий шар, визначається за формулою [22, 24]:

$$Q = 4\pi\lambda(T_{cm.1} - T_{cm.2}) / (r_1^{-1} - r_2^{-1}) = 2\pi\lambda\Delta T / (d_1^{-1} - d_2^{-1}) = \pi\lambda\Delta T d_1 d_2 / \delta,$$

де δ – товщина стінки рівна $(d_2 - d_1) / 2$.

Ця залежність є розрахунковою формулою теплопровідності кульової стінки.

Значення температури в будь-якій ізотермічній поверхні стінки кулі можна визначити за формулою:

$$T_{cm.x} = T_{cm.1} - [(T_{cm.1} - T_{cm.2}) (d_1^{-1} - d_x^{-1}) / (d_1^{-1} - d_2^{-1})],$$

що є рівнянням гіперболи. Отже, усередині однорідної кульової стінки температура змінюється за законом гіперболи.

Приклад 9. Визначити теплові втрати через стінку кульоподібного випарника, внутрішній діаметр котрого $d_1 = 1,2$ м, а загальна товщина стінки випарника і шару ізоляції $\delta = 100$ мм. Температура внутрішньої поверхні $T_{cm.1} = 140^\circ\text{C}$ і зовнішньої $T_{cm.2} = 40^\circ\text{C}$, еквівалентний коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ек} = 0,1$ Вт/(м·К).

Визначаємо теплові втрати:

$$Q = \delta^{-1} \pi \lambda \Delta T d_1 d_2 = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 100 \cdot 1,2 \cdot 1,4 / 0,1 = 528 \text{ Вт.}$$

Якщо ці втрати віднести до одиниці зовнішньої поверхні $F_{cm,2} = \pi d_2^2$, то отримаємо:

$$q_2 = Q / \pi d_2^2 = 528 / 6,16 = 85 \text{ Вт/м}^2.$$

Приклад 10. Кульовий реактор із зовнішнім діаметром 960 мм має стінку товщиною 50 мм, що складається з кварцового скла і нержавіючої сталі, з еквівалентною теплопровідністю $\lambda_{ек} = 1,49 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Внаслідок виділення теплоти під час екзотермічної реакції температура внутрішньої поверхні стінки досягає 210°C , а зовнішньої – 80°C .

Визначити тепловий потік для зовнішньої і внутрішньої поверхонь реактора.

Загальна кількість теплоти, що виділяється реактором:

$$Q = 4\pi \lambda_{ек} (T_{cm,1} - T_{cm,2}) / (r_1^{-1} - r_2^{-1}) = 4 \cdot 3,14 \cdot 1,49 (210 - 80) / (1 : 0,43 - 1 : 0,48) = 10042,8 \text{ Вт.}$$

Тепловий потік для зовнішньої поверхні:

$$q_{cm,2} = Q / F_{cm,2} = Q / \pi d_2^2 = 10042,8 / 3,14 \cdot 0,96^2 = 3470,4 \text{ Вт/м}^2.$$

Тепловий потік для внутрішньої поверхні, якщо відношення поверхонь:

$$F_{cm,1} / F_{cm,2} = \pi d_1^2 / \pi d_2^2 = d_1^2 / d_2^2 = 0,86^2 / 0,96^2 = 0,8025,$$

де $q_{cm,1} = q_{cm,2} / 0,8025 = 3470,4 / 0,8025 = 4324,5 \text{ Вт/м}^2$.

1.6. Визначення розрахункової температури

При одержанні розрахункових залежностей по теплопровідності приймається, що температура поверхні тіла залишається постійною. У практичних розрахунках ці умови не завжди витримуються. У цих випадках роблять так. Якщо в окремих точках поверхні температура відрізняється не сильно, то роблять усереднення температур по поверхні. Надалі з цією середньою температурою розрахунок проводиться як із постійною. Середня температура по поверхні визначається за формулою [19]:

$$T_{cp} = (T_1 F_1 + T_2 F_2 + \dots + T_n F_n) / (F_1 + F_2 + \dots + F_n), \quad (1.8)$$

де F_1, F_2, \dots, F_n – ділянки поверхні з постійною температурою; T_1, T_2, \dots, T_n – температури цих ділянок.

Якщо температура по поверхні змінюється різко, тоді поверхня розбивається на ділянки і для кожної з них окремо підраховується кількість затраченої теплоти. Складаючи ці кількості і ділячи суму на загальну поверхню тіла, одержимо середнє значення теплового потоку. У межах кожної ділянки усереднення температури робиться за формулою (1.8).

Приклад 11. На плоскій стінці ємності висотою 2 м і шириною 3 м температура зменшується на 1°C на кожні 500 мм глибини. Мінімум температури 80°C досягається у верхньому шарі. Визначимо середню температуру поверхні стінки.

Визначаємо кількість шарів і їхні температури:

$$2000:500=4,$$

при цьому температури по шарам розподіляються так: для верхнього першого шару $T_1=80^\circ\text{C}$, для другого $T_2=80+1=81^\circ\text{C}$, для третього $T_3=81+1=82^\circ\text{C}$, для четвертого $T_4=82+1=83^\circ\text{C}$.

Визначаємо площу шару з постійною температурою:

$$F_1=F_2=F_3=F_4=0,5\cdot3=1,5 \text{ м}^2.$$

Визначаємо середню температуру поверхні стінки за формулою (1.8):

$$T_{cp}=(1,5\cdot80+1,5\cdot81+1,5\cdot82+1,5\cdot83)/(1,5+1,5+1,5+1,5)=489/6=81,5^\circ\text{C}.$$

1.7. Теплопередача і термічний опір

Коефіцієнт теплопередачі відображає сумарний ефект теплообміну і виражається за допомогою величин, що характеризують послідовний перенос теплоти від гарячого середовища до стінки, через стінку і від стінки до холодного середовища. Коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·К), є кількісною характеристикою цього процесу, числовий розмір якого виражає кількість теплоти, що передається від однієї рідини до іншої через одиницю поверхні при різниці температур між ними в один градус, при цьому розрахункова формула має вигляд:

$$k=(\alpha_1^{-1}+\delta\lambda^{-1}+\alpha_2^{-1})^{-1}, \quad (1.9)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гарячої рідини до стінки і від стінки до холодної рідини, Вт/м²·К.

Це рівняння доцільно представити в зворотних величинах, що називаються термічними опорами. Загальний термічний опір – це величина, зворотна коефіцієнту теплопередачі і чисельно дорівнює сумі зовнішніх і внутрішніх термічних опорів [24, 27]:

$$R=R_1+R_{cm}+R_2,$$

де $R=k^{-1}$ – загальний опір, м²·К/Вт; $R_1=\alpha_1^{-1}$, $R_2=\alpha_2^{-1}$ – зовнішні термічні опори, м²·К/Вт; $R_{cm}=\delta\lambda^{-1}$ – внутрішній термічний опір, м²·К/Вт.

Якщо плоска стінка складається з n шарів, то її внутрішній термічний опір становить:

$$R_{cm} = \sum_{i=1}^{i=n} R_{cm,i},$$

Тому для багат шарової стінки розрахунки слід вести за формулами:

для коефіцієнтів теплопередачі: $k = (\alpha_1^{-1} + \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i \lambda_i^{-1} + \alpha_2^{-1})^{-1}$;

для загального термічного опору: $R = R_1 + \sum_{i=1}^{i=n} R_{cm,i} + R_2$.

Очевидно, що взаємозв'язок між коефіцієнтами теплопередачі, з одного боку, і коефіцієнтами теплопровідності і тепловіддачі із іншого, залежать від форми стінки, що відокремлює гарячу рідину від холодної.

1.8. Теплопередача через плоску стінку

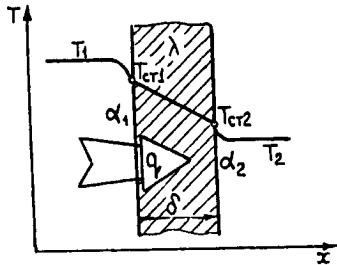


Рис.8. Теплопередача через плоску стінку

При сталому тепловому стані системи, поданій на рис.8, кількість теплоти, що передається від гарячої рідини до стінки, дорівнює кількості теплоти, яка йде через стінку, і кількості теплоти, відданої від стінки до холодної рідини. Отже, для теплового потоку q можна написати такі вирази [22, 24]:

$$q = \alpha_1(T_1 - T_{cm1}) = \alpha_1 \Delta T_1; \quad q = \lambda \delta^{-1}(T_{cm1} - T_{cm2}) = \lambda \delta^{-1} \Delta T_{cm}; \\ q = \alpha_2(T_{cm2} - T_2) = \alpha_2 \Delta T_2.$$

звідки:

$$\Delta T_1 + \Delta T_{cm} + \Delta T_2 = q(\alpha_1^{-1} + \lambda \delta^{-1} + \alpha_2^{-1}). \quad (1.10)$$

З рівняння (1.10) випливає, що

$$T_1 - T_2 = q(\alpha_1^{-1} + \delta \lambda^{-1} + \alpha_2^{-1}) = q/k.$$

З цього виразу визначається значення теплового потоку q , Вт/м²:

$$q = k(T_1 - T_2) = k \Delta T. \quad (1.11)$$

Підставляючи значення теплового потоку в рівняння (1.10), можна визначити температури стінки $T_{cm,1}$ і $T_{cm,2}$:

$$T_{cm,1} = T_1 - q \alpha_1^{-1}; \quad T_{cm,2} = T_1 - q(\alpha_1^{-1} + \delta \lambda^{-1}) = T_2 + q \alpha_2^{-1}. \quad (1.12)$$

Приклад 12. Визначити втрату теплоти через квадратний метр плоскої частини корпусу апарата зі сталі Х17 товщиною 10 мм, якщо $T_1=140^\circ\text{C}$, $T_2=100^\circ\text{C}$, $\alpha_1=10500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $\alpha_2=7200 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, $\lambda=25,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

За формулою (1.9) визначаємо:

$$k=(\alpha_1^{-1}+\delta\lambda^{-1}+\alpha_2^{-1})^{-1}=1/[(1/10500)+(0,01/25,1)+(1/7200)]=1582,3, \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Підставляючи це значення у формулу (1.11), отримуємо:

$$q=k(T_1 - T_2)=1582,3\cdot(140-100)=63290 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Нарешті, за формулами (1.12) визначаємо температури стінки:

$$T_{cm,1}=T_1 - q\alpha_1^{-1}=140-(63290/10500)=134^\circ\text{C};$$

$$T_{cm,2}=T_2 + q\alpha_2^{-1}=100+(63290/7200)=108,8^\circ\text{C}.$$

1.9. Теплопередача через циліндричну стінку

При усталеному тепловому режимі системи, поданої на рис.9, кількість теплоти, що віддається від гарячого середовища до стінки, проходить через стінку і віддається від стінки до холодного середовища, однакова. Отже, можна записати:

$$Q/l=q_l=\alpha_1\pi d_1(T_1-T_{cm,1}); \quad q_l=2\pi\lambda(T_{cm,1}-T_{cm,2})/(lnd_2d_1^{-1}); \\ q_l=\alpha_2\pi d_2(T_{cm,2}-T_2),$$

де l – довжина труби, м; d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри труби, м.

Тепер можна визначити складові загального температурного напору ΔT :

$$\Delta T_1=q_l/\pi\alpha_1d_1; \quad \Delta T_{cm}=q_l lnd_2d_1^{-1}/(2\pi\lambda); \quad \Delta T_2=q_l/(\pi\alpha_2d_2). \quad (1.13)$$

Складаючи рівняння системи (1.13), одержимо повний температурний напір:

$$\Delta T=(T_1 - T_2)=(q_l/\pi)[\alpha_1^{-1}d_1^{-1}+(lnd_2d_1^{-1})/(2\lambda)+\alpha_2^{-1}d_2^{-1}]. \quad (1.14)$$

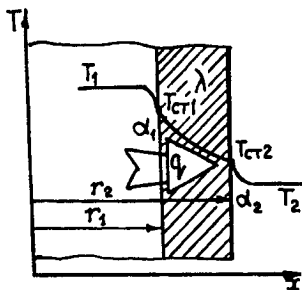


Рис.9. Теплопередача через циліндричну стінку

З рівняння (1.14) визначаємо значення температурного напору q_l , Вт/м:

$$q_l=\pi(T_1 - T_2)/[\alpha_1^{-1}d_1^{-1}+(lnd_2d_1^{-1})/(2\lambda)+\alpha_2^{-1}d_2^{-1}]=k_l\pi\Delta T, \quad (1.15)$$

звідси лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м·К), буде:

$$k_l = [\alpha_1^{-1} d_1^{-1} + (\ln d_2 d_1^{-1}) / (2\lambda) + \alpha_2^{-1} d_2^{-1}]^{-1}. \quad (1.16)$$

Зворотна величина коефіцієнта теплопередачі називається повним лінійним термічним опором або лінійним термічним опором теплопередачі, і з рівняння (1.16) дорівнює:

$$R_l = k_l^{-1} = \alpha_1^{-1} d_1^{-1} + [\ln d_2 d_1^{-1} / (2\lambda)] + \alpha_2^{-1} d_2^{-1}.$$

Для багатощарової стінки труби:

$$k_l = [\alpha_1^{-1} d_1^{-1} + (\sum_{i=1}^{i=n} (\ln d_{i+1} d_i^{-1}) / (2\lambda_i)) + \alpha_2^{-1} d_{n+1}^{-1}]^{-1};$$

$$R_l = \alpha_1^{-1} d_1^{-1} + (\sum_{i=1}^{i=n} \ln d_{i+1} d_i^{-1} / (2\lambda_i)) + \alpha_2^{-1} d_{n+1}^{-1}.$$

Щоб визначити невідомі температури стінки $T_{cm,1}$ і $T_{cm,2}$, треба значення q_l з рівняння (1.15) підставити в рівняння (1.13). Розв'язуючи їх, отримуємо:

$$T_{cm,1} = T_1 - q_l / (\pi \alpha_1 d_1);$$

$$T_{cm,2} = T_1 - (q_l / \pi) [\alpha_1 d_1 + (\ln d_2 d_1^{-1}) / (2\lambda)] = T_2 + q_l / (\pi \alpha_2 d_2). \quad (1.17)$$

Розрахункові формули теплопередачі для труби у практичних розрахунках застосовуються з деякими спрощеннями. Якщо стінка труби не дуже товста, то замість формули (1.15) у розрахунках застосовується формула для плоскої стінки (1.11), що у цьому випадку набуває вигляду:

$$q_l = k \pi d_{cp} (T_1 - T_2) = \pi d_{cp} (T_1 - T_2) / (\alpha_1^{-1} + \delta \lambda^{-1} + \alpha_2^{-1}). \quad (1.18)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки за формулою (1.9), Вт/(м²·К); d_{cp} – середній діаметр стінки, м; δ – її товщина, рівна напіввізніці діаметрів, $\delta = 0,5(d_2 - d_1)$.

При цьому, якщо $d_1/d_2 > 0,5$, то похибка розрахунку не перевищує 4%. Ця похибка зменшується, якщо при виборі d_{cp} дотримуватися такого правила:

якщо $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то $d_{cp} = d_2$;

якщо $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{cp} = 0,5(d_1 + d_2)$;

якщо $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то $d_{cp} = d_1$; тобто при розрахунку теплопередачі за формулою (1.18) замість d_{cp} береться той діаметр, з боку якого коефіцієнт тепловіддачі має менше значення. Якщо ж значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 одного порядку, то d_{cp} дорівнює середньоарифметичному між внутрішнім d_1 і зовнішнім d_2 діаметрами труби. При проведенні розрахунків як за формулою (1.15), так і за формулою (1.18) слід мати на увазі, що з метою спрощення розрахунку відносно малими опорами треба знехтувати.

Приклад 13. У процесі експлуатації випарного апарата його сталеві кип'ятильні труби діаметром 57×3 мм, $\lambda_{cm}=48$ Вт/(м·К) покрилися шаром накипу $\delta_n=1,2$ мм, $\lambda_n=1,31$ Вт/(м·К) (рис.10). Температура гріючої пари – 132°C , коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби – 6800 Вт/(м²·К). Коефіцієнт тепловіддачі до рідини, що випарюється при температурі 110°C усередині труби – 8400 Вт/(м²·К). Визначити питомий лінійний тепловий потік q_l , коефіцієнт теплопередачі k_l і $T_{cm,2}$.

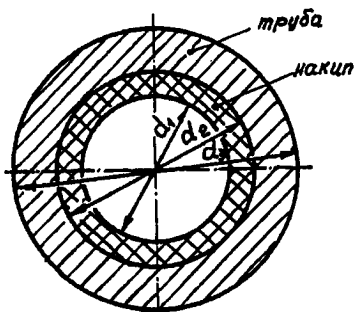


Рис.10. До рішення прикладу 13

За формулою (1.16) визначаємо значення k_l :

$$k_l = [\alpha_1^{-1} d_3^{-1} + (\ln d_3 d_2^{-1} / 2\lambda_{cm}) + (\ln d_2 d_1^{-1} / 2\lambda_n) + \alpha_2^{-1} d_2^{-1}]^{-1} = \\ = [(1/6800 \cdot 0,057) + (\ln 0,057 \cdot 0,051^{-1} / 2 \cdot 48) + (\ln 0,051 \cdot 0,0484^{-1} / 2 \cdot 1,31) + \\ + (1/8400 \cdot 0,0484)]^{-1} = 156,25 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Значення q_l визначаємо за формулою (1.15):

$$q_l = k_l \pi (T_1 - T_2) = 156,25 \cdot 3,14 (132 - 110) = 10800 \text{ Вт/м.}$$

І, нарешті, відповідно до формули (1.17):

$$T_{cm,2} = T_2 + (q_l / \pi \alpha_2 d_1) = 110 + (10800 / 3,14 \cdot 8400 \cdot 0,0484) = 101,54^\circ\text{C}.$$

1.10. Теплопередача через кульову стінку

Якщо внутрішній діаметр кулі дорівнює d_1 , зовнішній d_2 і коефіцієнт теплопровідності стінки λ , а всередині кулі знаходиться гаряча рідина з температурою T_1 , зовні – холодна з температурою T_2 , тож значення коефіцієнтів тепловіддачі, відповідно, рівні α_1 і α_2 . Температури поверхонь стінки $T_{cm,1}$ і $T_{cm,2}$ невідомі.

Відповідно до прийнятих позначень, наведених на рис. 11, при стаціонарному тепловому режимі системи кількість теплоти, відданої від гарячої рідини до холодної, можна виразити такими рівняннями [22, 24]:

$$Q = \alpha_1 \pi d_1^2 (T_1 - T_{cm,1}); Q = 2\pi \lambda (T_{cm,1} - T_{cm,2}) / d_1^{-1} d_2^{-1}; Q = \alpha_2 \pi d_2^2 (T_{cm,2} - T_2),$$

з яких визначається значення Q , Вт:

$$Q = \pi(T_1 - T_2) / \{ \alpha_1^{-1} d_1^{-2} + [0,5\lambda^{-1}(d_1^{-1} - d_2^{-1})] + \alpha_2^{-1} d_2^{-2} \} = k_x \pi \Delta T.$$

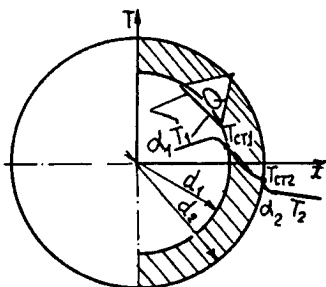


Рис.11. Теплопередача через кульову стінку

Отже, коефіцієнт теплопередачі для кульової стінки визначається у Вт/(м²·К) за формулою:

$$k_x = [\alpha_1^{-1} d_1^{-2} + 0,5\lambda^{-1}(d_1^{-1} - d_2^{-1}) + \alpha_2^{-1} d_2^{-2}]^{-1}.$$

Зворотна величина називається термічним опором теплопередачі кульової стінки:

$$R_x = \alpha_1^{-1} d_1^{-2} + 0,5\lambda^{-1}(d_1^{-1} - d_2^{-1}) + \alpha_2^{-1} d_2^{-2}.$$

У практичних розрахунках треба перевірити співвідношення термічних опорів. Відносно малими з них завжди можна знехтувати.

1.11. Ефективність використання, призначення і завдання розрахунку теплової ізоляції

Для зменшення теплових втрат, у загальному випадку, необхідно збільшити термічний опір. При цьому достатньо збільшити будь-який один з окремих опорів, що може бути зроблено по-різному. У більшості випадків це досягається шляхом нанесення на стінку додаткового шару теплової ізоляції.

Цільове призначення ізоляції різне – це або економія палива, чи створення сприятливих умов для проведення технологічного процесу, чи поліпшення санітарних умов праці. Підхід до вибору і розрахунку ізоляції в кожному випадку повинен бути різним. У першому випадку виступають передумови економічного характеру, а в другому і третьому – вимоги технології і санітарії.

Для теплової ізоляції можуть застосовуватися різні матеріали з низькою теплопровідністю. При виборі матеріалу необхідно брати до уваги їхні механічні властивості, а також їх спроможність поглинати вологу і витримувати високу тем-

пературу. Якщо температура об'єкта, що ізолюється, висока, то приймається багатошарова ізоляція – спочатку кладуть матеріал, що витримує високу температуру, а потім більш ефективний матеріал із погляду теплоізоляційних властивостей.

Для оцінки ефективності теплоізоляційних покриттів прийнято застосовувати коефіцієнт ефективності ізоляції [24]:

$$\eta_{iz} = (Q_n - Q_{iz}) / Q_n,$$

де Q_n і Q_{iz} – тепловтрати неізольованим та ізольованим апаратом або трубопроводом. Для сучасних ізоляційних конструкцій $\eta_{iz} = 0,85 - 0,97$.

Теплові розрахунки ізоляційних конструкцій дозволяють вирішити такі завдання:

- визначити теплові втрати ізольованих конструкцій при заданій ізоляції;
- визначити товщини ізоляції при заданих або припустимих теплових втратах обладнання;
- визначити товщини ізоляції по заданій температурі її поверхні;
- визначити температурне поле заданої ізоляційної конструкції;
- визначити при заданій ізоляційній конструкції спад температури теплоносія в часі або по довжині теплопроводу;
- визначити кількості конденсату, що випадає, при русі насиченої пари.

1.12. Втрати теплоти ізольованими апаратами

Для розрахунку теплової ізоляції застосовуються формули теплопередачі, що розглядалися вище. При розрахунку ізоляції слід дотримуватися такого порядку. Спочатку встановлюються припустимі теплові втрати при наявності ізоляції. Ці втрати визначаються, виходячи з технічних умов ведення технологічного процесу, виконання санітарних норм і економії палива.

Потім вибирається тип ізоляції і, задаючи температуру на поверхні ізоляції, визначають середню температуру останньої $T_{iz,cp}$, за якою визначається відповідне значення коефіцієнта теплопровідності λ_{iz} . При розрахунку ізоляції термічним опором тепловіддачі від гарячого середовища до стінки і самої стінки можна знехтувати. Тоді температуру поверхні, що ізолюється, можна прийняти за рівну температурі гарячого середовища. Знаючи температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь і коефіцієнт теплопровідності, визначається необхідна товщина ізоляції. Після цього виконується перевірочний розрахунок і визначається значення середньої температури ізоляційного шару і температури на поверхні. Якщо останні від попередньо прийнятого значення відрізняються істотно, то весь розрахунок повторюється знову доти, поки розбіжність температур не буде в допустимих межах.

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції апарата чи трубопровода складається з коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням α_6 і конвекцією α_k [37, 42]:

$$\alpha_{i3,2} = \alpha_6 + \alpha_k$$

При перевірочних розрахунках коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище $\alpha_{i3,2}$ для трубопроводів у закритих помешканнях при температурі $T_{свт,2} = T_{i3,6} < 150^\circ\text{C}$ можна визначати за формулою:

$$\alpha_{i3,2} = 9,74 + 0,07(T_{i3,н} - T_2), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $T_{i3,6}$ і $T_2 = T_n$ – температури внутрішньої поверхні ізоляційного шару і навколишнього повітря.

Для апаратів, при відомій швидкості руху повітря w , коефіцієнт $\alpha_{i3,2}$ можна визначати за формулою:

$$\alpha_{i3,2} = 9,3 + 0,047(T_{i3,6} - T_n) + 7,0\sqrt{w}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Якщо величина $T_{i3,6}$ невідома, розрахунок ведуть за формулою:

$$\alpha_{i3,2} = 11,6 + 7,0\sqrt{w}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При відомих $T_{i3,6}$, T_n і зовнішньому діаметрі ізоляції $d_{i3,н}$ визначити $d_{i3,2}$ можна за формулою:

$$d_{i3,2} = C[(T_{i3,н} - T_n)/d_{i3,н}]^{0,25}, \quad (1.19)$$

де C залежить від середньої температури ізоляції $T_{i3,ср} = (T_{i3,н} + T_n)/2$. Значення величини C у формулі (1.19) рівні 1,22; 1,14; 1,10; 1,05; 0,95; 0,85; 0,70 при значеннях, що відповідають $T_{i3,ср}$, рівних – 0,0; 50; 100; 200; 300; 400; 500 $^\circ\text{C}$.

Наведені формули для визначення $\alpha_{i3,2}$ враховують як конвективну, так і променеву складові загального значення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{i3,2}$, що можна визначити роздільним шляхом такими залежностями:

$$\alpha_k = 4,64w^{0,7}/d_{i3,н}^{0,3},$$

$$\alpha_6 = C \left[\left(\frac{T_{i3,н} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n + 273}{100} \right)^4 \right] / (T_{i3,н} - T_n),$$

тут C – коефіцієнт випромінювання поверхні ізоляції, Вт/(м²·К); значення температур подані в $^\circ\text{C}$. Значення коефіцієнта випромінювання можна приймати рівним $C=5,2$.

1.13. Визначення товщини теплової ізоляції

Теплова ізоляція виконується зазвичай одношаровою. Однак для забезпечення міцності шару, що теплоізолює, роблять, так званий, покривний шар,

що забезпечує додаткову міцність. Покривний шар виконують з листового металу, жорстких збірних оболонок у виді футлярів або сухої штукатурки з цементних розчинів, штукатурок з азбозуритової мастики і т. ін.

Якщо термічним опором металевих покриттів можна знехтувати, то термічний опір покривного шару, виконаного зі штукатурки, може виявитися значним і його треба враховувати. У цьому випадку коефіцієнт теплопровідності покривного шару незначно відрізняється від коефіцієнта теплопровідності ізоляційного покриття, а товщина його складає 10...20 мм. Вплив термічного опору покривного шару особливо помітний при невеликій товщині ізоляції і низьких значень його коефіцієнта теплопровідності. Врахувати вплив покривного шару в розрахунках можна, розглядаючи його як другий шар ізоляції [42].

Товщина покривного шару залежить від матеріалу ізоляції. При нанесенні його на сітку по м'якому ізоляційному матеріалу типу мінеральної вати, його товщина вибирається рівною 10 мм для труб діаметром 100...1000 мм і 20 мм для циліндричних апаратів із дуже великими діаметрами і плоскими поверхнями. Для інших теплоізоляційних матеріалів будь-якої конфігурації товщина покривного шару береться 10 мм.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалу покривного шару подані в табл. 1.

Для спрощення розрахунку теплової ізоляції вводять поправки, що враховують вплив покривного шару, замість розрахунку за схемою двошарової ізоляції. Чисельні значення цих поправок наведені в табл. 2.

1. Коефіцієнти теплопровідності матеріалів покривного шару

Штукатурний шар	Об'ємна маса, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності при 50°C, Вт/(м·К)
Азбозуритовий	800	0,232
Азбозуритоцементний і гіпсовий	900–1000	0,29
З бітумних паст	1000	0,29
Азбестоцементний	1700	0,382

Основним завданням розрахунку теплової ізоляції є визначення товщини ізоляційного шару. Ця товщина, що диктується іноді економічними міркуваннями, повинна укладатися у визначені інтервали. Верхня гранична товщина ізоляції обмежується масовими навантаженнями об'єкта, що ізолюється, і збільшенням гранично встановлених для нього габаритних розмірів. У зв'язку з цими нор-

мами проектування теплової ізоляції на електростанціях передбачаються граничні товщини ізоляційних конструкцій для паропроводів, приведених в табл.3.

2. Значення поправок при врахуванні покривного шару

Штукатурний	Товщина, мм	Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, Вт/(м·К)								
		0,07	0,081	0,083	1,05	1,16	1,28	1,39	1,52	1,62
Азбозуритовий	10	3	3	4	4	5	5	5	6	7
	15	4	5	6	7	8	8	9	10	10
	20	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Азбоцементний	10	2	2	2	3	3	3	4	4	4
	15	3	3	4	4	5	6	6	6	6
	20	4	4	5	5	6	7	7	8	9

Примітка. Значення поправок для штукатурок із гіпсоазбестових розчинів і нафтобітумних паст лежать між значеннями для штукатурок азбозуритових і азбоцементних

Іноді бувають винятки, коли товщина ізоляції перевищує рекомендовану, що допускається при її відносно невеликій густині. У разі потреби, проводять спеціальний розрахунок на припустиме навантаження трубопроводу.

Мінімальна товщина вибирається, виходячи з конструктивних міркувань, але не менше 30...40 мм для всіх теплоізоляційних конструкцій.

3. Гранична товщина ізоляційних конструкцій паропроводів

Діаметр умовного проходу, мм	10	25	40	50	100	150	200	250	300	350	400	500
Гранична товщина ізоляції, мм	40	70	80	100	150	160	180	180	190	200	200	210

Втрати теплоти теплоізоляційними конструкціями залежать від якості матеріалів, що забезпечують теплову ізоляцію, і, насамперед, від їхньої теплопровідності. У таблицях 4...7 наведені коефіцієнти теплопровідності термоізоляційних матеріалів у сухому стані, їх густина і припустима температура експлуатації, а також коефіцієнти теплопровідності металів і сплавів.

4. Коефіцієнти теплопровідності теплоізоляційних матеріалів

Матеріал	Густина, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	Припус- тима темпера- тура, °С
Ізоляційні матеріали			
Альфоль	3...10	0,052+0,00014 <i>T_{ср}</i>	350
Азбест	500	0,106+0,00019 <i>T_{ср}</i>	350
Азбест	400	0,094+0,00019 <i>T_{ср}</i>	350
Азбест	300	0,084+0,00016 <i>T_{ср}</i>	600
Азбест	200	0,074+0,00016 <i>T_{ср}</i>	600
Азбест	100	0,060+0,00016 <i>T_{ср}</i>	600
Азбестовий папір	950	0,177+0,00014 <i>T_{ср}</i>	600
Азбестовий папір	900	0,157+0,00014 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий папір	850	0,134+0,00014 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестові плити	400	0,088+0,00013 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестові плити	300	0,079+0,00012 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий картон	1000	0,157+0,00014 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий войлок	600	0,090+0,00019 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий войлок	200	0,052+0,00016 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий шнур кручений	750	0,178+0,000098 <i>T_{ср}</i>	450
Азбестовий шнур без бавовни	750	0,17	450
Азбестовий шнур із додаванням бавовни	550	0,15 при 100°С	200
Азбест розпушений VI-й гатунок	650	0,110+0,00019 <i>T_{ср}</i>	600
Азбест розпушений III-й гатунок	340	0,087+0,00024 <i>T_{ср}</i>	600
Азбозоноліт	350	0,143+0,00019 <i>T_{ср}</i>	700
Азбозуріти класу А	650	0,15	600
Азбозуріти класу А	550	0,13 при 100°С	600
Азбозуріти класу А	450	0,09	600
Азбозуріти класу Б	850	0,23	–
Азбозуріти класу Б	750	0,21 при 100°С	–
Азбозуріти класу Б	650	0,19	–
Азбослюда	400...500	0,120+0,000148 <i>T_{ср}</i>	600
Азботерміт	400...430	0,109+0,000145 <i>T_{ср}</i>	500
Діатоміт мелений	400...500	0,091+0,00028 <i>T_{ср}</i>	800

продовження табл. 4

Зоноліт (вермикуліт)	150...250	0,072+0,00262 <i>Тср</i>	900
Мінеральна вата	180...250	0,046...0,1058 при 50°C	500
Новоазбозурит	400...450	0,144+0,00014 <i>Тср</i>	250
Ньювель	180...200	0,870+0,000064 <i>Тср</i>	325
Пінобетон	1200	0,32 при 30°C	500
Пінобетон	1000	0,254 при 30°C	500
Пінобетон	800	0,192 при 30°C	500
Пінобетон	600	0,142 при 30°C	500
Пінобетон	300	0,107 при 30°C	500
Совеліт	230...250	0,0901+0,000087 <i>Тср</i>	400
Торф'яна крихта	200...350	0,06...0,08	100
Ферогіпс (пастаферон)	400...550	0,07...0,08	650
Шлак гранульований	600...800	0,134...0,174 при 30°C	500
Шлак топок котлів	400...700	0,090...0,145 при 30°C	500
Ізоляційні вироби			
Вермикулітові плити	350...380	0,081+0,00015 <i>Тср</i>	700
Вулканітові плити	400	0,080+0,00021 <i>Тср</i>	550
Войлок будівельний	300	0,05 при 0°C	90
Діатомітова цегла	500...600	0,113+0,00023 <i>Тср</i>	850
Діатомітові шкаралупи і сегменти	500...600	0,113+0,00023 <i>Тср</i>	850
Доломітові плити	260...360	0,1 при 0°C	100
Вироби новоізолю	400...450	0,073+0,00028 <i>Тср</i>	400
Комишитові плити	260...360	0,1 при 0°C	100
Мінеральний войлок	250...300	0,058...0,076 при 50°C	—
Пінобетонні блоки	400...500	0,099...0,122 при 50°C	300
Пінодіатомітова цегла	230...430	0,07...0,09 при 70°C	600
Піноскло	290...450	0,124...0,160 при 70°C	600
Плити "Оргізолю"	280...350	0,078+0,00012 <i>Тср</i>	600
Коркові плити	250	0,07 при 0°C	120
Совелітові плити	400...450	0,079+0,00019 <i>Тср</i>	450
Соломітові мати	260...360	0,10 при 0°C	100
Скловолокнітові мати	120...200	0,040+0,0003 <i>Тср</i>	450
Торфоплити	170...250	0,046+0,00014 <i>Тср</i>	100
Жужільний і мінеральний корок	270...350	0,064...0,081 при 50°C	150

5. Коефіцієнти теплопровідності сталі

Найменування і марка сталі	Температура, °С								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Вуглецева 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	–	–	–
Вуглецева 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	–	–	–
Хромомолібденова ХІОС2М	18,4	–	21,7	–	–	24,6	25,5	–	–
Хромонікель-вольфрамова 4ХІ4НВ2М	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	–	–	–
Хромонікелева ІХІ8Н9Т	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	–
Хромонікелева Х25Н20С2	14,6	–	–	–	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромиста нержавіюча:									
1Х13	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	–	–	–
2Х13	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3Х13	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	–	–
4Х13	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	–	–
Х17	24,4	–	–	–	–	–	–	–	–
Х28	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	–	–	–

Примітка. Значення теплопровідності для різних зразків сталі ІХІ8Н9Т змінюються в межах $\pm 20\%$. Тут наведені середні значення коефіцієнтів теплопровідності.

Найчастіше доводиться розраховувати товщину теплової ізоляції при заданих теплових втратах, оскільки їхні значення нормуються. Для плоских і циліндричних поверхонь із діаметром більше 2 м визначення товщини ізоляції $\delta_{із}$, м виконується за такою формулою:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} [R - (R_g + R_n)] = \lambda_{із} \{ [(T_{із,в} - T_n) / q] - (\alpha_{із,1}^{-1} + \alpha_{із,2}^{-1}) \}, \quad (1.20)$$

якщо знехтувати опором $R_g = 1 / \alpha_{із,1}$, то:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} (R - R_n) = \lambda_{із} \{ [(T_{із,в} - T_n) / q] - \alpha_{із,2}^{-1} \}. \quad (1.21)$$

6. Коефіцієнти теплопровідності металів і сплавів

Найменування	Температура, °С							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Алюміній	202	–	206	229	272	319	371	422
Алюмінієві сплави:								
92% Al, 8% Mg	102	106	123	148	–	–	–	–
80% Al, 20% Si	158	160	169	174	–	–	–	–
Дюралюміній: 94–96% Al, 3–5% Cu, 0,5% Mg	159	165	181	194	–	–	–	–
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	–	117	134	149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	–	109	110	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	–	107	113	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	–	120	137	152	169	186	200
Мідь – 99,9%	393	–	385	378	371	365	359	354
Монель–метал: 29% Cu, 67% Ni, 2% Fe	–	22,1	24,4	27,6	30	34	–	–
Нейзильбер: 62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	–	25	31	40	45	49	–	–
Ніхром:								
90% Ni, 10% Cr	17,1	17,4	19,0	20,9	22,8	24,6	–	–
80% Ni, 20% Cr	12,2	13,6	13,8	15,6	17,2	19,0	–	22,6
Ніхром залістий:								
61% Ni, 15% Cr, 20% Fe, 4% Mn	–	11,6	11,9	12,2	12,4	12,7	–	13,1
61% Ni, 16% Cr, 23% Fe	11,9	12,1	13,2	14,6	16,0	17,4	–	–
Сталь м'яка	63	–	57	52	46	42	36	31

Для циліндричних поверхонь діаметром менше 2 м розрахункова формула має такий вигляд:

$$\text{Ind}_{i3,n} d_{i3,n}^{-1} = 2\pi\lambda_{i3}[R_l - (R_{l0} + R_{ln})] = 2\pi\lambda_{i3}\{[(T_{i3,n} - T_w)/q] - (\pi^{-1}d_{i3,n}^{-1}\alpha_{i3,1}^{-1} + \pi^{-1}d_{i3,n}^{-1}\alpha_{i3,2}^{-1})\}, \quad (1.22)$$

якщо знехтувати опором R_{l0} , то:

$$\text{Ind}_{i3,n} d_{i3,n}^{-1} = 2\pi\lambda_{i3}(R_l - R_{ln}) = 2\pi\lambda_{i3}\{[(T_{i3,n} - T_w)/q] - \pi^{-1}d_{i3,n}^{-1}\alpha_{i3,2}^{-1}\}. \quad (1.23)$$

7. Коефіцієнти теплопровідності сплавів

Матеріал	Температура, °С	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)
Алюмінієва бронза: 95% Cu, 5% Al	20	82
Бронза: 90% Cu, 10% Sn	20	42
75% Cu, 25% Sn	20	26
88% Cu, 10% Sn, 2% Zn	20	48
92,8% Cu, 5% Sn, 0,15% P, 2% Zn	20	79
91,7% Cu, 8% Sn, 0,3% P	20	45
87,2% Cu, 12,4% Sn, 0,4% P	20	36
Інвар: 35% Ni, 65% Fe	20	11
Константан: 60% Cu, 40% Ni	20	22,7
	100	25,6
Манганін: 84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	20	21,3
	100	26,4
Магнієві сплави: 92% Mg, 8% Al	20...200	62...79
88% Mg, 10% Al, 2% Si	20...200	58...76
92% Mg, 8% Cu	20...200	126...132
Мідні сплави: 70% Cu, 30% Mn	20	13
90% Cu, 30% Mn	20...100	58...76
80% Cu, 20% Ni	20...100	34...41
40% Cu, 60% Ni	20...100	22...26
Метал Розе: 50% Bi, 25% Pb, 25% Sn	20	16
Метал Вуда: 48% Bi, 26% Pb, 13% Sn, 13%Cd	20	13
Нікелеві сплави:		
70% Ni, 28% Cu, 2% Fe	20	35
62% Ni, 12% Cu, 26% Fe	20	13,5

Після визначення $d_{i3,n}/d_{i3,e}^{-1}$ знаходимо товщину ізоляції, м:

$$\delta_{i3} = 0,5d_{i3,e}(d_{i3,n}/d_{i3,e} - 1). \quad (1.24)$$

У формулах (1.20)-(1.24) λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/(м·К); $R, R_e, R_n, R_l, R_{l\theta}, R_{ln}$ – відповідно, повний термічний опір, термічний опір внутрішньої поверхні, зовнішньої поверхні, термічні опори циліндричних поверхонь, К·м/Вт; T_l і T_n – температура теплоносія і навколишнього середовища, °С; $\alpha_{i3,l}$ і $\alpha_{i3,e}$ – коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній і зовнішній поверхнях, Вт/(м²·К); q і q_l – питомі втрати теплоти на плоскій поверхні і

лінійні на круглих поверхнях, Вт/м; d_1 і $d_{i3,6}$ – внутрішні діаметри труби й ізоляції, м; $d_{i3,n}$ – зовнішній діаметр ізоляції, м.

Теплові втрати ізольованих конструкцій зменшуються непропорційно збільшенню товщини ізоляції. Це пояснюється тим, що при збільшенні товщини термічний опір шару ізоляції збільшується, а термічний опір тепловіддачі в навколишнє середовище зменшується. Тому, щоб уникнути надмірно великих діаметрів, слід застосовувати найбільш ефективні ізоляційні матеріали з малим коефіцієнтом теплопровідності. В іншому випадку при нанесенні ізоляції на трубопровід теплові втрати будуть не зменшуватися, а зростати.

Якщо ізолювання конструкцій робиться з метою економії палива, матеріал і товщина ізоляції вибираються, виходячи з економічної доцільності, шляхом співставлення вартості зекономленої теплоти чи палива.

Приклад 14. Визначити оптимальну за техніко-економічними розуміннями товщину шару ізоляції δ_{i3} за такими даними: зовнішній діаметр трубопроводу $d_2 = d_{i3,6} = 0,1$ м, температура пари всередині труби $T_1 = 120^\circ\text{C}$, температура зовнішнього повітря $T_n = 20^\circ\text{C}$, питома вартість пари $C_n = 0,005$ грн/кг, теплота конденсації пари $r = 2207 \cdot 10^3$ Дж/кг, питома вартість 1 м^3 ізоляції $C_{i3} = 175$ грн, час роботи ізоляції протягом року $\tau = 8600$ год; коефіцієнт теплопровідності ізоляції $\lambda_{i3} = 0,065$ Вт/(м·К), повний термін роботи ізоляції $n = 8$ років.

При збільшенні шару ізоляції зменшуються тепловтрати в навколишнє середовище і, внаслідок цього, збільшується економія пари. Одночасно зі збільшенням товщини шару ізоляції зростають капітальні й амортизаційні витрати на ізоляцію. Найбільш вигідною є товщина ізоляції, за якої сумарна величина капітальних витрат на ізоляцію і витрат на експлуатацію, пов'язаних із втратою теплоти в навколишнє середовище, виявиться мінімальною.

Річні експлуатаційні витрати:

$$\Sigma K = K_{i3} + K_n,$$

де K_{i3} і K_n – річна вартість капітальних витрат на ізоляцію і теплові втрати, грн;

$$K_{i3} = a C'_{i3} = n^{-1} C_{i3} \pi \delta_{i3} (\alpha_{i3,6} + \delta_{i3}) = 68,7 (0,1 + \delta_{i3}), \text{ грн},$$

$a = n^{-1}$, C'_{i3} – вартість ізоляції, що розраховується на 1 м довжини ізоляційної конструкції, грн, a – амортизаційні відрахування;

$$C'_{i3} = C_{i3} \cdot V,$$

V – об'єм ізоляції, м^3 ;

$$V = 0,25 \pi [(d_{i3,6} + 2\delta_{i3})^2 - d_{i3,6}^2] l = \pi \delta_{i3} (d_{i3,6} + \delta_{i3}) l,$$

l – одинична довжина труби;

$$K_n = C_n Q / r = 0,005 \cdot 8600 \cdot 3600 \cdot Q / 2207000 = Q \cdot 70,14 \cdot 10^{-3},$$

тут Q – втрати теплоти через ізоляцію, Вт; r – теплота конденсації пари, Дж/кг.

$$Q = k\Delta TF,$$

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), ΔT – різниця температур між парою і повітрям, $\Delta T = T_1 - T_H = 120 - 20 = 100^\circ\text{C}$; F – площа поверхні неізольованої конструкції,

$$F = \pi d_{\text{із.в}} l = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 1,0 = 0,314 \text{ м}^2; l = 1 \text{ м.}$$

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою:

$$k = (\alpha_{\text{із.1}}^{-1} + \delta_{\text{із}} d_{\text{із.в}} \lambda_{\text{із}}^{-1} d_{\text{із.ср}}^{-1} + d_{\text{із.в}} \alpha_{\text{із.2}}^{-1} d_{\text{із.н}}^{-1})^{-1},$$

де $\alpha_{\text{із.1}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсує, до стінки труби, Вт/(м²·К); величиною $1/\alpha_{\text{із.1}}$ нехтуємо; $d_{\text{із.н}}$ – зовнішній діаметр ізоляції;

$$d_{\text{із.н}} = d_{\text{із.в}} + 2\delta_{\text{із}} = 0,1 + 2\delta_{\text{із}};$$

$d_{\text{із.ср}}$ – середньологарифмічний діаметр шару ізоляції:

$$d_{\text{із.ср}} = (d_{\text{із.н}} - d_{\text{із.в}}) / \ln d_{\text{із.н}} d_{\text{із.в}}^{-1} = 2\delta_{\text{із}} / \ln(1 + 2\delta_{\text{із}} d_{\text{із.в}}^{-1}) = 2\delta_{\text{із}} / \ln(1 + \frac{2\delta_{\text{із}}}{0,1}),$$

$\alpha_{\text{із.2}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції в навколишнє середовище визначаємо за формулою (1.19). Для визначення константи C необхідно задатися температурою $T_{\text{із.н}}$ на поверхні ізоляції. Прийmemo її рівною 40°C , тоді

$$T_{\text{із.ср}} = 0,5(T_{\text{із.н}} + T_H) = 0,5(40 + 20) = 30^\circ\text{C}.$$

За значенням $T_{\text{із.ср}} = 30^\circ\text{C}$ визначаємо $C = 1,17$. З огляду на те, що температура ізоляції змінюється незначно, будемо вважати коефіцієнт C постійною величиною.

$$T_{\text{із.н}} - T_H = 40 - 20 = 20^\circ\text{C},$$

$$\text{тоді } \alpha_{\text{із.2}} = 1,17 \left(\frac{20}{d_{\text{із.в}} + 2\delta_{\text{із}}} \right)^{0,25} = 1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{\text{із}}} \right)^{0,25}.$$

Визначаємо значення термічних опорів:

$$R = (\lambda_{\text{із}} d_{\text{із.ср}} \delta_{\text{із}}^{-1} d_{\text{із.в}}^{-1})^{-1} + (\alpha_{\text{із.2}} d_{\text{із.в}})^{-1} =$$

$$= \left[\frac{0,065}{\delta_{\text{із}}} \cdot \frac{2\delta_{\text{із}}}{\ln(1 + \frac{2\delta_{\text{із}}}{0,1})} \right]^{-1} + \left[1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{\text{із}}} \right)^{0,25} \left(\frac{0,1 + 2\delta_{\text{із}}}{0,1} \right) \right]^{-1}$$

$$= [\ln(1 + 2\delta_{\text{із}}) / 1,3] + \{1,17 [20 / (0,1 + 2\delta_{\text{із}})]^{0,25} (1 + 2\delta_{\text{із}})\}^{-1}.$$

Річна вартість теплових витрат:

$$K_H = 70,14 \cdot 10^{-3} Q = 70,14 \cdot 10^{-3} k \Delta TF =$$

$$= 70,14 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 0,314 \cdot \left\{ \frac{\ln(1 + 2\delta_{\text{із}})}{1,3} + \left[1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{\text{із}}} \right)^{0,25} (1 + 2\delta_{\text{із}}) \right]^{-1} \right\} =$$

$$= 2,2 / \{ (\ln 1 + 20\delta_{i3}) / 1,3 \} + 1,17 [20 / (0,1 + 2\delta_{i3})]^{0,25} (1 + 20\delta_{i3}) \}.$$

Визначаємо сумарні річні витрати:

$$\Sigma K = K_{i3} + K_n = 68,7(0,1 + \delta_{i3}) + \frac{2,2}{\frac{\ln(1 + 20\delta_{i3})}{1,3} + \left[1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{i3}} \right)^{0,25} (1 + 20\delta_{i3}) \right]^{-1}}. \quad (1.25)$$

Визначення техніко-економічної товщини ізоляції зводиться до рішення рівняння (1.25) методом послідовних наближень. Тому задачу доцільно вирішувати із застосуванням засобів ЕОМ. Розрахунок виконуємо на мікрокалькуляторі типу МК. Логічна блок-схема обчислення має лінійний характер і не подається. Початкове значення товщини приймаємо рівним 0,01 м, припустивши, що шар ізоляції буде більшим за цей розмір. Крок зміни δ_{i3} приймаємо рівним 0,01 м. При необхідності більшої точності крок можна зменшити.

Операції на мікрокалькуляторі типу МК виконуємо відповідно до даних табл.8, де наведена розрахункова програма задачі.

8. Розрахункова програма для мікрокалькулятора типу МК

Адреса команди	Клавіша	Код	Пояснення
00	П-х 1	61	δ_{i3}
01	П-х 3	63	0,1
02	+	10	$0,1 + \delta_{i3}$
03	П-х 1	61	δ_{i3}
04	×	12	$\delta_{i3}(0,1 + \delta_{i3})$
05	П-х 2	62	68,7
06	×	12	K_{i3}
07	х-П 8	48	У пам'ять K_{i3}
08	С/П	50	Індикація K_{i3}
09	П-х 1	61	δ_{i3}
10	2	02	—
11	0	00	20
12	×	12	$20\delta_{i3}$
13	1	01	1
14	+	10	$1 + 20\delta_{i3}$
15	х-П 9	49	У пам'ять $1 + 20\delta_{i3}$

16	<i>П-х 1</i>	61	δ_{i3}
17	2	02	2
18	×	12	$2\delta_{i3}$
19	<i>П-х 3</i>	63	0,1
20	+	10	$0,1+2\delta_{i3}$
21	2	02	
22	0	00	20
23	↔	14	Обмін x і y
24	÷	13	$20/(0,1+2\delta_{i3})$
25	<i>П-х 7</i>	67	0,25
26	↔	14	Обмін x і y
27	χ^y	24	$[20/(0,1+2\delta_{i3})]^{0,25}$
28	<i>П-х 6</i>	66	1,17
29	×	12	$1,17[20/(0,1+2\delta_{i3})]^{0,25}$
30	<i>П-х 9</i>	69	$1+20\delta_{i3}$
31	×	12	$1,17[20/(0,1+2\delta_{i3})]^{0,25}(1+20\delta_{i3})$
32	$1/x$	23	$\{1,17[20/(0,1+2\delta_{i3})]^{0,25}(1+20\delta_{i3})\}^{-1}$
33	<i>х-П 0</i>	40	У пам'яті
34	<i>П-х 9</i>	69	$1+20\delta_{i3}$
35		18	$\ln(1+20\delta_{i3})$
36	<i>П-х 4</i>	64	1,3
37	÷	13	$\ln(1+20\delta_{i3})/1,3$
38	<i>П-х 0</i>	60	3 пам'яті
39	+	10	Знаменник дробу
40	<i>П-х 5</i>	65	2,2
41	↔	14	Обмін x і y
42	÷	13	K_n
43	<i>С/П</i>	50	Індикація K_n
44	<i>П-х 8</i>	68	K_{i3}
45	+	10	ΣK
46	<i>С/П</i>	50	Індикація ΣK

Інструкція: 1 – В/о, F, ПРГ; 2 – ввести програму; 3 – F, АВТ; 4 – ввести у пам'ять: $\delta_{із}$ – RG1; 68,7 – RG2; 0,1 – RG3; 1,3 – RG4; 2,2 – RG5; 1,17 – RG6; 0,25 – RG7; 5 – В/О, С/П. Отримані дані зводимо у табл.9.

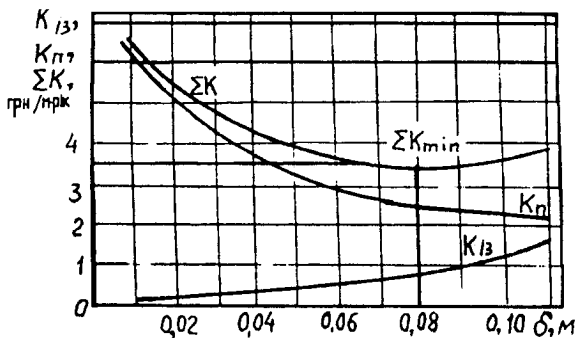


Рис.12. До розрахунку оптимальної товщини ізоляції

Оптимальне значення товщини шару ізоляції $\delta_{із}=0,08$ знаходимо за мінімальними річними витратами на ізоляцію, що складається з вартості капітальних витрат і теплових втрат і становить $\Sigma K=3,59$ грн/м. За даними табл.9 будемо графік, поданий на рис.12, із якого видно, що значення лінії функції у точці ΣK_{min} мале, тому мінімальне значення товщини шару ізоляції може бути прийняте не тільки 0,08 м, але і 0,07 і навіть 0,06 м при невеликій сумарній зміні витрат.

9. Розрахункові дані

$\delta_{із}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11
$K_{із}$	0,08	0,16	0,27	0,38	0,52	0,66	0,82	0,99	1,17	1,37	1,59
$K_{п}$	6,50	5,05	4,22	3,68	3,29	3,00	2,78	2,60	2,45	2,33	2,22
ΣK	6,58	5,21	4,49	4,06	3,81	3,66	3,60	3,59	3,62	3,70	3,81

Після знаходження товщини ізоляції перевіряємо правильність вибору коефіцієнта C . Для цього визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$\frac{1}{k} = \frac{1 + 20\delta_{із}}{1,3} + \frac{1}{1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{із}} \right)^{0,25} (1 + 20\delta_{із})} = 0,846.$$

Звідси $k=1,18$, Вт/(м²·К).

Визначаємо температуру поверхні стінки ізоляції:

$$k\Delta T_{із,в} = \alpha_{із,2}(T_{із,н} - T_{п})(d_{із,в} + 2\delta_{із}) = 1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2\delta_{із}} \right)^{0,25} (T_{із,н} - T_{п})(d_{із,в} + 2\delta_{із}).$$

Після підстановки даних одержимо:

$$1,18 \cdot 100 \cdot 0,1 = 1,17 \left(\frac{20}{0,1 + 2 \cdot 0,08} \right)^{0,25} (T_{в,в} - 20)(0,1 + 2 \cdot 0,08), T_{в,в} = 33,1^\circ\text{C}.$$

Температура зовнішнього повітря 20°C , отже, середньоарифметичне значення складе $0,5(33,1 + 20) = 27^\circ\text{C}$. Для цієї температури значення коефіцієнта C дорівнює $1,18$, що дуже близько до прийнятого значення $C = 1,17$.

1.14. Втрати теплоти трубопроводами

Вихідними даними для визначення товщини теплової ізоляції одиничного трубопроводу безканальної прокладки є [42]:

- задані значення теплових втрат;
- температура теплоносія;
- зовнішній діаметр трубопроводу;
- глибина закладення трубопроводу від поверхні землі до осі труби;
- характеристика ґрунту – рід ґрунту, вологість;
- розрахункова температура ґрунту на глибині прокладки.

Товщину теплової ізоляції знаходимо за формулою (1.24), де відношення діаметрів визначається за таким співвідношенням:

$$\ln d_{в,в} d_{в,в}^{-1} = 2\pi\lambda_{із}\lambda_{зр}[(T_{в,в} - T_{зр})q_1^{-1} - \ln 4hd_{в,в}^{-1}/(2\pi\lambda_{зр})]/(\lambda_{зр} - \lambda_{із}),$$

тут h – глибина закладення трубопроводу, м, $\lambda_{зр}$ – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·К).

При розрахунку ізоляції трубопроводів безканальної прокладки слід брати до уваги можливість її зволоження за рахунок води, що міститься в ґрунті. Чим вища вологість ґрунту і нижча температура теплоносія, тим більша небезпека зволоження ізоляції. Наявність гідроізоляційного шару не завжди може запобігти зволоженню. Однак для паропроводів вологість ґрунту на ізоляцію практично не впливає у зв'язку з високою температурою пари.

Для практичних розрахунків коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, визначений з урахуванням даних табл.10, при безканальній прокладці трубопроводів слід збільшити в 1,5 раза. Тільки за сприятливих умов роботи ізоляції (відносно сухий ґрунт, відсутність перерв у роботі конденсаційної або теплової мережі, висока температура води), допускається збільшувати запас теплопровідності на 20%. Це стосується тільки конденсатороводів і теплопроводів з перегрітою водою, паропроводів це не стосується.

10. Значення коефіцієнтів, що враховують додаткові втрати теплоти через опори

Кріплення трубопроводів	Трубопроводи в закритому приміщенні	Зовнішні трубопроводи
На підвісках	1,10	1,15
На опорах	1,15	1,20

При закладанні в ґрунт двох трубопроводів на відстані b , м товщина ізоляційного шару знаходиться за формулою (1.24), де відношення діаметрів визначається з таких співвідношень:

для першого трубопроводу:

$$\ln d_{ізн.I} d'_{ізв.I} = 2\pi\lambda_{із.I}\lambda_{зр}[(T_{ізв.I} - T_{зр} - q_{II}R_o)q_{II}^{-1} - (\ln 4h d_{із.сI}^{-1} / 2\pi\lambda_{зр})] / (\lambda_{зр} - \lambda_{із.I});$$

для другого трубопроводу:

$$\ln d_{ізн.II} d'_{ізв.II} = 2\pi\lambda_{із.II}\lambda_{зр}[(T_{ізв.II} - T_{зр} - q_{III}R_o)q_{III}^{-1} - (\ln 4h d_{із.сII}^{-1} / 2\pi\lambda_{зр})] / (\lambda_{зр} - \lambda_{із.II}),$$

де h – глибина закладення трубопроводів від їхньої осі до поверхні землі, м; R_o – термічний опір, що враховує взаємний вплив двох трубопроводів, (м·К)/Вт.

При прокладанні трубопроводів у непрохідному нівельованому каналі вихідними даними для визначення теплової ізоляції одиничного трубопроводу є:

- задані значення теплових втрат; температура теплоносія;
- зовнішній діаметр трубопроводу;
- глибина закладення каналу, тобто відстань від поверхні ґрунту до горизонтальної осі симетрії каналу або, за відсутності останньої, до осі трубопроводу;
- основні розміри каналу з назвою матеріалу, із якого він виконаний;
- характеристика ґрунту – рід ґрунту, вологість;
- природна температура ґрунту на глибині закладення каналу.

З урахуванням вихідних даних діаметр теплоізоляційного шару трубопроводу визначається за формулою:

$$\ln d_{із.н} d_{із.с} = 2\pi\lambda_{із}[(T_{із.с} - T_{зр})q_I^{-1} - \alpha_{із.2}\pi^{-1}d_{із.с}^{-1} + \alpha_{ек}^{-1}\pi^{-1}d_{ек}^{-1} + \ln \frac{4h}{d_{ек}}] / (2\pi\lambda_{зр}),$$

де $\alpha_{ек}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря усередині каналу до його стінок, Вт/(м²·К); $d_{ек}$ – еквівалентний внутрішній діаметр каналу, м:

$$d_{ек} = 4F/\Pi,$$

тут F – площа поперечного перерізу каналу, м²; Π – периметр каналу, м.

Для практичних розрахунків коефіцієнт теплопровідності ізоляції, знайдений по табл.4, слід збільшувати на 25%, однак, при відносно сухому

грунті, використанні в якості теплоносія пари або перегрітої води, відсутності перерв у роботі теплопроводу – понад 10%.

При двотрубній прокладці в загальному прохідному каналі при заданих питомих тепловтратах із кожної труби товщина теплової ізоляції визначається для кожного з трубопроводів:

для першого трубопроводу:

$$\ln d_{i3,нI}/d_{i3,вI} = 2\pi\lambda_{i3,1}[(T_{i3,вI} - T_{\kappa})q_{I1}^{-1} - \alpha_{i3,2}^{-1}\pi^{-1}d_{i3,вI}^{-1}];$$

для другого трубопроводу:

$$\ln d_{i3,нII}/d_{i3,вII} = 2\pi\lambda_{i3,1I}[(T_{i3,вII} - T_{\kappa})q_{III}^{-1} - \alpha_{i3,2}^{-1}\pi^{-1}d_{i3,вII}^{-1}].$$

Температура повітря в каналі:

$$T_{\kappa} = T_{zp} + K(q_{I1} + q_{II1})(R_{Iax} + R_{Izp}).$$

Значення коефіцієнта K , що враховує додаткові втрати теплоти через опори і підвіски, наведені у табл.10.

Значення термічного опору від повітря всередині каналу до внутрішньої його стінки визначається за формулою:

$$R_{Iax} = \alpha_{ек}^{-1}\pi^{-1}d_{ек}^{-1}.$$

Розмір R_{Izp} визначається таким способом:

$$R_{Izp} = \ln[(2h_n + \sqrt{4h_n^2 - d_{ек}^2})/d_{ек}]/2\pi\lambda_{zp} = \ln \frac{4h}{d_{i3,н}}$$

де h_n – наведена глибина закладення:

$$h_n = h + (\lambda_{zp}/\alpha_{нв}).$$

Тут $\alpha_{нв}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ґрунту до навколишнього повітря, Вт/(м²·К).

Приклад 15. Визначити товщину теплової ізоляції паропроводу, прокладеного поза помешканням на естакаді. Діаметр паропроводу 219×6 мм, довжина $l=350$ м. Початкова температура пари $T_{ноч}=350^{\circ}\text{C}$ при $p_{ноч}=1,5$ МПа, кінцева температура пари $T_{кін}=330^{\circ}\text{C}$ при $p_{кін}=1,3$ МПа. Температура навколишнього повітря $T_n=10^{\circ}\text{C}$, швидкість руху пари 25 м/с². Протягом року паропровід знаходиться в роботі 7000 годин. Вартість одного мегавату теплової енергії дорівнює 12 грн.

З таблиць водяної пари при $p_{ноч}=1,5$ МПа і $T_{ноч}=350^{\circ}\text{C}$ густина пари $\rho=5$ кг/м³, ентальпія $i_{ноч}=3138$ кДж/кг; при $p_{кін}=1,3$ МПа. і $T_{кін}=330^{\circ}\text{C}$, ентальпія $i_{кін}=3100$ кДж/кг.

Визначаємо витрату пари:

$$G = w\pi d_2^2\rho/4 = 25 \cdot 3,14 \cdot 0,207^2 \cdot 5/4 = 4,2 \text{ кг/с.}$$

Припустимі втрати пари по трасі – відсутні.

Припустимі втрати теплоти в трубопроводі:

$$Q = G(i_{\text{поч}} - i_{\text{кін}}) = 4,2(3138 - 3100) = 159,6 \text{ кВт.}$$

Питомі втрати теплоти на одному метрі трубопроводу:

$$q_l = Q/l = 159,6/350 = 0,456 \text{ кВт/м} = 456 \text{ Вт/м.}$$

При розрахунку ізоляції термічними опорами від пари до стінки труби і самої стінки труби нехтуємо. У цьому випадку внутрішню температуру поверхні ізоляції вважаємо рівною температурі пари, тобто $T_l = T_{i3,в} = 350^\circ\text{C}$.

Подальший розрахунок ведемо для термоізоляційних конструкцій з мастичного совеліту, формованих совеліта і вулканіта.

Совелітова мастична ізоляція.

Приймаємо температуру на зовнішній поверхні ізоляції $T_{i3,н} = 43^\circ\text{C}$, тоді середня температура ізоляційного шару:

$$T_{cp} = 0,5(T_{i3,в} + T_{i3,н}) = 0,5(350 + 43) = 196,5^\circ\text{C.}$$

Для мастичного совеліту:

$$\lambda_{i3} = 0,0901 + 0,000087 \cdot T_{cp} = 0,0901 + 0,000087 \cdot 196,5 = 0,107 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K).}$$

При відомих температурах $T_{i3,в}$ і $T_{i3,н}$ питомі тепловтрати складуть :

$$q_l = 2\pi\lambda_{i3}(T_{i3,в} + T_{i3,н}) / \ln \frac{d_{i3,н}}{d_{i3,в}}.$$

З цього рівняння визначаємо $d_{i3,н}/d_{i3,в}$ або товщину ізоляції.

Відповідно до проекту трубопровід монтується на підвісках, для яких за табл.10 необхідно врахувати коефіцієнт запасу рівний 1,1.

$$\ln d_{i3,н}/d_{i3,в} = 1,1 \cdot 2\lambda_{i3}(T_{i3,в} - T_{i3,н})/q_l = 1,1 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,107(350 - 43)/456 = 0,4976,$$

звідки $d_{i3,н}/d_{i3,в} = 1,645$; $d_{i3,н} = 1,645 \cdot d_{i3,в} = 1,645 \cdot 0,219 = 0,36 \text{ м}$;

$$\delta_{i3} = (0,36 - 0,219)/2 = 0,0705 \text{ м.}$$

Перевіримо зовнішню температуру стінки ізоляції:

$$\alpha_{i3,2} = 9,74 + 0,07(T_{i3,н} - T_{н}) = 9,74 + 0,07(43 - 10) = 12,04 \text{ Вт/м},$$

звідси $T_{i3,н} = T_{н} + q_l / (\pi d_{i3,н} \alpha_{i3,2}) = 10 + 456 / (3,14 \cdot 0,36 \cdot 12,04) = 43,5^\circ\text{C}$,

тобто майже в точності збігається з прийнятою температурою.

Совелітова формова ізоляція.

$$T_{i3,н} = 43^\circ\text{C}; T_{cp} = 196,5^\circ\text{C}; \lambda_{i3} = 0,079 + 0,0049T_{cp} = 0,079 + 0,0049 \cdot 196,5 = 0,116;$$

$$\ln d_{i3,н}/d_{i3,в} = 0,5395; d_{i3,н}/d_{i3,в} = 1,715; d_{i3,н} = 0,380; \delta_{i3} = 80,5 \text{ мм}; \alpha_{i3,2} = 12,04;$$

$$T_{i3,н} = 41,7^\circ\text{C.}$$

Вулканітова формова ізоляція.

$$T_{i3,н} = 43^\circ\text{C}; T_{cp} = 196,5^\circ\text{C};$$

$$\lambda_{i3} = 0,080 + 0,00015T_{cp} = 0,080 + 0,00015 \cdot 196,5 = 0,109; \ln d_{i3,н}/d_{i3,в} = 0,5069;$$

$$d_{i3,н}/d_{i3,в} = 1,66; d_{i3,н} = 0,364; \delta_{i3} = 72,5 \text{ мм}; \alpha_{i3,2} = 12,04; T_{i3,н} = 43,1^\circ\text{C.}$$

Маючи товщини, визначаємо вартість ізоляційних конструкцій на один метр трубопроводу (вартість теплоізоляції прийнята умовно):

совелітова мастична – $\delta_{із}=70,5$ мм, $K_{із}=50,4$ грн;

совелітова формова – $\delta_{із}=80,5$ мм, $K_{із}=80,8$ грн;

вулканітова формова – $\delta_{із}=72,5$ мм, $K_{із}=50,3$ грн.

Остання дешевша за інші, але ця ізоляція виготовляється у вигляді плит, які необхідно буде розрізати, що спричинить втрати матеріалу та збільшення вартості роботи. Тому остаточно вибираємо совелітову мастичну ізоляцію.

Розраховуємо економію теплової енергії. Втрати теплоти неізольованим трубопроводом за нижчою температурою пари $T_{кін}=330^{\circ}\text{C}$, $T_n=10^{\circ}\text{C}$, $q'_1=4000$ Вт/м. Втрати теплоти ізольованим трубопроводом за вищою температурою пари $T_{ноч}=350^{\circ}\text{C}$, $T_n=10^{\circ}\text{C}$, $q'_1=456$ Вт/м.

Питома економія теплоти $\Delta q_1 = 4000 - 456 = 3544$ Вт/м.

Економія на теплотрасі $Q = \Delta q_1 l = 3544 \cdot 350 = 1,24 \cdot 10^6$ Вт.

Річна економія теплоти $Q_{рік} = 7000 \cdot Q = 7000 \cdot 1,24 \cdot 10^6 = 8,68 \cdot 10^9$, Вт.

Вартість цієї теплоти $K_n = 12 \cdot 8,68 \cdot 10^9 / 10^6 = 104160$ грн/рік.

Загальна вартість ізоляції $\Sigma K_{із} = 50,4 \cdot 350 = 17640$ грн.

Термін окупності $n = \Sigma K_{із} / K_n = 17640 / 104160 = 0,17$ року $= 2,03$ місяця.

1.15. Зниження температури теплоносія

Остигання теплоносія в посудинах. Остигання в часі теплоносія, що знаходиться в певній посудині, визначається з таких міркувань. Нехай у посудині знаходиться теплоносієм у кількості G з температурою T_1 і теплоємністю c . Температура навколишнього середовища T_2 , причому $T_1 > T_2$. Теплота, віддана теплоносієм за час τ і передана через стінки посудини в навколишнє середовище:

$$dQ = kF(T_1 - T_2)d\tau = -GcdT_1, \quad (1.26)$$

де знак мінус відповідає від'ємному збільшенню температури теплоносія.

Якщо прийняти, що коефіцієнт теплопередачі і теплоємність теплоносія протягом процесу остигання не змінюється, то після інтегрування рівняння (1.26) і деяких перетворень отримаємо:

$$T_{1к} = T_2 + (T_{1н} - T_2) \exp\left(-\frac{kF\tau}{Gc}\right), \quad (1.27)$$

де $T_{1к}$ – температура теплоносія наприкінці остигання, T_2 – температура навколишнього середовища, $T_{1н}$ – початкова температура теплоносія, k – коефіцієнт

теплопередачі, F – поверхня посудини, G – маса теплоносія, що знаходиться в посудині, c – теплоємність теплоносія, τ – час остигання.

З виразу (1.27) випливає, що за нескінченно великий проміжок часу температура теплоносія знизиться до температури навколишнього середовища. Підвищення коефіцієнта теплопередачі в посудині викликає різке зниження температури за короткий термін. Така ж картина спостерігається при зменшенні кількості теплоносія, що знаходиться в посудині. Навпаки, при зниженні коефіцієнта теплопередачі та збільшенні кількості теплоносія в посудині температура теплоносія теоретично не знижується.

Кількість теплоти, відданої теплоносієм у навколишнє середовище за період остигання, може бути отримана з виразів (1.26) і (1.27):

$$Q = Gc(T_{1n} - T_2)[1 - \exp(-kF\tau / Gc)].$$

Зменшення температури по довжині трубопроводу і самоконденсація. Зниження температури теплоносія вздовж трубопроводу відбувається за рахунок теплових втрат і може бути визначене з рівняння теплового балансу [37]:

$$Gc(T_{1n} - T_{1k}) = ql(1 + \beta),$$

де β – коефіцієнт місцевих втрат теплоти. З цього рівняння:

$$T_{1k} = T_{1n} - [ql(1 + \beta) / (Gc)]. \quad (1.28)$$

Користуватися цією формулою можна тільки у випадках, коли очікуваний спад температури відрізняється не більш як на 3...5% від початкової температури, що може мати місце при транспортуванні гарячих рідин і на коротких ділянках. Величина питомих втрат теплоти q змінюється по довжині. Тому, визначаючи T_{1k} за формулою (1.28), доводиться підставляти значення q , що відповідає відомій початковій температурі теплоносія T_{1n} . Спад температури в паропроводі можна визначити на підставі теплового балансу ентальпії пари в кінці ділянки:

$$i_k = i_n - [ql(1 + \beta) / G], \quad (1.29)$$

де i_k і i_n – ентальпії пари в кінці і на початку ділянки.

Знаючи i_k і тиск пари p_k у кінці ділянки, за таблицями водяної пари визначаємо температуру.

У трубопроводах, де має місце значне зниження температури по довжині ділянки, наприклад, при транспортуванні перегрітої пари, гарячих газів і повітря, необхідно враховувати зміну питомих тепловтрат q .

Враховуючи зміну q , можна визначити температуру теплоносія в кінці ділянки трубопроводу за формулою:

$$T_{1k} = T_2 + [(T_{1n} - T_2) \exp(-l / ((1 + \beta)RGc))]. \quad (1.30)$$

З цього виразу (нехтуючи падінням тиску) можна визначити довжину $l = l_{нас}$, на якій пара залишається перегрітою:

$$l_{нас} = RGc(1 + \beta)^{-1} \ln[(T_{1n} - T_2) / (T_{нас} - T_2)].$$

У реальних умовах, враховуючи втрати тиску в паропроводі, довжина ділянки $l'_{нас}$, на якій пара досягає насичення, буде більшою $l_{нас}$. Задача визначення $l'_{нас}$ розв'язується графічно і, як приклад, наведена на рис.13. За рівнянням (1.29) будують криві $T=f(l)$ і $p=\varphi(l)$, потім наносять криву температур насичення, що відповідають тиску $T_{нас}=\varphi(p)$. Точка перетину кривих $T=f(l)$ і $T_{нас}=\varphi(p)$ визначає довжину $l'_{нас}$, на якій втрачається перегрів.

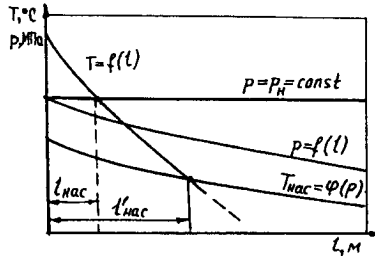


Рис.13. Втрати перегріву пари по довжині паропроводу

Якщо трубопроводом транспортується насичена пара, то при її охолодженні в трубі відбувається випадання конденсату, кількість якого:

$$G_k = ql(1+\beta)/r,$$

де r – прихована теплота пароутворення.

Приклад 16. Визначити зменшення температури пари при безканальній прокладці теплопроводу на довжині 3000 м за такими даними. Витрата пари $G=7$ кг/с. Початкові параметри $p_n=1$ МПа, $T_{1n}=260^\circ\text{C}$. Діаметр труби 355/377 мм, товщина ізоляції з пінобетону $\delta_{i3}=105$ мм. Місцевими тепловими втратами нехтуємо, $\beta=0$. Температура ґрунту на глибині закладання $h=1,5$ м дорівнює $T_2=5^\circ\text{C}$.

Теплоємність водяної пари при заданих параметрах:

$$c_p = 2150 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}).$$

Коефіцієнти теплопровідності для пінобетону і ґрунту:

$$\lambda_{i3} = 0,159 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K}) \text{ і } \lambda_{zp} = 1,16 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K}).$$

Сумарний термічний опір теплопроводу можна визначити за формулою:

$$R = R_{i3} + R_{zp} = \ln d_{i3,n} d_{i3,в}^{-1} / (2\pi\lambda_{i3}) + \ln 4hd_{i3,в}^{-1} / (2\pi\lambda_{zp}) = \\ = \{ \ln[(0,377+2\cdot 0,105)/0,377] / (2\cdot 3,14\cdot 0,159) \} + \{ \ln[4\cdot 1,5 / (0,377+2\cdot 0,105)] / (2\cdot 3,14\cdot 1,16) \} = 0,75 \text{ м}\cdot\text{K}/\text{Вт}.$$

Кінцеву температуру пари визначаємо за формулою (1.30):

$$T_{1к} = T_2 + [(T_{1n} - T_2) / \exp(URGc)] = 5 + [(260 - 5) / \exp\{(3000 / (0,75 \cdot 7 \cdot 2150))\}] = \\ = 5 + 194 = 199^\circ\text{C}.$$

Таким чином, загальні втрати температури по трасі складають $260-199=61^\circ\text{C}$.

Розділ 2. ГІДРОДИНАМІКА І ТЕПЛООБМІН У ВИПАРНИХ АПАРАТАХ

2.1. Основні положення гідродинаміки двофазних течій

Парорідинний потік, що рухається, має різні абсолютні швидкості парової і рідкої фаз. Це викликано гідромеханічною взаємодією фаз між собою і твердою стінкою і змінами, внесеними в гідродинаміку потоку фазовими переходами. У підйомних каналах швидкість парової фази вища за рідинну, а в опускних – нижча. Двофазний потік характеризується витратними і істинними параметрами. До витратних параметрів належать: приведена швидкість рідини w'_{0} і пари w''_{0} , масовий паровміст x і об'ємний паровміст β . Ці параметри визначаються зі співвідношень [19, 21, 31]:

$$w'_{0}=V'/F, w''_{0}=V''/F, x=G''/(G''+G'), \beta=V''/(V''+V').$$

Тут V' і V'' – об'ємні витрати рідини і пари, м³/с; G' і G'' – масові витрати рідини і пари, кг/с; F – переріз каналу, м².

Об'ємний витратний паровміст можна визначити за формулою:

$$\beta=w''_{0}/(w'_{0}+w''_{0}).$$

Рух середовища можна характеризувати величиною масової швидкості. Цю швидкість подають у вигляді добутку ρw і представляють формулою:

$$\rho w=G/F,$$

де w і ρ – швидкість і густина середовища.

Під час руху двофазного потоку вздовж каналу постійного перерізу лінійні швидкості w'_{0} і w''_{0} , а також масові швидкості окремих фаз $\rho'w'_{0}$ і $\rho''w''_{0}$ внаслідок фазових перетворень змінюються. Швидкість парової фази змінюється також через зменшення тиску внаслідок зміни густини пари. Однак масова швидкість, визначена по загальній витраті, залишається постійною. Незмінною буде залишатися також величина:

$$w_{0}=\rho w/\rho'=G/(F\rho'),$$

що являє собою відношення масової швидкості всього потоку до густини рідкої фази при температурі насичення. Ця величина становить швидкість циркуляції.

Істинні параметри потоку визначаються при відомій частці перерізу каналу, що займається тією або іншою фазою. У розрахунках користуються значенням істинного об'ємного паровмісту, що визначає частку перерізу, зайнятого паровою фазою:

$$\varphi=F''/F,$$

де F'' – переріз, зайнятий парою.

Із залежності

$$G'' = \rho'' w_0'' \varphi F = \rho'' w'' \varphi F$$

можна установити, що істинна швидкість пари:

$$w'' = w_0'' / \varphi.$$

З матеріального балансу для рідкої фази одержуємо, що істинна швидкість рідкої фази:

$$w' = w_0' / (1 - \varphi).$$

За значеннями w' і w'' можна визначити істинні масові швидкості окремих фаз.

Відносну швидкість фаз – швидкість ковзання, визначають за формулою:

$$w_{\text{відн}} = w'' - w'.$$

Істинні швидкості руху пари і рідини помітно різняться між собою. Водночас, при розрахунках доводиться мати справу з величинами, розрахованими без урахування ковзання, тобто при розгляді середовища як гомогенної суміші. Швидкість такої суміші виявиться рівною сумі приведених швидкостей окремих фаз. Дійсно:

$$w_{\text{см}} = (V' + V'') / F = w'_0 + w''_0. \quad (2.1)$$

З рівняння матеріального балансу

$$G = G' + G''$$

можна встановити, що швидкість циркуляції залежно від w'_0 і w''_0 визначається рівнянням:

$$w_0 = w'_0 + (\rho'' / \rho') w''_0. \quad (2.2)$$

Замінюючи в (2.1) приведену швидкість w_0' значенням із рівняння (2.2), отримаємо:

$$w_{\text{см}} = w_0 \{1 + [w''_0 (\rho' - \rho'') / w_0 \rho']\},$$

або

$$w_{\text{см}} = w_0 \{1 + [(\rho' / \rho'') - 1]\}.$$

Значення середньої густини суміші можна визначити за формулою:

$$\rho_{\text{см}} = \rho'' \beta + \rho' (1 - \beta), \quad (2.3)$$

або із залежності:

$$\rho_{\text{см}}^{-1} = v_{\text{см}} = v'' x + v' (1 - x),$$

де x – паровміст.

Істинне середнє значення густини двофазного середовища відрізняється від $\rho_{\text{см}}$. Ця величина може бути визначена, якщо відома частка перерізу, що зайнята паровою фазою φ , за рівнянням, аналогічним залежності (2.3):

$$\rho_{\text{ісм}} = \rho'' \varphi + \rho' (1 - \varphi).$$

З наведених залежностей випливає, що при $\varphi = \beta$ істинні швидкості w' і w'' рівні між собою і рівні швидкості суміші $w_{\text{см}}$, а $\rho_{\text{ісм}} = \rho_{\text{см}}$.

2.2. Режими течії парорідинного потоку в прямих трубах

Режими течії двофазного потоку залежать від теплофізичних властивостей рідини і пари, витрат окремих фаз і від розмірів і розташування труби в просторі. Встановлено, що у вертикальних трубах існує чотири режими течії: бульбашковий, снарядний, кільцевий та емульсійний, що подані на рис.14 [19, 39].

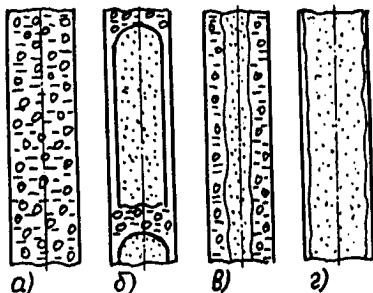


Рис.14. Режими течії парорідинного потоку у вертикальних трубах:
 а – бульбашковий, б – снарядний, в – кільцевий, г – емульсійний

Бульбашковий режим настає при низьких паровмістах. За цих умов пара рухається в потоці рідини у вигляді окремих бульбашок діаметром 1...3 мм. У центрі концентрація бульбашок зазвичай вища, ніж у шарах, розташованих ближче до стінки.

Зі збільшенням паровмісту x бульбашки зливаються у великі утворення. Ці снарядні бульбашки, що займають велику частину перерізу каналу, розділені прошарком рідини, в якому так само, як і при бульбашковому режимі, рухаються невеликі бульбашки пари. При низьких тисках снарядоподібні бульбашки досягають довжин до 1 м і більше.

З подальшим збільшенням x бульбашки-снаряди зливаються, і настає кільцева течія. При цьому режимі рідина рухається вздовж стінки труби, однак, товщина кільця рідини тут значно вища в порівнянні зі снарядним режимом. У самому паровому стержні рухаються окремі краплі рідини, кількість яких тим вища, чим більший x .

Подальше зростання паровмісту приводить до емульсійного режиму течії парової суміші, коли майже вся рідина розподілена по всьому перерізу труби. За відсутності обігріву тонка плівка в цих режимах зберігається, позаяк частина крапель безупинно випадає на стінку. Із збільшенням товщини плівки відрив частини рідини потоком протікає інтенсивніше, тому для визначення режиму рівноваги між кількістю рідини, що випадає на стінку у виді крапель і що від-

ривається від плівки потоком, настає при певній товщині плівки. Наявність обігріву може спричинити до зникнення рідкої плівки.

У каналах, що обігріваються, бульбашки з'являються на стінці, коли температура її трохи перевищує T_n , але середня температура рідини ще не досягає температури насичення. Досягнувши певного розміру, вони зносяться потоком, залишаючись спочатку на стінці, а потім відриваючись від неї. При великих недогрівах бульбашки конденсуються в найближчих шарах потоку; коли температура рідини відрізняється від температури насичення ненабагато, бульбашки можуть проникати в ядро потоку. Розподіл бульбашок у потоці на ділянці, де встановлюється бульбашковий режим, має вигляд, показаний на рис. 15.

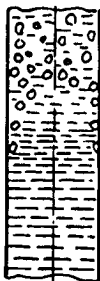


Рис.15. Бульбашковий режим течії в зоні початкового пароутворення

При опускному русі середовища спостерігаються ті ж режими, але в цих умовах швидкість пари нижча швидкості руху рідини. Тому при всіх режимах частина перерізу зайнята парою. Крім того, при низьких швидкостях рідини в опускних трубах може спостерігатися підйомний рух пари або підйомний рух з періодичними застоями.

У горизонтальних і похилих каналах при великих швидкостях рідини спостерігаються ті ж режими течії. При зменшенні швидкості й кута нахилу труби до горизонту потік стає дедалі більш асиметричним – у верхній частині перерізу труби паровміст вищий, ніж у нижній. При цьому в горизонтальних і в трубах, що мають малий нахил, можливі розшаровані режими течії, подані на рис. 16.



Рис.16. Розшарований режим течії парорідинного потоку в горизонтальній трубі

Розшаровані режими можуть виникнути у вигнутих трубах, де під дією відцентрових сил рідина відтискується до зовнішньої твірної вигину, а пара до

внутрішньої. Це спостерігається тільки при низьких паровмістах. При високих паровмістах поперечні циркуляційні токи створюють стійку плівку по всьому периметру труби.

2.3. Істинні значення параметрів потоку, що рухається

Визначення істинних значень параметрів двофазного потоку в різних перерізах каналу є одним з основних завдань гідродинаміки. Без цих величин не можна розраховувати теплопередачу і, отже, вибрати необхідні параметри середовищ і розміри поверхонь теплообміну, визначити опори на різних ділянках течії потоку, вибрати надійні режими і вирішити ряд інших технічних завдань. Необхідні в розрахунках істинні параметри можуть бути встановлені, якщо за прийнятих умов (що характеризуються розмірами і формою каналу, кількістю протікаючих рідкої і парової фаз та фізичних властивостей середовища) відома дійсна середня швидкість руху однієї з фаз або істинні об'ємні паровмісти. Аналітичні методи визначення цих величин ґрунтуються на ряді допущень і поки не призводять до точних результатів. Застосовувані в розрахунках залежності ґрунтуються на експериментальних даних [21,40].

Накопичений експериментальний матеріал з руху пароводяних потоків у трубах і каналах, що лягає в основу узагальнених залежностей і монограм, використовуваних у розрахунках. Одна з таких залежностей дозволяє одержати відношення w''/w_{cm} при адіабатній течії потоку. Позаяк середня витратна швидкість суміші завжди відома, то за цією залежністю легко встановити істинну середню швидкість пари w'' й інші істинні параметри потоку. Узагальнена формула має вигляд:

$$w''/w_{cm} = [1 + (\rho' - \rho'')^5 / (\rho')^5] [3,7(\sqrt{\sigma / \rho' d} / w_{cm})^{0,5} [w_{cm}^2 / (gd)]^{-n}],$$

де σ – поверхневий натяг рідини, Н/м; d – діаметр труби, м.

Це рівняння добре узагальнює експериментальні дані, отримані при різних режимах. Тут показник n при числі Фруда $Fr = w_{cm}^2 / (gd)$ визначається з виразу:

$$n = 0,25 / [\exp 0,025 w_{cm} \sqrt{\rho / (g\sigma)}].$$

Використовуваний в узагальненні симплекс $\rho w_{cm}^4 / (g\sigma)$ є добутком $WeFr$, де число Вебера $We = w_{cm} \rho d / \sigma$ – міра відношення сил інерції до сил поверхневого натягу.

З раніше приведених залежностей випливає:

$$\varphi / (1 - \varphi) = (w_0'' / w_0') / (w' / w'').$$

Але:

$$w_0'' / w_0' = \beta / (1 - \beta),$$

то після перетворення отримаємо:

$$\varphi = 1 / \{ 1 + (w''/w') [(1-\beta)/\beta] \}$$

Відношення w''/w' прийнято називати коефіцієнтом ковзання S і при адиабатній течії може бути визначений із залежності:

$$S = 1 + [13,5(1-p/p_{кр}) / Fr_o^{5/12} Re_o^{1/6}], \quad (2.4)$$

де $Fr_o = w_o^2/gd$, а $Re_o = w_o d/\nu'$.

Залежність (2.4) отримана для руху пароводяного потоку у вертикальних трубах. Для похилих труб величина S , отримана для вертикальних труб, збільшується на коефіцієнт:

$$K_\alpha = 1 + (1 + 5 \cdot 10^{-6} Re) [1 - (\alpha/90^\circ)].$$

При течії потоку в трубах, які гріються, криві наведені на рис.17, що відображають зміну φ на ділянці від'ємних відносних ентальпій, проходять через дві точки. Одна з них, точка А, установлює початок пароутворення при $\varphi=0$ і визначається величиною $x = -x_o$, інша $x=0$ при $\varphi=\varphi_o$. Значення x_o і φ_o визначаються залежностями:

$$x_o = -0,49 [q / (\rho' w_o r)]^{0,3} Re_q^{0,4} (p/p_{кр})^{0,15},$$

$$\varphi_o = 0,43 [q / (\rho' w_o r)]^{0,15} Re_q^{0,2} (p/p_{кр})^{-0,225}.$$

Тут $Re_q = q / (\rho' r) \sqrt{\sigma / [g(\rho' - \rho'')]} / \nu'$, де q – тепловий потік, кВт/м².

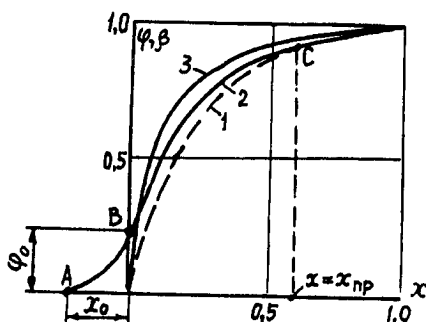


Рис.17. Залежність φ і β від x :

- 1) $\varphi=f(x)$ – для адиабатної течії у каналі;
- 2) $\varphi=f(x)$ – для течії у нагрівальному каналі;
- 3) $\beta=f(x)$ – витратні об'ємні паровмісти.

Ці формули отримані під час руху пароводяного потоку в трубах, що обігріваються, діаметром від 11,7 до 34,3 мм. Число Re_q при цьому змінювалося від 5000 до 100000, симплекс $[q/\rho' r]/w_o$ – від 0,017 до 100, а відношення $p/p_{кр}$ – від 0,02 до 0,44.

В інтервалі відносних ентальпій $x_0 \leq x \leq 0$ істинний об'ємний паровміст пароводяного потоку визначається із залежності:

$$\varphi = \varphi_0 [1 - (x/x_0)]^{1,35}.$$

Наведені формули дійсні, коли є ділянка гідродинамічної стабілізації і відносна ентальпія середовища на вході в канал $x_{\text{вх}}$ менша x_0 . При додатних значеннях x вплив q на φ слід урахувувати лише до певного значення β . Ця гранична величина може бути встановлена за формулою:

$$\beta_{\text{гп}} = 3,22 [q / (\rho' w_o r)]^{0,2}.$$

Граничний ваговий паровміст при цьому визначається за формулою:

$$x_{\text{гп}} = 1 / \{1 + (\rho' / \rho'') [(1 - \beta_{\text{гп}}) / \beta_{\text{гп}}]\}.$$

При низькому тиску у вакуумі для труб діаметром 30–100 мм:

$$w_{\text{відн}} = w_{\text{відн}}^n + S w_o'' \text{ для } w_{\text{см}} < w_{\text{см}}^{\text{кп}},$$

$$w_{\text{відн}} = w_{\text{відн}}^{\text{кп}} + S w_o'' \text{ для } w_{\text{см}} > w_{\text{см}}^{\text{кп}},$$

де $w_{\text{відн}}^n$ – початкове значення відносної швидкості, що визначається за формулою:

$$w_{\text{відн}}^n = 1,68 (\rho' / \rho'')^{0,045} [\sigma g^2 / (\rho' - \rho'')]^{0,25} (\mu' / \mu'')^{-0,024}.$$

Значення коефіцієнта ковзання для труб діаметром від 15 до 100 мм можна визначити із залежності:

$$S = 1,53 (\rho' / \rho'')^{0,05} [\sigma / (\rho' - \rho'')] d_o^2]^{0,11} [w_o' / (w_o')_a]^{-0,0374} (d_o / d)^{0,94} [0,575 (\mu' / \mu'')^{-0,1}].$$

У випадку руху двофазного потоку малої в'язкості при $w_{\text{см}} < w_{\text{см}}^{\text{кп}}$ і $\mu' / \mu'' < 260$:

$$S = 1,53 (\rho' / \rho'')^{0,05} [\sigma / (\rho' - \rho'')] d_o^2]^{0,11},$$

де $(w_o')_a$ – найменше значення приведенної швидкості рідкої фази; d_o – найменший внутрішній діаметр труби, що входить в узагальнююче рівняння.

Впливом лінійних розмірів у ділянці $15 \leq d \leq 100$ мм на ковзання фаз нехтуємо, d_o приймаємо постійним і рівним 100 мм і вводимо у формулу, щоб параметри з d_o мали безрозмірний вигляд.

При русі в'язкого і високов'язкого двофазного потоку при $\mu' / \mu'' > 260$ і $w_{\text{см}} < w_{\text{см}}^{\text{кп}}$:

$$S = 1,53 (\rho' / \rho'')^{0,05} [\sigma / (\rho' - \rho'')] d_o^2]^{0,11} [0,575 (\mu' / \mu'')^{0,1}],$$

а для малов'язкого двофазного потоку:

$$S = 1,53 (\rho' / \rho'')^{0,05} [\sigma / (\rho' - \rho'')] d_o^2]^{0,11} w_o' / (w_o')_a^{-0,0374} (d_o / d)^{0,94}$$

де $(w_o')_a = 0,1$ м/с.

Розрахунки відносної швидкості парової фази для випарних апаратів і випарників із посиленою природною циркуляцією з діаметром труб 145, 250 і 500 мм можна виконувати за допомогою формул:

для $\mu'/\mu'' < 260$:

$$w_{відн} = 1,68(\rho'/\rho'')^{0,45} [\sigma g^2 / (\rho' - \rho'')]^{0,25} (\mu'/\mu'')^{-0,024} (d/d_0)^{0,246} + 5,1(\rho'/\rho'')^{0,05} \{ \sigma / [(\rho' - \rho'')^2] \}^{0,4} \times (d/d_0)^{0,06} w_0''; \quad (2.5)$$

для $\mu'/\mu'' > 260$:

$$w_{відн} = 1,68(\rho'/\rho'')^{0,45} [\sigma g^2 / (\rho' - \rho'')]^{0,25} (\mu'/\mu'')^{-0,024} (d/d_0)^{0,246} + 5,1(\rho'/\rho'')^{0,05} \times \{ \sigma / [(\rho' - \rho'')^2] \}^{0,4} [0,575(\mu'/\mu'')^{f(d)}] (d/d_0)^{0,06} w_0''; \quad f(d) = 0,1 \frac{d^{0,09}}{d_0^{0,09}}. \quad (2.6)$$

У цих виразах використовується приведена швидкість легкої фази w_0'' у перерізі, де визначається паровміст φ і $d_0 = 30$ мм. Вирази (2.5) і (2.6) узагальнюють великий експериментальний матеріал. Однак їх слід розглядати як початковий етап аналізу експериментальних даних щодо ковзання фаз.

При русі двофазних потоків у круглих трубах і кільцевих каналах з еквівалентним діаметром $d_{екв}$, що змінюється від 6 до 1000 мм, отримані залежності, що узагальнюють дослідні дані в такому діапазоні зміни теплофізичних величин:

для круглих труб $d_1 = 32,7 \dots 500$ мм; $p = 0,055 \dots 0,131$ МПа;

$$v' = (0,71 \dots 92) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \rho' = 985 \dots 1330 \text{ кг/м}^3; \quad l_{екс}/d_1 = 7,6 \dots 171;$$

$$l_{стб}/d_1 = 0 \dots 50; \quad w_0' = 0,06 \dots 1,62 \text{ м/с}; \quad w_0'' = 0,1 \dots 32,5 \text{ м/с};$$

для кільцевих каналів $d_{ек} = 6,1 \dots 23,2$ мм; $p = 0,059 \dots 0,115$ МПа;

$$v' = (0,71 \dots 16,7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \rho' = 985 \dots 1250 \text{ кг/м}^3; \quad l_{екс}/d_{ек} = 151 \dots 575;$$

$$l_{стб}/d_{ек} = 0; \quad w_0' = 0,02 \dots 0,56 \text{ м/с}; \quad w_0'' = 0,1 \dots 18,6 \text{ м/с},$$

де $l_{стб}$ – довжина ділянки гідродинамічної стабілізації потоку; $l_{екс}$ – довжина експериментальної ділянки; d_1 – внутрішній діаметр труби.

Узагальнений експериментальний матеріал описується такими розрахунковими залежностями:

- для $Ga^{1/3} < 800$:

$$S^{\eta} = 0,123 \rho^{0,05} (1/d_*)^{0,25} (d_* / \sqrt[3]{(v')^2 / g})^{0,25}, \quad (2.7)$$

$$S = 1,85 \rho^{0,05} (1/d_*)^{-0,04} (d_* / \sqrt[3]{(v')^2 / g})^{-0,125}; \quad (2.8)$$

- для $Ga^{1/3} > 800$:

$$S^* = 0,65 \rho_*^{0,05} (1/d_*)^{0,25}, \quad (2.9)$$

$$S = 0,80 \rho_*^{0,05} (1/d_*)^{-0,04}, \quad (2.10)$$

де $Ga = gl^3 / (\nu')^2$, l – довжина труби, м; ν' – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідкої фази, м²/с; $\rho_* = \rho' / \rho''$; $d_* = d_{ек} / 2$.

Параметри S^* і S дозволяють однозначно визначити істинний об'ємний паровміст при заданих значеннях приведеної швидкості рідкої і парової фаз за допомогою залежності:

$$\varphi = 0,5 [w_{cm} / (0,35 S^* \sqrt{gd_1} + Sw_o'') + 1] - \{0,25 [w_{cm} / (0,35 S^* \sqrt{gd_1} + Sw_o'') + 1]^2 - [w_o'' / (0,35 S^* \sqrt{gd_1} + Sw_o'')] \}^{0,5}, \quad (2.11)$$

отриманої зі співвідношення:

$$w_{відн} = (w_o'' / \varphi) - [w_o'' / (1 - \varphi)] \quad (2.12)$$

з урахуванням того, що

$$w_{відн} = 0,35 S^* \sqrt{gd_1} + Sw_o'' \quad (2.13)$$

Для кільцевих каналів замість d_1 в рівнянні (2.11) і (2.13) необхідно підставляти $d_{ек}$.

Наведені рівняння мають певні переваги і недоліки. У перших двох урахується більш широкий діапазон зміни тиску, ніж в третьому, однак, у першому, де діаметр змінюється від 30 до 100 мм, вплив геометричних розмірів на процес ковзання фаз не враховується. У другому, де діаметр змінюється від 30 до 500 мм, він враховується емпірично, тому використовувати його за межами діапазонів зміни параметрів, для яких рекомендована залежність, недоцільно, оскільки можливі результати, що різко відрізняються від реальних. У цьому випадку рекомендується використовувати залежності (2.7)...(2.10).

У випарних апаратах з винесеною зоною кипіння труби закипання часто виконують діаметром більшим 1000 мм. Для них експериментального матеріалу накопичено дуже мало. Однак розраховувати теплогідродинамічні процеси в них необхідно. Для цього випадку більш прийнятне третє узагальнення, оскільки воно враховує механізм процесу. Саме в третьому узагальненні найбільш повно і фізично обгрунтовано складний взаємний вплив геометрії каналів, фізичних властивостей компонентів і витратних параметрів на ковзання фаз.

2.4. Гідравлічні опори в одно- і двофазному потоці

Загальний перепад тиску між двома перерізами каналу, в якому рухається парорідкий потік, складається з перепадів, пов'язаних із необхідністю пере-

бороти нівелірний напір $\Delta p_{\text{нив}}$, втрати на тертя по довжині каналу $\Delta p_{\text{тр}}$, місцеві опори $\Delta p_{\text{мс}}$, і перепаду $\Delta p_{\text{пр}}$, що втрачається в зв'язку зі зміною швидкостей рідкої і парової фаз – втрати на прискорення. Таким чином, [1, 3, 20, 24, 40]

$$\Delta p = \Delta p_{\text{нив}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{пр}}$$

Після того, як встановлені істинні паровмісти, визначення нівелірного напору $\Delta p_{\text{нив}}$ не викликає складнощів. Зазвичай загальне значення $\Delta p_{\text{нив}}$ устанавлюється за розмірами, розрахованими для окремих ділянок. При цьому для кожної ділянки нівелірний напір визначається за середнім значенням $\bar{\varphi}$:

$$\Delta p_{\text{нив}} = [\bar{\varphi} \rho'' + (1 - \bar{\varphi}) \rho'] l \sin \alpha,$$

де l – довжина ділянки, м; α – кут нахилу ділянки каналу відносно горизонталі.

2.4.1. Гідравлічні опори по довжині каналу

Гідравлічні опори тертя обумовлюються в'язкістю рідини або пари і виявляються при їх роздільному або спільному русі по каналу. Якщо швидкість нижча за критичну, то опір пропорційний першому степеню швидкості; якщо ж швидкість вища за критичну, то опір пропорційний майже квадрату швидкості. У практичних розрахунках опір тертя визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} (l/d_1) (\rho w^2/2),$$

де w – середня швидкість руху потоку, м/с; l – довжина каналу, м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт опору тертя по довжині каналу.

Гладкі труби і канали при ізотермічному русі. При русі рідини в прямих трубах коефіцієнт опору $\lambda_{\text{тр}}$ є функцією числа Рейнольдса. При ламінарному режимі руху цей коефіцієнт визначається за законом Пуазейля:

$$\lambda_{\text{тр}} = A/Re.$$

Тут постійна A залежить від форми перерізу та співвідношення сторін, числові значення наведені в таблиці 11.

При турбулентному режимі руху при $Re=3000 \dots 100000$ коефіцієнт опору визначається законом Блазіуса:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,3164/Re^{0,25}, \quad (2.14)$$

для $Re=10^5 \dots 10^8$ – формулою Нікурадзе:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + (0,221/Re^{0,237}). \quad (2.15)$$

Замість формул (2.14) і (2.15) можна застосувати єдину формулу Конакова:

$$\lambda_{\text{тр}} = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2}.$$

11. Значення еквівалентного діаметра і коефіцієнта A у формулі Пуазейля для каналів різної форми перерізу

Форма перерізу каналу		$d_{ек}$	A
Коло діаметром d		d	64
Квадрат зі стороною a		a	57
Рівносторонній трикутник зі стороною a		$0,58a$	53
Кільце шириною a		$2a$	96
Прямокутник зі сторонами a і b	$a/b=0,1$	$1,81a$	85
	$a/b=0,2$	$1,67a$	76
	$a/b=0,25$	$1,60a$	73
	$a/b=0,33$	$1,50a$	69
	$a/b=0,5$	$1,30a$	62
Еліпс, a – мала напіввісь, b – велика	$a/b=0,1$	$1,55a$	78
	$a/b=0,3$	$1,40a$	73
	$a/b=0,5$	$1,30a$	68
	$a/b=0,7$	$1,17a$	65

Труби і канали при неізотермічному русі. При неізотермічному русі рідини коефіцієнт опору тертя є функцією Re , Gr і Pr :

- при ламінарному режимі русі:

$$\lambda_{mp} = (A/Re_p)(Pr_{cm}/Pr_p)^{1/3} [1 + 0,22(Gr_p Pr_p / Re_p)^{0,15}]; \quad (2.16)$$

- при турбулентному режимі руху:

$$\lambda_{mp} = (0,3164 / Re_p^{0,25})(Pr_{cm}/Pr_p)^{1/3}. \quad (2.17)$$

Наведені формули (2.16) і (2.17) є більш узагальненими, ніж формула Пуазейля і Блазіуса, і застосовуються як при ізотермічному, так і неізотермічному русі краплинних і пружних рідин. У формулу (2.16) входять три числа подібності, першим визначається коефіцієнт опору при ізотермічному русі, другим – вплив зміни в'язкості в граничному шарі і третім – вплив вільного руху потоку. Із збільшенням швидкості поступального руху, тобто зі зростанням Re , вплив останнього комплексу зменшується і при турбулентному русі воно прямує до нуля.

Для газів $Pr = const$, отже $Pr_{cm} = Pr_p$

Тоді з рівняння (2.16) маємо:

$$\lambda_{mp} = (A/Re_p) [1 + 0,22(Gr_p Pr_p / Re_p)^{0,15}],$$

а з рівняння (2.17):

$$\lambda_{mp} = 0,3164 / Re^{0,25}.$$

натомість, вплив вільного руху при ламінарному режимі залишається в силі.

Втрати тиску на тертя під час руху двофазного потоку не можуть бути визначені за формулами для однофазного середовища, Δp_{mp} тут істотно залежить від паровмісту потоку. Опір потоку прийнято виражати у вигляді відношення $\Delta p_{mp}/\Delta p_0$, що показує в скільки разів втрати на тертя для двофазного потоку Δp_{mp} вищі за втрати Δp_0 при русі з тією ж швидкістю води при температурі насичення. Для цього випадку відповідно до формули Дарсі:

$$\Delta p_{mp, \text{зам}} = \lambda_{mp} (\rho_{cm} w_{cm}^2 / 2) (l/d_1),$$

з огляду на те, що $\beta = w_{cm}'' / w_{cm}'$, отримаємо:

$$\rho_{cm} = (1/w_{cm}') (\rho'' w_0'' + \rho' w_0').$$

Підставивши це значення у формулу Дарсі, маємо:

$$\Delta p_{mp, \text{зам}} = \lambda_{mp} (\rho' w_0 w_{cm}' / 2) [(\rho'' w_0'' + \rho' w_0') / \rho' w_0'] (l/d_1).$$

Враховуючи, що

$$(\rho'' w_0'' + \rho' w_0') / \rho' w_0' = 1$$

і, підставляючи значення w_{cm}' остаточно отримаємо:

$$\Delta p_{mp, \text{зам}} = \lambda_{mp} (\rho' w_0^2 / 2) (l/d_1) \{1 + x[(\rho'' / \rho') - 1]\}. \quad (2.18)$$

Якщо прийняти, що коефіцієнт втрат на тертя λ_{mp} для гомогенного потоку залишається таким самим, що і при течії однофазного середовища, то з рівняння (2.18) випливає:

$$\Delta p_{mp, \text{зам}} / \Delta p_0 = 1 + x[(\rho'' / \rho') - 1].$$

Як видно з рівняння (2.19), відношення $\Delta p_{mp, \text{зам}} / \Delta p_0$ не залежить від масової швидкості і зі зростанням паровмісту змінюється лінійно від 1,0 при $x=0$ до величини, обумовленої відношенням ρ'' / ρ' , при $x=1,0$. Однак експериментальні значення відношення $\Delta p_{mp, \text{зам}} / \Delta p_0$ особливо при високих тисках і паровмістах більш 30...40%, помітно відрізняються від значень, що обчислюються для гомогенного потоку.

Шорсткі труби. Закономірностей, що відображають залежність гідравлічного опору при течії двофазних потоків від шорсткості стінок труб, небагато. У деяких із них викладені результати дослідження гідравлічного опору при русі в скляній трубі з різною шорсткістю внутрішньої поверхні. Кінематична в'язкість змінювалася в межах 1...35 мкм²/с.

Розрахунковими залежностями гідравлічних опорів для вертикальних труб визначальним прийнятий параметр Мартігеллі $X_c = \sqrt{\Delta p_{mp} / \Delta p_r}$, де Δp_r – втрати тиску від гідравлічного опору при течії однофазної рідини з масовою витратою,

рівною масовій витраті газової фази в газорідкому потоці, X_p – розрахунковий параметр Мартіnellі:

$$X_p = (w_0'' / w_0')^{0,875} (\rho'' / \rho')^{0,5} (v' / v'')^{0,125}.$$

Розрахункові рівняння для визначення втрат на тертя при течії двофазного потоку у вертикальних шорстких трубах для кожної форми і режиму течії (за класифікацією Мартіnellі) суміші мають такий вигляд: при ламінарно-перехідному і ламінарно-турбулентному режимах:

для бульбашкової форми течії:

$$X_e = 3,3 X_p^{1,35 - 0,002 Re_p};$$

для снарядної форми течії:

$$X_e = [3,72 - 0,002 Re_p] X_p^{-0,803};$$

– при перехідному режимі для снарядно-пінної форми течії:

$$X_e = 8,5 \cdot 10^{-4} Re_p^{-1,2} X_p^{0,0018 Fr_{ca} - 1,16};$$

- при ламінарно-перехідному режимі для снарядно-пінної форми течії:

$$X_e = 25 \cdot 10^{-4} Re_p^{2,27} X_p^{1,6 - 0,013 Fr_{ca}};$$

- при перехідно-турбулентному режимі для кільцевої форми течії:

$$X_e = 0,097 Re_p^{0,467} (\Delta/d_1)^{-0,0305} X_p^{-0,4}; \quad (2.20)$$

- при ламінарно-турбулентному режимі для кільцевої форми течії:

$$X_e = 0,0902 Re_p^{0,741} (\Delta/2d_1)^{-0,01} X_p^{-0,32}. \quad (2.21)$$

Межі застосування перших двох рівнянь визначають за допомогою карт форм течії двофазних потоків.

Аналізуючи залежності (2.20) і (2.21), можна перекоонатися, що опори двофазних потоків у широкому діапазоні зміни відносної шорсткості Δ/d_1 можна розраховувати за залежностями, не враховуючи шорсткість.

Вигнуті труби. У вигнутих трубах рух рідини має складний характер. Під дією відцентрових сил весь потік відтискується до зовнішньої стінки і тече з підвищеною швидкістю, а в поперечному напрямку утворюються вторинні циркуляційні струмені. Незважаючи на це, критичне значення числа Рейнольдса вище, ніж для прямих труб, і при цьому тим вище, чим крутіший вигин (при $d_1/d_2 = 1/15$, $Re_{кр} = 8000$). Гідравлічний опір вигнутих труб більший, ніж прямих. При ламінарному режимі $\lambda_{зиг}/\lambda_{пр}$ визначається за кривою, зображеною на рис.18. При турбулентному режимі $\lambda_{зиг}$ також вищий, ніж $\lambda_{пр}$, але достовірних даних для розрахунків немає. При $d_1/d_2 = 1/500$ кривизна вже не позначається.

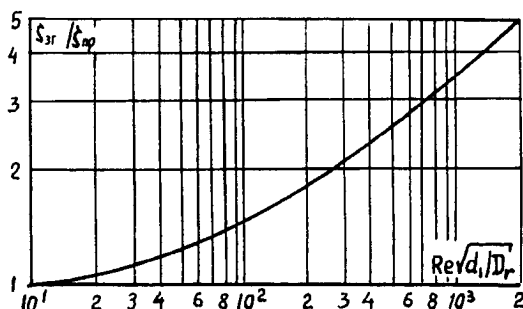


Рис.18. Вплив вигину труби на коефіцієнт опору при ламінарному режимі течії

2.4.2. Місцеві гідравлічні опори

Місцеві опори обумовлюються вихроутворенням у місцях зміни живого перерізу каналу і подолання окремих перешкод, наприклад, при вході, звуженні, розширенні, повороті і т. ін. Місцеві опори визначаються за формулою:

$$\Delta p_{мс} = \zeta(\rho w^2/2), \quad (2.22)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору.

Зміна напрямку течії. Повороти, відводи і коліна можуть бути найрізноманітнішими. Дані для розрахунку їхніх опорів подаються в довідковій літературі. При користуванні цими даними необхідно спочатку з'ясувати, за яким перерізом зроблений розрахунок. У випадку різних вхідного і вихідного перерізів це має велике значення. Наведеними довідковими даними може враховуватися або опір самого відводу, або разом із ним збільшення опору наступних ділянок, що є наслідком повороту. У таблиці 12 наведені деякі значення коефіцієнтів опору для відводів.

Звуження і розширення каналів. Коефіцієнти опору звужень і розширень каналів є функцією відношення F_1/F_2 меншого перерізу F_1 до більшого F_2 . Числові значення коефіцієнтів місцевих опорів вибираються за даними табл.12, розрахункові швидкості тут віднесені до меншого перерізу каналу.

Пучки труб. При поздовжньому омиванні пучків труб вздовж осі опір підраховується за формулами для прямих каналів, причому у формули підставляється еквівалентний гідравлічний діаметр, рівний частці від розподілу чотирьох площ живого перерізу потоку на змочений периметр. При поперечному омиванні пучків опір можна розглядати як суму місцевих опорів звуження і розширення. Однак, при розрахунках такого розподілу не роблять, а відразу визначають повний опір за формулою (2.22).

12. Значення коефіцієнтів місцевих опорів

Вид опору (розрахункова формула)	Табличні значення величин												
	φ°	5	10	20	30	40	45	50	60	70	80	90	
Вхід у трубу з гострими краями під кутом $\zeta_{\text{вх}} = 0,5 + 0,3 \cos \varphi + 0,2 \cos^2 \varphi$	$\zeta_{\text{вх}}$	0,998	0,99	0,96	0,91	0,85	0,81	0,78	0,70	0,68	0,56	0,50	
	r/d_1	0,0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	
Вхід у трубу із заокругленими краями (r – радіус заокруглення, d_1 – діаметр труби, ζ_m і $\zeta_{\text{вх}}$ – коефіцієнти для входу з торцевою і без торцевої стінки)	ζ_m	0,5	0,43	0,36	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03	
	$\zeta_{\text{вх}}$	1,0	0,87	0,74	0,61	0,51	0,40	0,32	0,20	0,10	0,06	0,03	
Конічний вхід у трубу з кутом конусності φ і довжиною конуса l	l/d_1	φ , град											
	–	0,00	10,0	20,0	30,0	40,0	60,0	100	140	180			
	Значення $\zeta_{\text{вх}}$ з торцевою стінкою												
	0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50			
	0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50			
	0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50			
	0,100	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50			
	0,150	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50			
	0,600	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50			
	Конічний вхід у трубу з кутом конусності φ і довжиною конуса l	Значення $\zeta_{\text{вх}}$ без торцевої стінки											
0,025		1,00	0,96	0,93	0,90	0,86	0,80	0,69	0,59	0,50			
0,050		1,00	0,93	0,86	0,80	0,75	0,67	0,58	0,53	0,50			
0,075		1,00	0,87	0,75	0,65	0,58	0,50	0,48	0,46	0,50			
0,100		1,00	0,80	0,67	0,55	0,48	0,41	0,41	0,44	0,50			
0,250		1,00	0,68	0,45	0,30	0,22	0,17	0,22	0,34	0,50			
0,600		1,00	0,46	0,27	0,18	0,15	0,13	0,21	0,33	0,50			
1,000		1,00	0,32	0,20	0,14	0,11	0,10	0,18	0,30	0,50			

Вхід у трубу товщиною δ , що виступає із стінки на довжину b	δ/d_1	b/d_1									
		0,00	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,500	
	0,000	0,50	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	1,00	
	0,008	0,50	0,53	0,55	0,58	0,62	0,68	0,74	0,81	0,88	
	0,016	0,50	0,51	0,51	0,53	0,55	0,58	0,64	0,70	0,77	
	0,020	0,50	0,51	0,51	0,52	0,53	0,55	0,60	0,66	0,72	
	0,030	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,52	0,54	0,57	0,61	
	0,040	0,50	0,50	0,50	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,54	
	0,050	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	
Вихід із труби в атмосферу чи під рівень рідини	$\zeta_{\text{вих}}=1,0$										
Раптова зміна живого перерізу потоку: F_1 – площа меншого і F_2 – більшого перерізу потоку	Re			F_1/F_2							
				0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60		
Раптове розширення потоку	10			3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10		
	100			1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80		
	1000			2,00	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60		
	3000			1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20		
	≥ 3500			0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16		
Раптове звуження потоку	10			5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00		
	100			1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80		
	1000			0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24		
	10000			0,50	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20		
	> 10000			0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20		

Конфузор з діаметром виходу d_1 , входу d_2 , довжиною конічної частини l , кутом розкриття φ					l/d_1		F_1/F_2		$\varphi = 10^\circ$		$\varphi = 20^\circ$			
					0,050		0,050		0,48		0,44			
					0,075		0,075		0,42		0,33			
					0,100		0,100		0,38		0,30			
					0,150		0,150		0,34		0,24			
					0,600		0,600		0,13		0,08			
Дифузор з діаметром входу d_1 , виходу d_2 , кутом розкриття φ					φ F_1/F_2	3	6	8	10	12	14	16	20	
						0,05	0,13	0,12	0,14	0,17	0,19	0,22	0,26	0,33
						0,075	0,13	0,12	0,13	0,16	0,18	0,21	0,25	0,31
						0,10	0,13	0,12	0,13	0,15	0,17	0,20	0,24	0,30
						0,15	0,12	0,11	0,12	0,14	0,16	0,19	0,22	0,27
						0,20	0,12	0,10	0,10	0,13	0,14	0,17	0,19	0,24
						0,25	0,12	0,10	0,09	0,11	0,12	0,15	0,17	0,21
						0,30	0,11	0,08	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15	0,19
						0,40	0,09	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14
						0,50	0,08	0,06	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
0,60	0,07	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,07						
Плавний поворот круглого перерізу на кут φ . $\zeta = A \cdot B$, $A = f(\varphi)$		φ°	20	30	45	60	90	110	130	150	180	—	—	
		A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40	—	—	
		r_z/d_1	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50	—	—	—	—	
		B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03	—	—	—	—	
Діафрагма з діаметром проходу d_d в трубопроводі діаметром d_1		d_d^2/d_1^2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
		ζ_d	1050	245	51,5	18,2	8,25	4,0	2,0	0,97	0,42	0,13	0,0	

При цьому значення коефіцієнта опору досить точно визначається такими співвідношеннями:

- для шахового пучка при $x_1/d_2 < x_2/d_2$:

$$\zeta = (4 + 6,6m) \operatorname{Re}_p^{-0,28}, \quad (2.23)$$

- для шахового пучка при $x_1/d_2 > x_2/d_2$:

$$\zeta = (5,4 + 3,4m) \operatorname{Re}_p^{-0,28}, \quad (2.24)$$

- для коридорного пучка:

$$\zeta = (6 + 9m) (x_1/d_2)^{-0,23} \operatorname{Re}_p^{-0,28}. \quad (2.25)$$

Тут x_1/d_2 і x_2/d_2 – відносні відстані між осями труб по ширині і глибині пучка.

У цих формулах швидкість віднесена до найвужчого перерізу пучка, а фізичні властивості – до середньої температури потоку; m – число рядів у пучку в напрямку руху.

Формули (2.23) – (2.25) дають коефіцієнти опору при куті атаки $\varphi = 90^\circ$. Зі зменшенням кута атаки коефіцієнт опору зменшується. Значення поправного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta p} = \Delta p_\varphi / \Delta p_{90^\circ}$ наведені в табл.13.

13. Значення поправного коефіцієнта

φ°	90	80	70	60	50	40	30	10
$\varepsilon_{\Delta p}$	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

2.4.3. Втрати напору на прискорення двофазного потоку

Втрати напору на прискорення визначаються різницею кількостей руху в кінцевому і початковому перерізах ділянки каналу, що розглядається. Для двофазного потоку $\Delta p_{прис}$ визначається як сума змін кількості парової фази, віднесеної до 1 м^2 перерізу каналу:

$$\varphi \rho'' (w'')^2 = \varphi \rho'' (w_0''/\varphi)^2 = (\rho' w_0')^2 (x/\rho'' \varphi).$$

Аналогічно для рідкої фази:

$$(1-\varphi) \rho' (w')^2 = (1-\varphi) \rho' [w_0''/(1-\varphi)]^2 = (\rho' w_0')^2 [(1-x)^2/\rho' (1-\varphi)].$$

Для обох фаз:

$$\varphi \rho'' (w'')^2 + (1-\varphi) \rho' (w')^2 = (\rho' w_0')^2 \left[\frac{x^2}{\rho'' \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varphi)} \right].$$

Позначимо

$$\frac{x^2}{\rho'' \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varphi)} = y, \quad (2.26)$$

тоді:

$$\Delta p_{\text{прис}} = (\rho' w_0)^2 (y_2 - y_1),$$

де y_2 і y_1 – значення комплексу (2.26) на кінцевому і початковому перерізах ділянки, що розглядається.

При низькому і високому тиску u істотно залежить від паровмісту потоку x . Однак при низьких тисках ця залежність сильніша і абсолютні значення u значно вищі. Якщо на ділянці паровміст потоку змінюється не набагато, втратами на прискорення нехтують або розраховують їх без урахування ковзання. При великих змінах x (особливо, коли початковий паровміст на ділянці труби відповідає початку кривої $y=f(x)$, а кінцевий знаходиться в середній частині її або коли y_1 визначається при середніх значеннях x , а y_2 – при високих) розрахунки по залежностям дійсним для гомогенного середовища можуть призвести до помітної помилки.

2.5. Гідравлічні опори пористих і зернистих шарів

Пористий і зернистий шар є складною неадіабатною гетерогенною системою, в якій під впливом турбулентних пульсацій потоку відбувається беззупинний рух в об'ємі. Гідродинамічні процеси, що тривають у цих умовах, разом з тепло- і масообміном поки не можуть бути описані за допомогою математичних залежностей, і експериментальний метод у даний час є єдиним можливим методом вивчення даних процесів.

При розрахунку гідравлічного опору таких шарів можна використовувати залежність, аналогічну рівнянню для визначення втрати тиску на тертя в трубопроводах [20, 25]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \lambda_{\text{мп}} (l/d_{\text{ек}}) (\rho w^2/2), \quad (2.27)$$

де $\lambda_{\text{мп}}$ – загальний коефіцієнт опору, l – середня довжина каналів шару, ρ – густина рідини чи газу, w – середня істинна швидкість середовища в каналах шару.

Розглядаючи рух у шарі на основі внутрішньої задачі гідродинаміки (рух усередині каналів, утворених пустотами і порами між елементами шару), можна вираз (2.27) перетворити на зручний для розрахунків вид:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \lambda_{\text{мп}} H a \rho \cdot w_0^2 / 8\varepsilon^3 \quad (2.28)$$

де H – висота шару, a – питома поверхня, що являє собою поверхню часток, які знаходяться в одиниці об'єму, зайнятого шаром, ε – порізність чи відношення об'єму простору між частинками до об'єму, зайнятому шаром, w_0 – фактична швидкість рідини чи газу, розрахована як відношення об'ємних витрат рухомого середовища до всієї площини поперечного перерізу шару.

Значення λ_{mp} знаходиться за рівнянням:

$$\lambda_{mp} = (133/Re) + 2,34. \quad (2.29)$$

Число Рейнольдса в даному випадку визначається за формулою:

$$Re = 4w_0\rho/a\mu,$$

де a – невідоме значення.

Іноді буває зручніше використовувати вираз, отриманий, виходячи з зовнішньої задачі гідродинаміки (обтікання окремих елементів шару);

$$\Delta p_{ш} = 3\lambda_{mp}H(1-\varepsilon)\rho w_0^2/4\varepsilon^3 d_q \Phi, \quad (2.30)$$

де d_q – діаметр еквівалентної кулі, тобто кулі, що має той само об'єм, як і частинка, Φ – фактор форми частинки, визначається співвідношенням $\Phi = F_k/F_q$ (F_k – поверхня кулі, яка має той само об'єм, що і дана частинка з поверхнею F_q).

Величину λ_{mp} визначаємо за формулою (2.29). Число Рейнольдса в цьому випадку розраховуємо за формулою:

$$Re = 2\Phi Re_0 / [3(1-\varepsilon)],$$

де $Re_0 = w_0 d_q \rho / \mu$.

Перехід від виразу (2.28) до (2.30) чи навпаки можна здійснити за допомогою співвідношення:

$$a = 6(1-\varepsilon)\Phi d_q.$$

За рівнянням (2.29) розраховуємо λ_{mp} для зернистих шарів із відносно рівномірним розподіленням порожнин-шарів гранул, зерен, кульоподібних частинок. Формули (2.28) і (2.29) застосовуються для руху потоку через нерухомі шари. Для рухомих чи псевдозріджених шарів гідравлічний опір визначається за формулою:

$$\Delta p_{nz} = H(1-\varepsilon)(\rho_q - \rho)g, \quad (2.31)$$

де ρ_q – густина частинок, які утворюють шар, ρ – густина середовища.

У формулу (2.31) можна підставити значення H і ε для нерухомого шару, оскільки добуток $H \cdot (1-\varepsilon)$ є об'ємом твердих частинок, що припадають на одиницю поперечного перерізу апарата, залишається постійним при переході від нерухомого шару до псевдозрідженого:

$$H \cdot (1-\varepsilon) = H_{nz} \cdot (1-\varepsilon_{nz}), \quad (2.32)$$

де H_{nz} і ε_{nz} – відповідно, висота і порізність псевдозрідженого шару.

Швидкість w_{nz} , при якій нерухомий зернистий шар переходить в псевдозріджений стан (швидкість початку псевдозрідження), можна визначити таким чином. Число $Re_{0,nz}$, що відповідає швидкості початку псевдозрідження, знаходимо, розв'язуючи рівняння:

$$(1,75 Re_{0,nz}^2 / \varepsilon^3 \Phi) + [150(1-\varepsilon)Re_{0,nz} / \varepsilon^3 \Phi^2] - Ar = 0, \quad (2.33)$$

де число $Ar = d_v^3 \rho g (\rho_c - \rho) / \mu^2$.

Для частинок, близьких до сферичних, можна для визначення $Re_{o,nz}$ використовувати приблизний розв'язок за рівнянням (2.33), що має вигляд:

$$Re_{o,nz} = Ar / (1400 + 5,22 \sqrt{Ar}).$$

На основі співвідношення для Re_o знаходимо w_{nz} :

$$w_{nz} = Re_{o,nz} \mu / (d_v \rho).$$

Швидкість вільного вітання $w_{в.в.}$, при якому відбувається руйнування псевдозрідженого шару і масове винесення частинок, визначаємо розраховуючи $Re_{o.в.в.}$, що відповідає швидкості вільного вітання частинок:

$$Re_{o.в.в.} = Ar / (18 + 0,575 \sqrt{Ar}).$$

Звідси, з використанням значення Re_o , визначаємо $w_{в.в.}$:

$$w_{в.в.} = Re_{o.в.в.} \mu / (d_v \rho).$$

Таким чином, псевдозріджений шар існує в діапазоні швидкостей $w_{nz} < w_0 < w_{в.в.}$.

Порізність псевдозрідженого шару визначаємо за формулою:

$$\epsilon_{nz} = [(18 Re_o + 0,36 Re_o^2) / Ar]^{0,21}.$$

Обчисливши ϵ_{nz} , можна за допомогою співвідношення (2.32) визначити висоту псевдозрідженого шару.

2.6. Циркуляція у випарних апаратах і шляхи її інтенсифікації

На підставі аналізу дослідних даних виявлено, що з достатньою точністю корисні напори у вертикальних трубах можна визначати за формулами для адіабатних потоків. Незважаючи на різницю гідродинамічних процесів у вертикальній обігрівачій трубі, що нагрівається й у трубі з адіабатними холодними і гарячими потоками, середньостатистичні характеристики їх виявляються практично однаковими. Можна припустити, що у вертикальному контурі в ділянці низьких тисків як при обігріві, так і без обігріву явища пульсацій і нестационарності процесу в більшій мірі впливають на середньостатистичні характеристики процесу [8, 40].

Процес руху двофазних потоків складний, залежності, що описують його, ускладнюють розрахунки без використання ЕОМ. Тому розглянемо номограми для визначення істинного об'ємного паровмісту в круглих трубах і кільцевих каналах при низькому тиску й у вакуумі.

При використанні формул (2.11) і (2.13) для труб діаметром 30–100 мм величина $w_{відн}$, що змінюється в межах 0,25...0,35 м/с, для спрощення розрахунку

прийнята постійною і рівною 0,3 м/с. Таке спрощення не вносить значної похибки при визначенні істинного паровмісту при швидкостях суміші, характерних для випарних апаратів і випарників, що працюють при низькому тиску і вакуумі.

Номограми побудовані для таких діапазонів параметрів:

$$p = 0,0344 \dots 0,392 \text{ МПа}, v' = 0,212 \dots 150 \text{ мкм}^2/\text{с}, w'_0 = 0,1 \dots 1,5 \text{ м/с}.$$

На рис.19 наведена залежність істинного паровмісту φ_0 від безрозмірного параметра w''_0/w'_0 при $S=1$. На рис. 20, 21 подані графіки залежностей коефіцієнтів, що враховують вплив тиску і в'язкості рідкої фази на відносну швидкість газу, від тиску і в'язкості. Залежність φ/φ_0 від добутку $K_o = K_p K_v$ показана на рис.22, причому K_o дорівнює S , що характеризує дані гідродинамічні умови в трубі. При $K_o < 1$ залежності побудовані суцільними лініями і відповідають наведеним швидкостям рідини $w'_0 = 0,1 \dots 1,5$ м/с. Для $K_o > 1$ залежність $\varphi/\varphi_0 = f(K_o)$ розшаровується не тільки по φ_0 , але і по w'_0 . Суцільна лінія характеризується значенням φ_0 при $w'_0 = 0,1$ м/с, штрихова – при $w'_0 = 1 \dots 1,5$ м/с. Для проміжних значень приведеної швидкості рідини відношення φ/φ_0 слід інтерпелювати. Для значень $\varphi_0 = 0,9 \dots 0,95$ є одна лінія при $w'_0 = 0,1-0,5$ м/с.

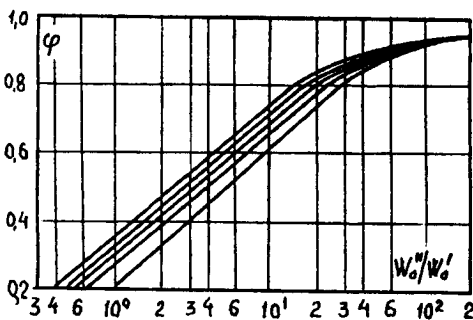


Рис.19. Залежність $\varphi_0 = f(w''_0/w'_0)$ при w'_0 , м/с:

- 1) 1,0...1,5; 2) 0,5; 3) 0,3; 4) 0,2; 5) 0,1

Порядок визначення істинного паровмісту такий. З графіка, поданого на рис.19, по w''_0/w'_0 визначаємо φ_0 , потім на графіках, представлених на рис.20 і 21, визначаємо коефіцієнти, що враховують вплив тиску і в'язкості рідкого компонента на відносну швидкість газу. При $v' \leq 4$ мкм²/с приймаємо $K_v = 1$. Обчислюємо $K_o = K_p K_v$. За графіком, поданим на рис.22, залежно від K_o визначаємо відношення φ/φ_0 і обчислюємо φ .

Наведені номограми придатні для розрахунку випарних апаратів і випарників із помірною природною циркуляцією.

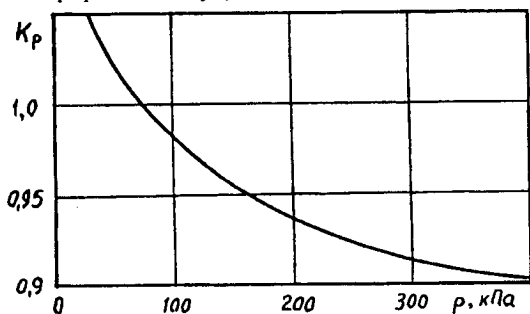


Рис.20. Залежність $K_p=f(p)$.

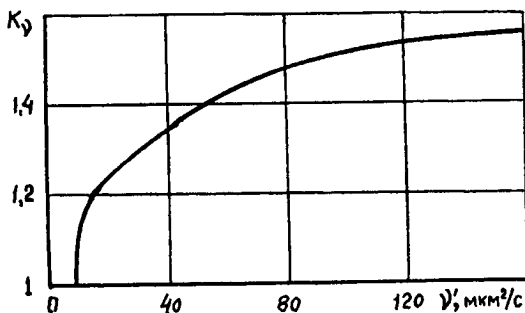


Рис.21. Залежність $K_v=f(v')$.

Для визначення циркуляції в трубах діаметром 30...500 мм номограми побудовані для таких діапазонів параметрів:

$p=0,03...0,4$ МПа, $v'=0,212...92$ мкм²/с, $w_o=0,1...1,5$ м/с. Величина $w_{відн}$ змінюється в межах 0,25...0,8 м/с і враховується при побудові номограм. Для визначення поправки на тиск використовуються графіки, наведені на рис.19, 20. Вплив в'язкості на відносний рух фаз, що залежить від діаметра труби, враховано при побудові графіка на рис.23, для визначення поправки на в'язкість рідини. Поправка на діаметр K_d визначається з урахуванням d/d_o і w_o'' і подана на рис.24. Коефіцієнт K_o , що характеризує гідродинамічні умови в трубі, визначається за формулою $K_o=K_p K_d$, де K_p – поправний коефіцієнт. Для визначення φ/φ_o необхідно використовувати залежність, наведену на рис.22.

При конструюванні випарних апаратів і випарників слід прагнути до підвищення швидкості циркуляції. Це викликано несприятливою гідродинамічною обстановкою, особливо при випарюванні високов'язких розчинів. З ростом v' гідравлічні опори всіх ділянок циркуляційного контуру зростають. Крім того, зменшується рушійний тиск циркуляції, тому що зростає істинна швидкість руху пари, а істинні паровмісти зменшуються.

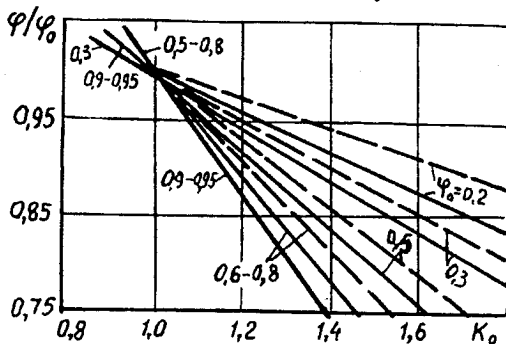


Рис.22. Залежність $\varphi/\varphi_0=f(K_0)$

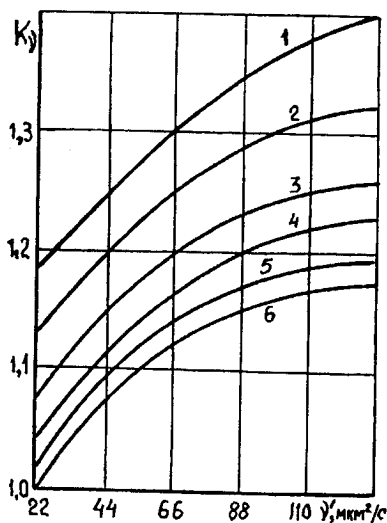


Рис.23. Залежність $K_v=f(v')$ при діаметрі труб, мм:
1) 50; 2) 100; 3) 200; 4) 300; 5) 400; 6) 500

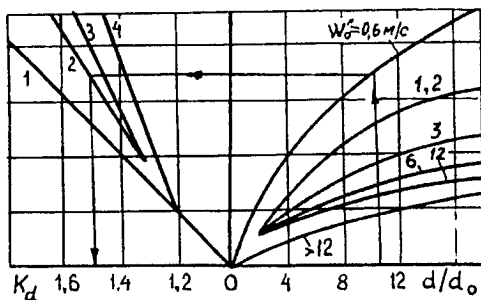


Рис.24. Залежність $K_d=f(d/d_0)$ при значенні кінематичної в'язкості ν' , $\text{км}^2/\text{с}$:
 1) 0,2...0,8; 2) 3,0; 3) 30,0; 4) 90,0

Одночасно з ростом в'язкості збільшується термічний опір, підвищується можливість недогріву на вході в кип'ятильні труби, що супроводжується збільшенням довжини економайзерної ділянки і зменшенням довжини ділянки генерації пари кип'ятильних труб, що також знижує рушійний тиск циркуляції.

Оскільки температура нагрівальної пари зазвичай не регулюється, то підвищення термічного опору і зменшення швидкості циркуляції супроводжуються зниженням інтенсивності теплообміну, зменшенням величини теплового потоку, що, у свою чергу, призведе до зниження істинних паровмістів і рушійного напору циркуляції.

Для посилення природної циркуляції можна запропонувати два способи: шляхом вдування газу (пари) під нижню трубну решітку, а також за допомогою встановлюваного в опускную трубу механічного циркулятора, що нагнітає рідину під нижню трубну решітку.

Посилення циркуляції механічним способом досягається за рахунок прикладення зовнішнього рушійного напору. Механічний циркулятор, як правило, розміщується усередині центрального опускного каналу і частково виступає за його межі. Додатковий тиск, створюваний циркулятором, залежить від геометричних розмірів, форми і частоти обертання циркулятора. Чим вищий створюваний напір, тим більше зростає циркуляція. Однак при цьому підвищується також тиск на вході в кип'ятильну трубу. Відповідно до збільшення тиску зростає і недогрів до температури кипіння, збільшується довжина економайзерної ділянки кип'ятильних труб і зменшується паровміст у них та рушійні напори природної циркуляції.

Інтенсивність тепловіддачі на економайзерній ділянці нижча, ніж на ділянці кипіння. Із збільшенням швидкості руху інтенсивність теплообміну на економайзерній ділянці зростає, однак, у меншій мірі, ніж зменшується інтенсивність тепловіддачі внаслідок збільшення довжини економайзерної ділянки і

зменшення ділянки кипіння. Збільшуються також гідравлічні опори, позаяк у підтрубному просторі і в опускній трубі рідина робить обертальний рух, що трохи знижує ефективність цього методу.

При вдуванні пари (газу) у кип'ятильні труби підвищується газоміст, економайзерна ділянка зникає, у зв'язку з чим значно збільшується рушійний напір на ділянці кип'ятильних труб. При цьому кипіння починається із самого початку кип'ятильної труби. Оскільки у нижній частині рідина недогріта до температури кипіння, то частина теплоти пари (газу), що вдувається, буде витрачатися на його нагрівання.

Кількість пари (газу), що вдувається, не повинна перевищувати значень, при яких верхні ділянки кип'ятильних труб оголюються внаслідок зриву рідинної плівки парою (газом). Крім того, вдувати великі кількості пари економічно недоцільно.

Підвищення швидкості циркуляції при вдуванні пари (газу) відбувається за рахунок підвищення середнього газомісту в кип'ятильних трубах. Але при цьому будуть зростати також і гідравлічні опори, до того ж у більшому ступені, ніж рушійний напір. Отже, збільшення швидкості циркуляції з ростом кількості пари (газу), що вдмухується, буде відбуватися доки збільшення рушійного напору випереджатиме ріст гідравлічних опорів.

Важливе значення має рівномірність подачі пари (газу), що вдмухується в апарат.

Недоліками цього способу є збільшення навантаження на сепараційні пристрої, на барометричний конденсатор і вакуум-насоси, збільшення діаметрів відповідних паропроводів, необхідність додаткової витрати пари або газу на вдування.

Приклад 17. Визначити швидкість циркуляції у випарнику з винесеною зоною кипіння продуктивністю 25 т/год, що працює при тиску вторинної пари $p_{вт} = 0,65$ кПа. Схема циркуляції й основні розміри, що характеризують циркуляційний контур, показані на рис.25. Нагрівальна секція зібрана з 1600 труб діаметром $38 \times 2,5$ мм і довжиною 4000 мм. Вода надходить із паромийного пристрою по трубах діаметром 66 мм. У нижню камеру нагрівальної секції вона перетікає по трьох опускних трубах діаметром 800 мм. Підйомна труба має діаметр 1400 мм і довжину 3600 мм. Рівень води у випарнику підтримується вищим на 200 мм від вихідного перерізу підйомної труби.

Принцип дії. У випарниках такого типу в нагрівальній секції вода не догрівається до температури насичення і пароутворення відбувається у верхній частині підйомної труби. Пара, що тут утворюється, відокремлюючись від основної маси рідини, надходить в очисні пристрої, розташовані в паровому об'ємі випарника.

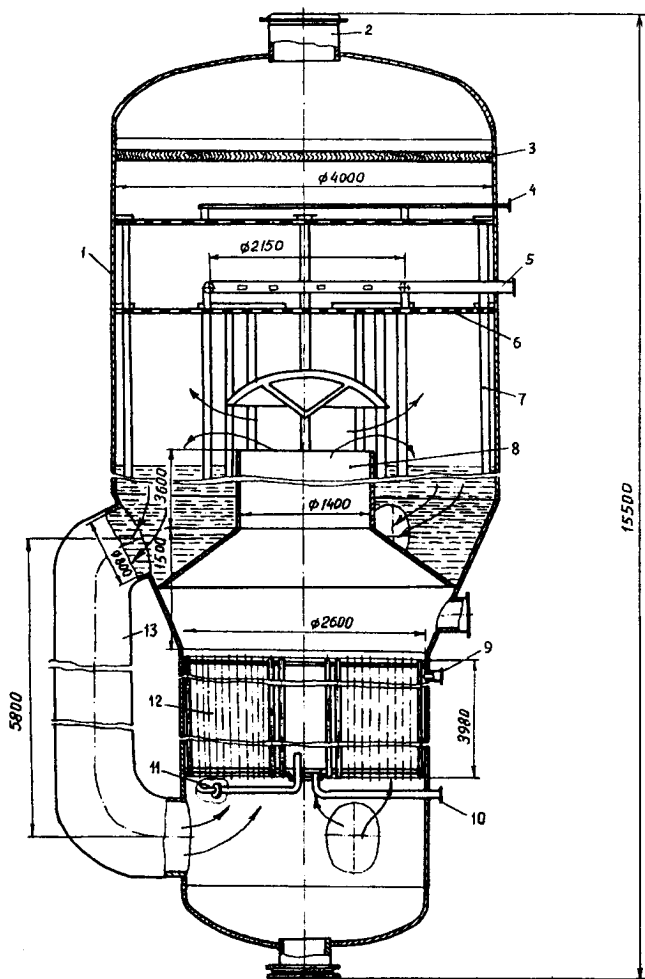


Рис.25. Випарник з винесеною зоною кипіння: 1) корпус; 2) відведення вторинної пари; 3) жалюзійний сепаратор; 4) конденсат на промивний лист; 5) підведення живильної води; 6) промивний дірчастий лист; 7) труба відведення промивної води; 8) підйомна труба; 9) підведення нагрівальної пари; 10) відведення конденсату нагрівальної пари; 11) відведення неконденсованих газів; 12) нагрівальна секція; 13) опускна циркуляційна труба

Вода потрапляє в об'єм між корпусом і підйомною трубою і по опускних трубах рухається вниз у вхідну камеру нагрівальної секції. Рушійний напір циркуляції розвивається на верхній випарній ділянці підйомної труби. В цій конструкції застосовані паропровимні пристрої і жалюзійний сепаратор. Випарники, з винесеною зоною кипіння, працюють частіше під вакуумом або при тиску, близькому до атмосферного. Температура води в них не перевищує 100...105°C. Через те, що на поверхнях теплообміну пароутворення не відбувається, накип практично не осідає на них при живленні випарників сирого водою з затравкою або водою, обробленою лише вапнуванням або содово-вапняним методом.

При роботі з затравкою у випарник вводять дрібнокристалічну завесь природної крейди і будівельного гіпсу. Осадження солей рідини в процесі паротворення відбувається на частках суспензії, що є центрами кристалізації, внаслідок чого накип на поверхні, що гріє, не випадає.

Випарники такого типу широко застосовують для опріснення морської води. Вимоги до якості дистилату тут не дуже високі, тому очищення його ведеться в паровому просторі випарника лише за допомогою сепараторів.

Рішення. Побудуємо криві зміни опорів у частині контуру, що підводить рідину, і корисного напору в залежності від швидкості циркуляції в трубах нагрівальної секції w_o . Пароутворення відбувається у верхній частині підйомної труби, і тому частина циркуляційного контуру, що підводить рідину, складається з опускної лінії, труб нагрівальної секції, перехідної ділянки (із нагрівальної секції у підйомну трубу) і економайзерної ділянки підйомної труби.

Виконуємо гідродинамічний розрахунок при $w_o = 0,8$ м/с. При цьому значенні кількість циркулюючої в контурі води:

$$G_{\text{конт}} = F_{\text{мп}} \rho' w_o = 1,38 \cdot 966,4 \cdot 0,8 = 1067 \text{ кг/с,}$$

де $F_{\text{мп}}$ – поперечний переріз всіх труб нагрівальної секції:

$$F_{\text{мп}} = 0,785 d_1^2 z = 0,785 \cdot 0,33^2 \cdot 1600 = 1,38 \text{ м}^2.$$

Швидкість води в опускних трубах:

$$w_{\text{он}} = G_{\text{конт}} / (\rho' \cdot 3F_{\text{он.мп}}) = 1067 / (966,4 \cdot 3 \cdot 0,5) = 0,736 \text{ м/с,}$$

де переріз опускної труби:

$$F_{\text{он.мп}} = 0,785 d_{\text{он.мп}}^2 = 0,785 \cdot 0,8^2 = 0,5 \text{ м}^2.$$

Гідравлічні опори опускної труби:

$$\Delta p_{\text{он}} = (\zeta_{\text{вх}} + \Sigma \zeta_{\text{нов}} + \zeta_{\text{вих}} + \lambda_o l_{\text{он}}) (\rho' w_{\text{он}}^2 / 2),$$

тут $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; $\zeta_{\text{вих}} = 1,0$ і $\zeta_{\text{нов}} = 0,2$.

Коефіцієнти тертя для технічних труб, що застосовуються в апаратобудуванні, в зоні квадратичного закону опору: $\lambda_{\text{мп}} = 0,025 - 0,035$.

Приймаємо $\lambda_{mp}=0,03$, отримуємо наведений коефіцієнт тертя:

$$\lambda_o = \lambda_{mp}/d_1 = 0,03/0,8 = 0,0375,$$

тоді:

$$\Delta p_{on} = (0,5 + 2 \cdot 0,2 + 1,0 + 0,0375 \cdot 7,76) \cdot (966,4 \cdot 0,736^2)/2 = 573 \text{ Па.}$$

Опір нагрівальної секції:

$$\Delta p_{z.p.c} = (\zeta_{ex} + \lambda_o l_{z.p.c} + \zeta_{вих}) (\rho' w_0^2 / 2) = (0,5 + 0,8 \cdot 4,0 + 1,0) \cdot (966,4 \cdot 0,8^2)/2 = 1453 \text{ Па.}$$

Опір на вході в перехідну ділянку враховано при визначенні гідравлічного опору нагрівальної секції. Коефіцієнт опору дифузора при куті розкриття $\varphi \geq 40^\circ$ визначається залежно від відношення вхідного перерізу нагрівальної секції F_{ex} до більшого $F_{вих}$. Для нашого випадку:

$$F_{ex}/F_{вих} = (d_{ex}/d_{вих})^2 = (2,6/3,2)^2 = 0,66 \text{ і } \zeta_{диф} = 0,1.$$

З цього слідує:

$$\Delta p_{диф} = \zeta_{диф} (\rho' w_{ex}^2 / 2) = 0,1 \cdot 966,4 \cdot 0,208^2 / 2 = 2,1 \text{ Па,}$$

де швидкість у вхідному перерізі:

$$w'_{ex} = w_o (F_{mp}/F_{ex}) = 0,8 [1,38 / (0,785 \cdot 2,6^2)] = 0,208 \text{ м/с.}$$

Швидкість у вихідному перерізі конфузornoї частини:

$$w'_{вих} = G_{конф} / (\rho' \cdot 0,785 d_{вих}^2) = 1067 / (966,4 \cdot 0,785 \cdot 1,4^2) = 0,717 \text{ м/с,}$$

а втрати при відношенні $F_{вих}/F_{ex} = 0,194$:

$$\Delta p_{конф} = \zeta_{конф} (\rho' w'_{вих}^2 / 2) = 0,45 (966,4 \cdot 0,717^2) / 2 = 111,7 \text{ Па.}$$

За цих умов довжина економайзерної ділянки визначається за формулою:

$$l_{ек} = l'_{n.mp} - (\Delta p_{под.в} / \rho' g) - [(Q_m / G_{конф}) / \rho' g (\partial i' / \partial p)],$$

де $l'_{n.mp}$ – відстань від рівня рідини в корпусі випарника до вхідного перерізу підіймальної труби, м; Q_m – кількість теплоти, що подається до циркулюючої води в грійучій секції, кДж/с; тоді втрати на лінії, що підводить рідину, будуть:

$$\Delta p_{підв} = \Delta p_{on} + \Delta p_{z.p.c} + \Delta p_{пер} + \Delta p_{ек},$$

де $\Delta p_{пер} = \Delta p_{конф} + \Delta p_{диф}$.

Приймаємо $l_{ек} = 2,22$ м, тоді:

$$\Delta p_{ек} = \lambda_o l_{ек} (\rho' w_{ек}^2 / 2) = 0,0214 \cdot 2,22 (966,4 \cdot 0,717^2) / 2 = 11,8 \text{ Па,}$$

де $\lambda_o = \lambda_{mp}/d_{n.mp} = 0,03/1,4 = 0,0214$;

повні витрати на лінію, що підводить рідину:

$$\Delta p_{підв} = 573 + 1453 + 113,8 + 11,8 = 2151,6 \text{ Па.}$$

З теплового розрахунку встановлено, що $Q_m = 16000$ кДж/с. Тоді:

$$l_{ек} = 3,4 - 2151,6 / (966,4 \cdot 9,81) - 16000 / (1067 \cdot 966,4 \cdot 9,81 \cdot 16,3 \cdot 10^{-4}) = 2,2 \text{ м.}$$

Прийняте значення $l_{ек}$ співпало з розрахунковим. Тому можна вважати $l_{ек}=2,2$ м, $\Delta p_{ек}=12$ Па, $\Delta p_{підв}=2151,6$ Па.

Визначимо корисний напір, що розвивається, при тій само швидкості в трубах гріючої секції $w_o=0,8$ м/с. Кількість пари, що утворилась:

$$G''=Q_m/r_{стм}=16000/2288,4=6,99 \text{ кг/с,}$$

а приведена швидкість пари на виході з підйомної труби:

$$w''_{о.к}=G''/(\rho'' \cdot 0,785 d_{п.мп}^2)=6,99/(0,394 \cdot 0,785 \cdot 1,4^2)=11,5 \text{ м/с.}$$

Середнє значення наведеної швидкості на ділянці пароутворення:

$$w''_{ос.р}=w''_{о.к}/2=11,5/2=5,75 \text{ м/с.}$$

При цьому значенні $w''_{ос.р}$ витратний паровміст:

$$\beta_{розр}=w''_{ос.р}/(w''_{ос.р}+w_{о.н.мп})=5,75/(5,75+0,717)=0,89.$$

Приведена тут швидкість циркуляції в підйомній трубі $w_{о.н.мп}$ дорівнює швидкості води у вихідному перерізі конфузора перехідної ділянки, тобто $w_{о.н.мп}=w'_{ох}=0,717$ м/с.

Істинний об'ємний паровміст визначається із залежності:

$$\varphi_{розр}=\beta_{розр}(1+w^*/w_{см розр})^{-1},$$

де $w^*=w_{бул} \Psi_{вз}$.

Швидкість суміші:

$$w_{см розр}=w''_{о.розр}+w_{о.н.мп}=5,75+0,717=6,47 \text{ м/с.}$$

Швидкість спливання одинарної бульбашки в нерухомій рідині:

$$w_{бул} \cong \sqrt[4]{g\sigma(\rho' - \rho'')/(\rho')^2} = 1,5 \sqrt[4]{9,81 \cdot 61,3 \cdot 10^{-3}(966,4 - 0,394)/966,4^2} = 0,237 \text{ м/с,}$$

а фактор взаємодії:

$$\Psi_{вз}=1,4(\rho' / \rho'')^{0,2}(1-\rho''/\rho')^5 \cong 1,4(966,4/0,394)^{1/5}=6,675.$$

Отже, групова швидкість спливання бульбашок:

$$w^*=0,237 \cdot 6,675=1,58 \text{ м/с.}$$

Тоді $\varphi_{розр}=0,89/(1+1,58/6,47)=0,715$.

Рушійний напір:

$$\Delta p_{руш}=g(\rho' - \rho'')\varphi_{розр} l_{нар.розр}$$

де $l_{нар.розр}=l'_{п.мп}-l_{ек}=3,4-2,2=1,2$ м

і, відповідно, $\Delta p_{руш}=9,81(966,4-0,394)0,715 \cdot 1,2=8131$ Па.

На ділянці випарювання є втрати на тертя в самій трубі, місцеві втрати на виході пароводяної суміші в паровий об'єм випарника і втрати на прискорення потоку. Крім того, необхідно взяти до уваги те, що частина перепаду витрача-

ється на підйом рідини від відмітки, що відповідає рівню в корпусі випарника, до вихідного перерізу підйомної труби, тобто в даному прикладі на висоту $l_{прив} = 0,2$ м.

Втрати на тертя:

$$\Delta p_{тр}'' = (\lambda_0 l_{нар} \rho' w_{о.н.мп}^2 / 2) \{1 + \Psi w_{ок}'' / 2 w_{о.н.мп}\} [1 - (\rho'' / \rho')] =$$

$$= (0,0215 \cdot 1,4 \cdot 966,4 \cdot 0,717^2 / 2) \{1 + [1,5 \cdot 11,5 / (2 \cdot 0,717)] [1 - (0,394 / 966,4)]\} = 97,5 \text{ Па.}$$

Втрати на виході:

$$\Delta p_{вих}'' = (\zeta_{вих} \rho' w_{о.н.мп}^2 / 2) \{1 + (w_{ок}'' / w_{о.н.мп}) [1 - (\rho'' / \rho)]\} =$$

$$= (1,2 \cdot 966,4 \cdot 0,717^2 / 2) \{1 + (11,5 / 0,717) [1 - (0,394 / 966,4)]\} = 5250 \text{ Па.}$$

Втрати на прискорення:

$$\Delta p_{пр} = (\rho' w_o)^2 (y_2 - y_1),$$

де y_2 і y_1 – значення комплексу $y = (x^2 / \rho'' \varphi) + [(1-x)^2 / \rho' (1-\varphi)]$ в початковому і кінцевому перерізі ділянки пароутворення:

у початковому перерізі:

$$y_1 = 1 / \rho' = 1 / 966,4 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

у вихідному перерізі:

$$\beta_k = w_{ок}'' / (w_{ок}'' + w_{о.н.мп}) = 11,5 / (11,5 + 0,717) = 0,94,$$

$$\varphi_k = \beta_k / (1 + w^* / w_{с.м.к}) = 0,94 / (1 + 1,58 / 12,22) = 0,833,$$

$$x_k = \rho'' w_{ок}'' / \rho' w_{о.н.мп} = 0,394 \cdot 11,5 / 966,4 \cdot 0,717 = 0,00656.$$

Отже,

$$y_2 = (x_k^2 / \rho'' \varphi_k) + [(1-x_k)^2 / \rho' (1-\varphi_k)] = (0,00656^2 / 0,394 \cdot 0,833) + \{(1-0,00656)^2 / [966,4(1-0,833)]\} \approx 1 / (966,4 \cdot 0,167),$$

а втрати на прискорення:

$$\Delta p_{приск} = (966,4 \cdot 0,717)^2 [1 / (966,4 \cdot 0,167) - 1 / 966,4] = 2479 \text{ Па.}$$

Перепад, що витрачається на підйом рідини на висоту $l_{пер}$:

$$\Delta p_{пер} = l_{пер} g (\rho' - \rho'') (1 - \varphi_k) = 0,2 \cdot 9,81 (966,4 - 0,394) (1 - 0,833) = 316,5 \text{ Па.}$$

Корисний напір:

$$\Delta p_{кор} = \Delta p_{руш} - \Delta p_{тр}'' - \Delta p_{вих}'' - \Delta p_{приск} - \Delta p_{пер} = 8131 - 97,5 - 5250 - 2479 - 316,5 = -12 \text{ Па.}$$

Провівши аналогічний розрахунок при швидкості $w_o = 0,6$ м/с, отримаємо для цієї швидкості: $\Delta p_{руш} = 1200$ Па, $\Delta p_{нов} = 4150$ Па.

Із співставлення значень $\Delta p_{руш}$ і $\Delta p_{нов}$, розрахованих при $w_o = 0,6$ м/с і $w_o = 0,8$ м/с, легко виявити, що істинна швидкість циркуляції $0,6 < w_o < 0,8$ м/с, тому третє значення w_o слід вибирати між цими величинами.

Побудувавши криві зміни корисного напору і втрат у лініях, по яких рухається вода до перерізу підйомної труби, де починається самовипарювання, отримуємо в точці перетину цих кривих, представлених на рис.26, шукане значення швидкості циркуляції w_o , що дорівнює 0,7 м/с.

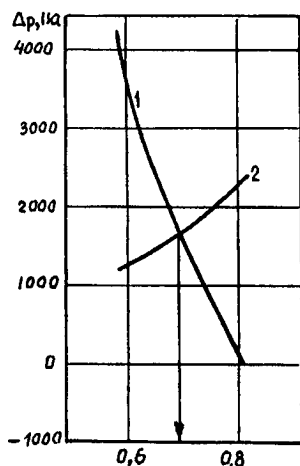


Рис.26. Визначення швидкості циркуляції у трубах нагрівальної секції:

$$1) \Delta p_{нов} = f(w_o); \quad 2) \Delta p_{плн} = f(w_o)$$

2.7. Особливості теплового розрахунку випарних апаратів при зміні фазового стану теплоносіїв

Під зміною фазового стану теплоносіїв розуміють конденсацію пари чи випарювання рідини при її нагріві. У випарних апаратах доводиться мати справу з конденсацією пари чи випарюванням рідини, тобто зміною фазового стану одного з теплоносіїв [7, 31, 36].

У деяких випадках процес теплообміну супроводжується одночасною зміною фазового стану гріючого і нагрівуючого середовища, наприклад, при випарюванні розчинів.

Суша насичена водяна пара є найкращим гріючим середовищем при помірних температурах середовища, що нагрівається. Можна використовувати пару з невеликою вологістю, яка не перевищує 2...5%. Волога, що надходить у такий кількості в апарат, осідає на поверхні теплообміну і стікає з неї разом із конденсатом. Таке утримання вологи при ламінарному русі плівки конденсату зменшує, а при турбулентному русі збільшує коефіцієнт тепловіддачі приблизно на 1...3%. У розрахунках цією величиною зазвичай нехтують.

Плівкова або краплинна конденсація пари на поверхні теплообміну відбувається за наявності різниці температур між температурою насичення при даному тиску і температурою стінки при відсутності газів, що не конденсуються, і безупинному видаленні конденсату з зони конденсації. Якщо за умовами паропостачання підприємства в апарат надходить пара з невеликим перегрівом до 30 градусів відносно температури насичення, то можна вважати, що, потрапляючи в зону конденсації, теплота перегріву витрачається на випаровування крапель конденсату, і режим конденсації стабілізується. У розрахунках теплота перегріву, як правило, не враховується як дуже мала величина у порівнянні з питомою теплотою конденсації. При більш точних розрахунках слід вважати, що поверхні теплообміну передається вся теплота перегрітої пари. У цьому випадку в рівняння зміни енергії замість $i_n = i''$ слід підставляти $i_{nep} = i'' + c_p(t_{nep} - t_w)$.

Загалом інтенсивність теплообміну при конденсації пари досить висока. Однак у деяких випадках коефіцієнт тепловіддачі можна збільшити, зменшуючи термічний опір, тобто товщину плівки конденсату, що рухається. Для цього передбачають відповідне компонування горизонтально розташованих труб, або встановлення ковпачків, що відводять конденсат, і щитів на вертикальних трубах, а також збільшують швидкість пари в міжтрубному просторі до 10...15 м/с.

Масообмінні процеси на межі поділу фаз біля поверхні теплообміну й в об'ємі апарата сприяють вирівнюванню температур пари і конденсата. Це свідчить, що процес теплообміну з боку пари, що конденсується, відбувається при постійній температурі незалежно від схеми руху теплоносіїв, якщо, звичайно, при цьому не порушується оптимальний режим роботи випарного апарата, поверхня теплообміну не занурюється в конденсат або його конструкція не передбачає додаткової поверхні теплообміну для переохолодження конденсату.

Надійна робота випарних апаратів у заданому режимі забезпечується безупинною подачею теплоносія, безупинним або періодичним видаленням конденсату з нижньої частини апарата і видаленням газів, що не конденсуються.

Розглянемо деякі схеми роботи апаратів із зміною фазового стану теплоносіїв.

Зміна температур теплоносіїв на поверхні нагрівальної секції апарата при використанні насиченої пари постійного тиску і температури, в якому середовищем, що нагрівається, є рідина, подані на рис. 27, а. У такому апараті схема руху теплоносіїв не відображається на температурному напорі, а кінцева температура середовища, що нагрівається, завжди менша температури пари, що гріє.

В апаратах, що працюють за схемою, наведеною на рис. 27, б, передбачається, що обидва теплоносія змінюють фазовий стан. Насичена пара з тиском p_1 конденсується без переохолодження конденсату, а рідина, що надходить в апарат при температурі кипіння і тиску $p_2 < p_1$, – кипить. Температурний напір у

будь-якому перерізі апарата дорівнює різниці між температурою пари, що конденсується, і температурою киплячої рідини.

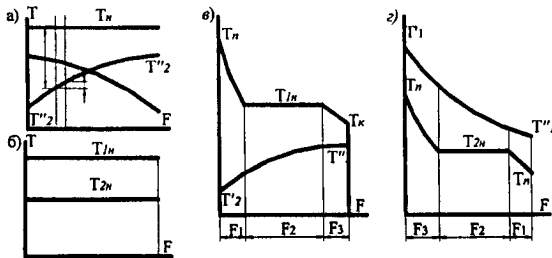


Рис.27. Зміна температури теплоносія по поверхні теплообміну при фазовому переході і $p=const$:

- а) нагрівальне середовище – насичена пара, теплосприймальне – рідина;
- б) нагрівальне середовище – насичена пара, теплосприймальне – кипляча рідина;
- в) нагрівальне середовище – перегріта чи насичена пара і конденсат, теплосприймальне – рідина;
- г) нагрівальне середовище – газ, теплосприймальне – вода, насичена чи перегріта пара

Умовний графік зміни температур теплоносіїв у ділянці перегрітої пари для прямооточного апарата поданий на рис. 27, в. Тут же показано і можливе переохолодження конденсату, що може бути також у варіантах а і б.

На рис. 27, г зображений інший східчастий графік зміни температури для протитечійного апарата. У цьому варіанті нагрівальне середовище не змінює фазовий стан. Припустимо, що це продукти згоряння палива або рідкий високотемпературний теплоносіїв. Інше середовище спочатку нагрівається до температури кипіння, потім кипить при постійних температурі і тиску, а в останньому ступені апарата отримана пара перегрівається до температури $T_{пер}, ^\circ C$.

При східчастій зміні температури хоча б одного з теплоносіїв розрахунок поверхні теплообміну доцільно робити за температурними зонами, як це показано на рис. 27, в, г. Температурні напори для всіх інтервалів таких апаратів слід розраховувати як середньологарифмічну величину.

У загальному вигляді рівняння теплового балансу і теплопередачі будуть такими ж, як для апаратів, у яких не змінюється фазовий стан теплоносіїв. Кількість теплоти, що передається паровому середовищу, яке нагрівається, визначається як добуток витрати пари D на різницю ентальпій ($i_H - i_K$). Тому стосовно розглянутих варіантів зміни температур по поверхні теплообміну рівняння теплового балансу:

- для варіанту а:

$$Q = D_1(i_n - i_{\kappa})\eta_n = G_2(c_2''T_2'' - c_2'T_2');$$

- для варіанту б:

$$Q = D_1(i_{1n} - i_{1\kappa})\eta_n = D_2(i_{1n} - i_{2na}');$$

- для варіанту в:

$$Q = Q' + Q'' + Q''' = D_1(i_{1nep} - i_{\kappa}'')\eta_n = G_2(c_2''T_2'' - c_2'T_2');$$

- для варіанту г:

$$Q = Q' + Q'' + Q''' = G_1(c_1'T_1' - c_1''T_1'')\eta_n = D_2(i_{2nep} - i_{2na}),$$

де D – масова витрата пари, кг/с; G – масова витрата середовища, що нагрівається, кг/с; $i_{2na}' = i_2' -$ ентальпія рідини при температурі кипіння, кДж/кг;

Q' , Q'' , Q''' – кількість теплоти, передана від одного середовища до іншого в першій, другій і третій зонах зміни температур пари, кДж/с; η_n – коефіцієнт, що враховує відносну частку теплоти, яка втрачається в навколишнє середовище і на акумуляцію.

При східчастому розрахунку у варіантах в і г складають і вирішують рівняння теплового балансу і теплопередачі для кожної ділянки зміни температур пари і конденсату.

2.8. Основи теплообміну при конденсації пари

Теплообмін при конденсації пари являє собою процес, пов'язаний з одночасним перенесенням теплоти, маси і зміною фазового стану – переходу з газоподібного стану в рідкий. Кількість перенесеної маси визначається кількістю сконденсованої пари, а передана теплота (за умови насиченої пари) – тепловою пароутворення [9, 18, 31, 36].

Необхідною умовою конденсації пари, якщо вона знаходиться в докритичному стані, є наявність зони або поверхні з температурою, нижчою, ніж температура насиченої пари. У початковий момент зіткнення пари з холодною поверхнею остання покривається мономолекулярним адсорбованим шаром, що у процесі конденсації або зростає й ущільнюється, або, при досягненні визначеної товщини, розривається на велику кількість крапельок, із подальшим їхнім ростом або утворенням нових.

Перший вид конденсації називають плівковою, другий – краплинною. Різниця в характері взаємодії поверхні з конденсатом обумовлюється розходженням фізико-хімічних властивостей середовища. Якщо крапля на поверхні твердого тіла набуває таку форму, при якій крайовий кут θ є гострим, у цьому ви-

падку рідина змочує поверхню і наступає плівкова конденсація. При $\theta > 90^\circ$ рідина не змочує поверхню і відбувається краплинна конденсація.

Рух як плівки, так і крапель поверхнею відбувається або тільки за рахунок гравітаційних сил, якщо відбувається конденсація нерухомої пари, або за рахунок додаткових сил тертя з боку пари, що рухається. Плівковий режим конденсації супроводжується зміною товщини плівки, при краплинній конденсації картина змінюється від краплинної до струминної і далі до потокової, що суцільно закриває поверхню.

При плівковій конденсації коефіцієнт тепловіддачі в 5...10 разів менший, ніж при крапельній. Це обумовлюється великим термічним опором плівки, що відокремлює пару від стінки.

Теплообмін при переході з парового стану в рідкий для випадку конденсації на холодній стінці умовно можна розділити на ряд простих послідовних явищ, кожне з яких впливає на кінцевий результат теплообміну:

- підведення пари до стінки або до поверхні поділу фаз за рахунок молекулярного переносу;
- сам процес конденсації, що відбувається на стінці або на поверхні поділу;
- віддача теплоти холодній стінці при конденсації пари.

Швидкість підведення пари до холодної стінки можна підрахувати з рівняння балансу маси на поверхні:

$$w = q / (r\rho'')$$

Ця формула справедлива для випадку конденсації чистих парів. Для випадку конденсації пари із суміші підрахунок швидкості пари необхідно вести з урахуванням опору, створюваного газами, що не конденсуються.

Процес конденсації є результатом двох процесів: конденсації молекул, що б'ються о поверхню рідини і захоплюються нею, і випаровування молекул із тієї ж поверхні. Видима конденсація настає за рахунок перевищення кількості зв'язаних молекул у рідині над кількістю молекул, що випускаються рідкою фазою в пару. Це явище характеризується коефіцієнтом конденсації f , що визначає частину молекул, які охоплюються поверхнею рідини, до загальної кількості молекул пари, що падають на поверхню конденсату:

$$f = N_{\text{зах}} / N_{\text{над}}$$

При малому коефіцієнті конденсації опір фазового переходу дорівнює термічному опором плівки. Із збільшенням f опір фазового переходу зменшується і прямує до нуля. Для визначення термічного опору плівки конденсату

$$R = (T_n - T_{cm}) / q = 1/\alpha$$

необхідно знати товщину плівки конденсату і характер руху в ній рідини.

Переходу від ламінарної течії плівки до турбулентної відповідає певне значення числа Рейнольдса $Re = w\delta / \nu_p$, де δ – товщина плівки, w – середня швидкість руху плівки. Чисто ламінарний режим зберігається при $Re = 3...8$.

При великих значеннях Re на поверхні плівки з'являються хвилі і процес теплообміну значно ускладнюється.

2.9. Плівкова конденсація нерухомої чистої пари

2.9.1. Ламінарний і перехідний режими руху плівки конденсату

Завдання тепловіддачі при плівковій конденсації однокомпонентної нерухомої пари на вертикальній плоскій стінці вирішена В. Нуссельтом при таких допущеннях [9.18]:

- сили інерції в плівці конденсату незначні у порівнянні із силами в'язкості і тяжіння;
- теплопровідність здійснюється тільки впоперек плівки;
- тертя на межі пара-рідина відсутнє;
- температура зовнішньої поверхні плівки постійна і дорівнює температурі насичення T_n при заданому тиску пари;
- фізичні параметри конденсату не залежать від температури;
- сила поверхневого натягу на вільній поверхні плівки не впливає на характер його руху;
- густина пари мала в порівнянні з густиною конденсату.

При цих допущеннях місцевий коефіцієнт тепловіддачі описується формулою:

$$\alpha_N = \alpha = [r \rho_p^2 g \lambda_p^3 / 4 \mu_p (T_n - T_{cm}) x]^{0.25}.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі на стінці висотою H визначається рівнянням:

$$\bar{\alpha}_N = \bar{\alpha} = 0,943 [r \rho_p^2 g \lambda_p^3 / \mu_p (T_n - T_{cm}) H]^{0.25},$$

або в безрозмірному вигляді:

$$Nu = 0,943 (GaPrK)^{0.25},$$

де $Nu = \bar{\alpha} H / \lambda_p$, $Ga = g H^3 / \nu_p^2$, $Pr = \nu_p / a$,

число фазового переходу $K = r / [c_p (T_n - T_{cm})]$.

У випадку конденсації на вертикальних трубах вплив кривизни поверхні на тепловіддачу можна визначити поправками:

$$\varepsilon_{en} = \bar{\alpha}_{en} / \alpha_N; \quad \varepsilon_n = \bar{\alpha}_n / \alpha_N,$$

де ε_{en} і ε_n – похибки для конденсації, відповідно, з внутрішньої і зовнішньої сторін циліндричної стінки визначаються за даними рис.28. При $0,5 < U < 2$ поправки ε_{en} і ε_n з достатньою достовірністю можна описати виразом:

$$\varepsilon = (U + 1) / 2,$$

де $U=R\pm\delta_k/R$, δ_k – товщина плівки конденсату, $x=H$, H – висота труби. Знак мінус для конденсації на ввігнутій поверхні, плюс – ззовні труби.

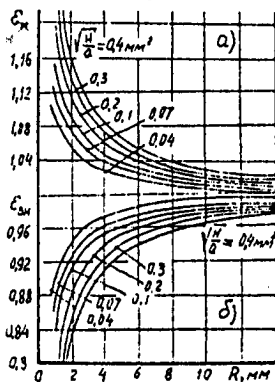


Рис.28. Вплив кривизни вертикальної трубки на коефіцієнт тепловіддачі із: а) зовнішнього боку; б) внутрішнього боку.

Коефіцієнт тепловіддачі для горизонтальної круглої труби визначається співвідношеннями:

$$T_{cm} = \text{const}, \bar{\alpha} = 0,728(\lambda_p^3 \rho_p^2 g r / 2\mu_p \Delta T R)^{0,25} \quad (2.34)$$

$$q = \text{const}, \bar{\alpha} = 0,693(\lambda_p^3 \rho_p^2 g r / 2\mu_p \Delta T R)^{0,25} \quad (2.35)$$

Формула В. Нуссельта при віднесенні фізичних параметрів до середньо-арифметичної температури конденсації плівки завищує показники тепловіддачі. При значній зміні в'язкості за перерізом плівки помилка сягає 15...20%. Розрахунки в цьому випадку можна вести за формулою:

$$\alpha = \alpha_{36} \varepsilon_p \quad (2.36)$$

в якій всі фізичні параметри, що входять до виразу:

$$\alpha_N = (\lambda_{zn}^3 \rho_{zn}^2 g r / 4\mu_p \Delta T x)^{0,25},$$

віднесені до температури насичення T_n . Поправка у виразі (2.36) визначається із співвідношення:

$$\varepsilon_r = \left(\frac{\lambda_{cm}^3 \mu_n}{\lambda_n^3 \mu_{cm}} \right)^{0,25} \left[\frac{30 + 85 \frac{\lambda_{zn}}{\lambda_{cm}} + 76 \frac{\lambda_{zn}^2}{\lambda_{cm}^2} + 19 \frac{\lambda_{zn}^3}{\lambda_{cm}^3} + \frac{\mu_{cm}}{\mu_{zn}} (5 + 20 \frac{\lambda_{zn}}{\lambda_{cm}} + 29 \frac{\lambda_{zn}^2}{\lambda_{cm}^2} + 16 \frac{\lambda_{zn}^3}{\lambda_{cm}^3})}{280} \right] \quad (2.37)$$

У достатньо широкому діапазоні зміни фізичних параметрів ($0,1 \leq \mu_n / \mu_{cm} \leq 1,0$; $0,5 \leq \lambda_n / \lambda_{cm} \leq 2,0$) формула (2.37) може бути апроксимована залежністю:

$$\varepsilon_f = [\lambda_{cm}^3 \mu_{zn} / (\lambda_{zn}^3 \mu_{cm})]^{0,125},$$

чисельні значення якої наведені в табл.14.

14. Значення поправки, що враховує вплив змінних фізичних властивостей рідини на конденсацію

$\Delta T = T_n - T_{cm}$	ε_f			
	$p=10$ Па	$p=50$ Па	$p=100$ Па	$p=1000$ Па
10	0,975	0,990	0,990	1,01
20	0,965	0,985	0,985	1,01
50	0,900	0,935	0,960	1,02

Якщо на процес конденсації впливає конвективний теплоперенос та інерційні сили, коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\bar{\alpha} = \alpha_N \varepsilon_\psi,$$

де ε_ψ – визначається за даними рис.29.

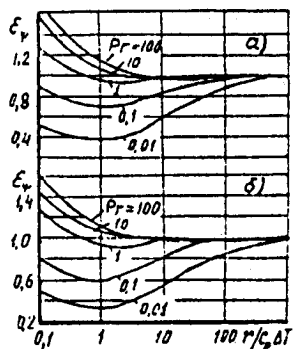


Рис.29. Вплив сил інерції конвективного перенесення теплоти в плівці конденсату на: а) вертикальній стінці; б) горизонтальній трубці.

Ламінарний рух рідкої плівки може супроводжуватись хвильовою течією. Поправка на хвильову течію залежить тільки від $Re = w\delta / \nu_p$ і визначається формулою:

$$\varepsilon_v = \bar{\alpha} / \alpha_N = Re^{0,04}.$$

Число Re в процесі конденсації може виступати поряд з гідродинамічною характеристикою в ролі величини, що характеризує теплообмін, так, $Re = \bar{q}_{cm} H / r \mu_p$. Якщо прийняти Re за величину, що визначається, тоді формулу В. Нуссельта можна представити в такому вигляді:

$$Re = 0,943 z^{0.75}$$

де $z = Ga^{1/3} \lambda_p \Delta T / r \mu_p = Ga^{1/3} (PrK)^{-1}$.

Якщо врахувати всі названі поправки, тоді загальна формула матиме вигляд:

$$\bar{\alpha} = \alpha_N \epsilon_\psi \epsilon_r \epsilon_v$$

Або в безрозмірному вигляді, вважаючи, що $\epsilon_\psi \approx \epsilon_r$, $\epsilon_v = Re^{0.04}$:

$$Re_n = 0,95 z_n^{0.78} \epsilon_r$$

Ця формула узагальнює дослідні дані при конденсації нерухомої пари води, аміаку, етилового спирту, рідкого повітря, ацетону, бензолу на вертикальній поверхні ламінарної течії плівки. Результати справедливі для $Re < 400$, оскільки за $Re_{кр}$ прийнята величина 400, при цьому $z_{кр} = 2300$.

При конденсації різних парів неметалевих рідин на зовнішній поверхні горизонтальних труб інтенсивність тепловіддачі визначається за формулою:

$$Re_n = 0,81 z_n^{0.75} \epsilon_r$$

За визначальний розмір, що входить в числа Re_n і z_n , вибрана половина довжини кола $\pi d/2$, де d – внутрішній діаметр труби.

2.9.2. Турбулентний рух плівки конденсату

Вважається, що турбулентний рух плівки настає при $Re > 400$. Насправді відхилення закономірностей теплообміну від залежностей для ламінарної течії плівки починається при $Re \approx 100$.

Розрахунки, що проведені для постійних значень фізичних параметрів конденсату при його турбулентній течії, дозволили отримати місцеві значення коефіцієнтів тепловіддачі з достовірністю $\pm 12\%$:

$$(\alpha / \lambda_p) (v_p / g)^{1/3} = 0,0325 Re^{0.25} Pr_x^{0.5}$$

із зміною чисел подібності в такому інтервалі $1500 \leq Re \leq 69000$ і $1 \leq Pr \leq 25$. Підставляючи значення чисел подібності, отримаємо:

$$\alpha = 0,0325 \lambda_p g^{0.333} v_p^{-0.417} a^{-0.5} W^{-0.25} H^{-0.25}$$

Приймаючи $Re_{кр} = 400$ і $z_{кр} = 2300$, отримаємо залежність:

$$Re = [89 + 0,024 Pr_x^{0.5} (z - 2300)]^{4/3}, \quad (2.38)$$

що описує середній коефіцієнт тепловіддачі для вертикальної плоскої поверхні, на якій утворюється ламінарна і турбулентна течія конденсату.

З урахуванням залежності фізичних властивостей конденсату від температури формула (2.38) набуває вигляду:

$$Re = [89 + 0,024 (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25} Pr_p^{0,5} (z - 2300)]^{4/3}.$$

Якщо тиск пари великий і ρ_p сумірна з ρ_n , то замість числа Ga, що входить в комплекс z , вводиться число Ag. Після такої підстановки комплекс z набуває вигляду:

$$z = [(gH^3 / \nu_p^2) (1 - \frac{\rho_n}{\rho_p})]^{1/3} (\lambda_p \Delta T / r \nu_p \rho_p).$$

У випадку, якщо задається q_{cm} , тоді, враховуючи, що $Re = \bar{\alpha} \overline{\Delta TH} / r_{\mu}$, формула (2.38) набуває вигляду:

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = Re / [2300 - 41 Pr_p^{0,5} (Re^{3/4} - 89)],$$

або

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = 0,173 Pr_p^{0,5} (Re / Re_{кр}) / \{Pr_p^{0,5} + 1,6 [(Re / Re_{кр})^{3/4} - 1]\},$$

де $Re_{кр}$ відповідає переходу ламінарної течії плівки в турбулентну.

Якщо турбулентна течія займає більшу частину поверхні і $Re \gg Re_{кр}$, тоді

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = 0,017 Re^{0,25} Pr_p^{0,5}.$$

За умовою, що $Re_{кр} = 100$:

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = 0,054 Re Pr^{0,4} / (Re^{5/6} - 47 + 21 Pr^{0,4}).$$

При $Re > 2000$ ця формула набуває вигляду:

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = 0,054 Re^{1/6} Pr^{0,4}.$$

Для похилих стінок коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha_{пox} = \bar{\alpha}_{верт} \sqrt{\cos \varphi},$$

де φ – кут між вектором сили тяжіння і віссю x .

Середнє значення $\bar{\alpha}$ при конденсації на одиничній горизонтальній трубці визначається за формулою:

$$\bar{\alpha} = 0,725 [\lambda_p^3 \rho_p^2 g r / 2 \mu_p (T_p - T_{cm}) R]^{0,25}. \quad (2.39)$$

Якщо задати тепловий потік q_{cm} і число Re представити у вигляді

$Re = 2 \bar{\alpha} \Delta TR / (r \nu_p \rho_p) = 2 \bar{q}_{cm} R / r \nu_p \rho_p$, тоді з (2.39) випливає:

$$(\bar{\alpha} / \lambda_p) (\nu_p^2 / g)^{1/3} = 0,95 Re^{-1/3}.$$

При конденсації пари на нижній поверхні горизонтальної плити інтенсивність тепловіддачі визначається за формулою:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_p} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_p - \rho_n)} \right]^{0,5} = 0,149 \left\{ \frac{v_p g}{\alpha_p v_p} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_p - \rho_n)} \right]^{3/2} \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right) \frac{r}{c_p \Delta T} \right\}^{0,25}$$

або в безрозмірній формі запису:

$$\bar{Nu} = 0,149 (Pr_p GaK)^{0,25}$$

2.10. Конденсація з постійним і проміжним відведенням конденсату

При конденсації на вертикальній пористій стінці місцевий коефіцієнт тепловіддачі визначається за співвідношенням [9, 18]:

$$Nu = w_{відс} [1 + (1/K)] [(p_p r \chi / (\lambda_p \Delta T))],$$

де $w_{відс}$ – лінійна швидкість відсмоктування конденсату.

З формули випливає, що на великих відстанях від верхньої кромки величина числа Нуссельта не залежить від числа Прандтля і пропорційна швидкості відсмоктування. Вплив переохолодження конденсату, що враховується числом $[1 + (1/K)]$, виявляється несуттєвим при $K \gg 1$.

Інтенсифікувати тепловіддачу при конденсації можна шляхом проміжного відведення конденсату. На вертикальних стінках ставлять похилі пластини чи ковпаки, які відводять конденсат, що утворився. Нижче ковпака плівка утворюється знову, але при цьому коефіцієнт тепловіддачі збільшується, через зменшення середньої товщини плівки.

Число ковпаків n при заданому відносному збільшенні середнього коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}_h / \bar{\alpha}_{zn}$ можна визначити за рівнянням:

$$(\bar{\alpha}_h / \bar{\alpha}_{zn}) = (H/h)^{0,25} = (n+1)^{0,25},$$

де H – висота стінки, h – відстань між ковпаками, $\bar{\alpha}_{zn}$ – коефіцієнт тепловіддачі гладкої стінки, $\bar{\alpha}_h$ – коефіцієнт тепловіддачі після установки ковпаків.

Діаметр ковпака вибирається таким чином, аби конденсат, що скотився з його кромки, не потрапляв на нижчі ділянки. Малі виступи конденсат може обтікати як елементи шорсткості, що зменшують швидкість течії вільно стікаючої плівки.

2.11. Плівочна конденсація рухомої пари

2.11.1. Конденсація пари на плоскій пластині

При великих швидкостях пари, коли сили тяжіння малі порівняно з силами тертя, і $T_{cm} = const$:

$$\alpha = \{ \lambda_p^2 r c_f \rho_n w_{no}^2 / [6 v_p (T_n - T_{cm}) \chi] \}^{1/3},$$

середньоінтегральний коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою [9, 18]:

$$\bar{\alpha} = 1,5 [\lambda_p^2 r C_f \rho_n w_{no}^2 / [6 v_p (T_n - T_{cm}) x]]^{1/3},$$

або в безрозмірній формі запису:

$$\overline{Nu} = 1,04 (Re_{no} v_n / v_p)^{1/3} (C_f Re_{no}^{0,5} / 2)^{1/3} \gamma^{1/3}, \quad (2.40)$$

де w_{no} – швидкість пари на поверхні плівки, C_f – коефіцієнт тертя;

$$\overline{Nu} = \bar{\alpha} H / \lambda_p, \quad Re_{no} = w_{no} H / v_n, \quad \gamma = (Pr_p K \rho_n / \rho_p) (v_n / v_p)^{0,5}.$$

Із порівняння коефіцієнтів тепловіддачі для ламінарного руху конденсату при рухомій і нерухомій парі отримані розрахункові співвідношення:

$$\text{при } \Delta T = const: \alpha / \alpha_o = 1,08 \{v^{**} / [(1 - \frac{\rho_n}{\rho_p})^{1/3} g v_p]\}^{2/3} Re^{-1/9},$$

$$\text{при } q_{cm} = const: \alpha / \alpha_o = 0,96 v^{**} Re^{-1/6} / [g v_p (1 - \frac{\rho_n}{\rho_p})]^{1/3},$$

де α_o – значення коефіцієнта тепловіддачі для нерухомої пари, $Re = \bar{q} H / r g \mu_p$, $v^{**} = w_{no} (C_f \rho_n / 2 \rho_p)^{0,5}$ – швидкість дотичної напруги в плівці на межі з парою.

У випадку, коли сили тертя і тяжіння співрозмірні, розрахунок необхідно вести за формулою:

$$\bar{\alpha} = \lambda_p (1,5b - 1,33\delta_o) / (b\delta_o - \delta_o^2),$$

де δ_o – товщина плівки на верхньому кінці пластини,

$$b = \pm 0,66 C_f \rho_n w_{no}^2 / \rho_p g.$$

Рівняння (2.40) за умови, що $q_{cm} = const$ набуває вигляду:

$$\overline{Nu} = 1,26 (Re_{no} v_n / v_p)^{0,5} (C_f Re_{no} / 2)^{1/3} \gamma^{1/3}.$$

Тут число фазового переходу K визначається за середнім температурним напором.

2.11.2. Конденсація пари всередині труб

Насичена пара рухається зверху вниз у круглій трубі. Фізичні властивості пари і конденсату постійні. В цьому випадку для ламінарного руху плівки середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\overline{Nu} = 0,28 Re_{no}^{0,6} [K Pr d_{вн} \rho_n v_n^2 / l \rho_p v_p^2]^{1/3}, \quad (2.41)$$

де $\overline{Nu} = \bar{\alpha} d_{вн} / \lambda_p$, $Re_{no} = w_{no} d_{вн} / v_n$, $K = r / c_{pp} (T_n - T_{cm})$, $Re_{no} \geq 2,5 \cdot 10^4$, $\mu_n / \mu_p \geq 0,1$, $\rho_n / \rho_p \leq 10^{-3}$.

Для врахування зміни фізичних параметрів конденсату в формулу (2.41) треба вводити поправку:

$$\varepsilon_i = (Pr_p / Pr_{cm})^{0.25},$$

де числа Прандтля вибираються відповідно до температури насичення і стінки.

При конденсації пари на вертикальній стінці та течії конденсату і пари зверху вниз отримано рівняння для місцевих значень коефіцієнтів тепловіддачі:

$$\alpha / \alpha_o = \{0,005\varphi + [(0,005\varphi)^2 + 1]^{0.5}\}^{0.5},$$

де $\varphi = 81^{-1/3} \rho_n v_n^2 Re_n^2 / \rho_p v_p^2 Ga_p^{2/3} Re_{p,x}^{0.28}$.

При турбулентній течії плівки і переважному впливі швидкості пари орієнтація труби в просторі не має значення, оскільки сили тяжіння значно менші у порівнянні з силами міжфазного тертя, і місцеві значення коефіцієнтів тепловіддачі визначаються за формулою:

$$\overline{Nu} = C Re_p^{0.8} Pr_p^{0.43} [1 + x(\rho_o \rho_n^{-1} - 1)]^{0.5},$$

середнє значення описується залежністю:

$$Nu = C Re_p^{0.8} Pr_p^{0.43} 0,5 \left\{ [1 + x_1(\rho_p \rho_n^{-1} - 1)]^{0.5} + [1 + x_2(\rho_p \rho_n^{-1} - 1)]^{0.5} \right\}$$

де x_1 і x_2 – відповідно, паровмісти на вході і на виході. Коефіцієнт пропорційності для труби з нержавіючої сталі $C=0,024$; для мідної $C=0,032$; для латунної $C=0,026$.

Для рухомої пари всередині горизонтальної труби в умовах, коли сили тяжіння співрозмірні з тертям пари об поверхню конденсата, коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$Nu = 0,044 Re_p^{0.8} Pr_p^{1/3} (\rho_p / \rho_n)^{0.46} (\mu_p / \mu_n)^{-0.03} (1 - \bar{x})^{0.9} \bar{x}^{-0.2}.$$

Коефіцієнт опору C_f на межі пара-рідина описується залежністю:

$$C_f = 0,102 / (Re_n^{0.2} / Re_p^{0.12}) (\rho_p / \rho_n)^{0.08} (\mu_n / \mu_p)^{0.133}.$$

Якщо для коефіцієнта опору використовувати формулу для гладких і хвилястих труб

$$C_f = 0,182 Re_n^{-0.2},$$

тоді місцеве число Нуссельта на початковій ділянці труби визначається за формулою:

$$Nu = 0,059 Re_p^{0.8} Pr_p^{1/3} (\rho_p / \rho_n)^{0.5} (\mu_p / \mu_n)^{-0.1} (1 - \bar{x})^{0.9} \bar{x}^{-0.08}.$$

Для нахилених труб місцеве значення Nu отримаємо за формулою:

$$Nu = 0,014 Re^{0.49} (GaPrL/d_{en})^{1/3} I_1^{0.49} (1 - \bar{I}_1)^{-0.16} (1 - \bar{x})^{0.49},$$

де l_1 – ділянка труби загальною довжиною L .

Середнє значення \overline{Nu} для горизонтальної труби можна визначити за виразом:

$$\overline{Nu} = 0,059 Re_p^{0,82} Pr_p^{1/3} (\rho_p/\rho_n)^{0,5} (\mu_p/\mu_n)^{-0,1} (1-\bar{x})^{0,9} \bar{x}^{-0,08} dx + (\varphi/2\pi) \times \\ \times \int_0^1 (1-\bar{x})^{0,9} \bar{x}^{-0,08} dx + 0,014 Re_p^{0,49} (GaPr_{ж})L/d_{en})^{1/3} \bar{l}_1^{0,49} (1-l_1)^{-0,16} (2\pi-\varphi)(2\pi)^{-1} \int_0^1 (1-\bar{x})^{0,49} dx,$$

де φ – середньоінтегральний кут затоплення струменя.

2.11.3. Конденсація рухомої пари на поверхні труби

У випадку конденсації рухомої пари на поверхні горизонтального циліндра коефіцієнт тепловіддачі можна визначити за формулою:

$$\overline{Nu} = 0,64 Re^{0,5} \{1 + [1 + (1,69 KPr_p/Pr)]^{0,5}\}^{0,5},$$

яка справедлива для циліндра діаметром d у діапазоні

$$1 \leq Re \equiv w_n d / \nu_p \leq 10^6, \quad 10^{-5} \leq KPr_p / Fr \equiv gr \mu_p d / \lambda_p \Delta T w_n^2 \leq 10^5.$$

За визначальну температуру прийнята середня температура плівки.

Розрахункову формулу при поперечному омиванні горизонтальної труби насиченою водяною парою і парою фреону–21 можна представити у вигляді залежності:

$$\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_n = a + b \lg \Pi,$$

де $\bar{\alpha}_n$ – середній коефіцієнт тепловіддачі нерухомої пари, $\Pi = Fr / KPr_p = \lambda_p \Delta T w_n^2 / g d r \mu_p$.

При $0,01 \leq \Pi \leq 1$ $a=1,28$; $b=0,12$, якщо $1 < \Pi < 15$ $a=1,28$; $b=0,21$; температури насичення водяної пари $T_n=298 \dots 316$ К. Для $T_n=353$ К при $0,01 \leq \Pi \leq 1$ $a=1,45$; $b=0,16$; або $a=1,42$; $b=0,12$ при $1 < \Pi \leq 15$. Дослідні дані для фреона–21 з достовірністю $\pm 5\%$ погоджуються з формулою при $a=1,28$; $b=0,12$ при тиску $0,52$ МПа і $\Delta T=2 \dots 20$ К.

2.11.4. Конденсація пари на пучку труб

Теплообмін при конденсації водяної пари на трубних пучках з шаховим розташуванням трубок з відносними кроками між трубками $s_1/d=1,475$ і $s_2/d=1,275$; $d=19$ мм можна визначити за формулою:

$$\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_n = 28,3 \Pi_\delta Nu_N^{-0,58},$$

де $\bar{\alpha}_n$ – визначається за формулою Нуссельта для нерухомої пари при $T_{cm} = const$; $\Pi_\delta = (\rho_n/\rho_p) Fr_d = \rho_n w_n^2 / \rho_p g d$, w_n – швидкість пари при вході в живий переріз; $\overline{Nu}_n = \bar{\alpha}_n d / \lambda_p$, d – зовнішній діаметр труб. Формула дійсна при $p=4,6-103$ кПа; $Re_n=350 \dots 6000$; $\Delta T=2,5 \dots 15$ К.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації парів фреона-21 можна визначити за формулою:

$$\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_n = (1 + 3,62 \chi Fr / Pr_p K)^{0,25},$$

де $\chi = 0,9 [1 + (Pr \cdot K / R)]^{1/3}$; $Fr = w_n^2 g / d$; $K = r / c \Delta T$; $R = [(\rho_p \mu_p) / (\rho_n \mu_n)]^{0,5}$. Ця залежність отримана на пучках нікелевих труб із зовнішнім діаметром 16 мм при відносному кроці (коридорне розташування) – $s_1 / d_1 = 1,87$; шахове розташування – $s_1 / d = 1,87$ і $s_2 / d = 0,81$. Швидкість пари в живому перерізі досягала 4 м/с і $\Delta T = 3 \dots 30$ К.

Приклад 18. На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром $d = 20$ мм і довжиною $l = 2$ м конденсується суха насичена водяна пара при тиску 0,1 МПа. Температура поверхні труби $T_{cm} = 94,5^\circ\text{C}$. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби і кількість пари G , кг/год, яка конденсується на поверхні труби.

При плівковій конденсації сухої насиченої пари на горизонтальних трубах середній за периметром коефіцієнт тепловіддачі можна визначити за формулою:

$$Re = 3,25 z^{0,75}, \quad (2.42)$$

де $Re = \alpha \Delta T \pi R / (r \rho v)$, $z = \Delta T \pi R (g / v^2)^{1/3} \lambda / (r \rho v)$ – наведена довжина труби; $\Delta T = T_n - T_{cm}$ – температурний напір; R – радіус труби; λ , v і ρ – коефіцієнти теплопровідності, кінематичної в'язкості і густини конденсату при температурі насичення T_n ; r – теплота пароутворення при T_n .

Формула дійсна при $d < 20(\sigma \rho g)^{0,5}$ (σ – коефіцієнт поверхневого натягу) і ламінарній течії плівки конденсату, що визначається умовою $z < 3900$. Для випадків, що зустрічаються на практиці, ці дві умови, звичайно, виконуються.

Формулу (2.42) можна записати таким чином:

$$\alpha = 3,25 \cdot A^{0,75} / B \cdot (\Delta T \pi R)^{0,25}, \quad (2.43)$$

де $A = (g / v^2)^{1,3} [\lambda / (r \rho v)]$, $1 / (\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; $B = 4 / r \rho v$, м/Вт.

Значення комплексів A і B залежать тільки від роду рідини і температури насичення. Для води значення цих комплексів залежно від T_n наведені в таблиці 15.

Згідно з даними прикладу при $p = 0,1$ МПа $T_n = 99,6^\circ\text{C}$, а по таблиці 15: $A = 51,2$ $1 / (\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; $B = 6,25 \cdot 10^{-3}$ м/Вт.

Температурний напір:

$$\Delta T = T_n - T_{cm} = 99,6 - 94,5 = 5,1^\circ\text{C}.$$

Підставимо визначені значення в формулу (2.43), отримаємо:

$$\alpha = 3,25 \cdot 51,2^{0,75} / [6,25 \cdot 10^{-3} (3,14 \cdot 0,01 \cdot 5,1)^{0,25}] = 15600 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$$

З рівняння теплового балансу знаходимо кількість сконденсованої пари:

$$rG = \alpha \Delta T F,$$

де $F = \pi d l$, м^2 – площа поверхні труби.

15. Значення комплексів А і В при конденсації водяної пари

$T_n, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{м/Вт}$	$T_n, ^\circ\text{C}$	$A, 1/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{м/Вт}$
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	11,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09	—	—	—

При $T_n=99,6^\circ\text{C}$ теплота пароутворення $r=2258$ кДж/кг, отже,

$$G=\pi d l \alpha \Delta T / r=3,14 \cdot 0,02 \cdot 2 \cdot 15600 \cdot 5,1 / 2258 \cdot 10^3=4,43 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

або $G=4,43 \cdot 10^{-3} \cdot 3600=15,9$ кг/г.

Приклад 19. На зовнішній поверхні вертикальної труби діаметром $d=20$ мм і висотою $H=2$ м конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p=0,1$ МПа. Температура поверхні труби $T_{cm}=94,5^\circ\text{C}$. Визначити середній за висотою коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби і кількість пари G , кг/г, що конденсується на поверхні труби. Порівняти результати розрахунку з відповіддю попереднього прикладу, де розглядається теплообмін у тих само умовах для горизонтальної труби.

При плівковій конденсації сухої насиченої пари і ламінарному режимі течії плівки конденсату на вертикальних поверхнях і трубах, середній за довжиною коефіцієнт тепловіддачі можна визначити з рівняння:

$$Re=3,25z^{0,78}, \quad (2.44)$$

де $Re=4\alpha\Delta TH/(r\rho v)$, $z=\Delta TH(g/v^2)^{1/3}/(\lambda/r\rho v)$ – наведена довжина труби; H – висота вертикальної поверхні чи труби.

Формула дійсна при $Re<1600$ і $z<2300$.

Значення комплексів фізичних властивостей $A=(g/v^2)^{1/3}\lambda/(r\rho v)$, $B=4/(r\rho v)$ для випадку конденсації водяної пари залежно від T_n наведені в таблиці 15.

У розглядуваному прикладі при $p=0,1$ МПа, $T_n=99,6$ комплекси, що визначаються з табл.15, складають: $A=51,2$ л/(м³°C), $B=6,25 \cdot 10^{-3}$ м/Вт. Температурний напір:

$$\Delta T = T_n - T_{cm} = 99,6 - 94,5 = 5,1^\circ\text{C}.$$

Наведена довжина труби:

$$z = \Delta T H A = 5,1 \cdot 2 \cdot 51,2 = 522 < 2300.$$

Отже, режим течії конденсату по всій висоті труби ламінарний, і розрахункових тепловіддачі можна вести за формулою (2.44).

$$\text{Число } Re = 3,8z^{0,78} = 3,8 \cdot 522^{0,78} = 500.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = Re / (\Delta T H B) = 500 / (5,1 \cdot 2 \cdot 6,25 \cdot 10^{-3}) = 7840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

При $T_n=99,6^\circ\text{C}$ теплота пароутворення $r=2258$ кДж/кг і кількість пари, що конденсується на поверхні труби:

$$G = \pi d H \alpha \Delta T / r = 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 7840 \cdot 5,1 / (2258 \cdot 10^3) = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с або}$$

$$G = 2,22 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 = 8 \text{ кг/год.}$$

Порівняння отриманих значень α і G з відповіддю прикладу 18 засвідчує, що коефіцієнт тепловіддачі і кількість пари, що конденсується, буде приблизно вдвічі меншою, ніж при горизонтальному розташуванні труби.

2.12. Краплинна конденсація

2.12.1. Конденсація нерухомої чистої пари

При краплинній конденсації нерухомої чистої пари набули поширення формули В.П. Ісаченка, відповідно до яких середній коефіцієнт тепловіддачі описується такими рівняннями:

- при $Re_* = 8 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-3}$:

$$\overline{Nu} = 3,2 \cdot 10^{-4} Re_*^{0,84} \Pi_*^{1,16} Pr_p^{1/3}; \quad (2.45)$$

- при $Re_* = 3,3 \cdot 10^{-3} - 3,4 \cdot 10^{-2}$:

$$\overline{Nu} = 5 \cdot 10^{-6} Re_*^{-1,57} \Pi_*^{1,16} Pr_p^{1/3}. \quad (2.46)$$

Тут $\overline{Nu} = \alpha R / \lambda_p = 2\alpha [T_n / (\lambda_p r \rho_p (T_n - T_{cm}))]$, $Re_* = w_* R / \nu_p = \lambda_p (T_n - T_{cm}) / (r \nu_p \rho_p)$, $\Pi_* = 2\xi \sigma_{np}^2 T_n / r \mu_p^2$, $Pr = \nu_p / a_p$, $\xi = \sigma^{-1} \partial \sigma / \partial T$ – температурний коефіцієнт поверхневого натягу.

Формули (2.45) і (2.46) дійсні при $9,8 \cdot 10^{-3} \leq \Pi_* \leq 4,5 \cdot 10^{-2}$ і $1,75 \leq Pr_p \leq 3,65$. З цих формул випливає, що для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі водяної пари достатньо знати температуру насичення і температурний напір. Інші величини можуть бути виражені через температуру насичення, тоді формули (2.45)

і (2.46) можуть бути записані в такому вигляді [9, 10, 18]:

– при $Re_* = 8 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-3}$:

$$\bar{\alpha} = 2,61 \cdot 10^2 (T_n - 273)^{4/3} \Delta T_n^{0,16}, \quad (2.47)$$

$$\bar{\alpha} = 8,85 \cdot 10^5 p_n^{0,434} \Delta T_n^{0,16}, \quad (2.48)$$

– при $Re_* = 3,3 \cdot 10^{-3} - 3,4 \cdot 10^{-2}$:

$$\bar{\alpha} = 2,79 \cdot 10^4 (T_n - 273)^{0,5} \Delta T_n^{-0,57}, \quad (2.49)$$

$$\bar{\alpha} = 5,55 \cdot 10^5 p_n^{0,151} \Delta T_n^{-0,57}. \quad (2.50)$$

У формулах (2.47)...(2.50) температура насичення T_n підставляється в градусах Кельвіна, тиск насиченої пари p_n – в кПа. Величина ΔT_n являє собою температурний напір $T_n - T_{cm}$. При цьому $\bar{\alpha}$ виражається у Вт/(м²·К).

Експериментальні дані по теплообміну при краплинній конденсації залежно від вмісту гідрофобізатора (олеїнової кислоти) в парі при даній температурі насичення ($p_n^{зідроф} / p_n^{H_2O}$) $\equiv m$ описується з достовірністю $\pm 20\%$ формулою:

$$\bar{Nu} = 1,32 \cdot 10^{-5} Re_*^{-1} \Pi_k^{1,16} \Pi_p^{1/3} m^{-0,09}.$$

При цьому Re_* змінювалась від $4 \cdot 10^{-4}$ до $9 \cdot 10^{-3}$; Π_k – від $1,57 \cdot 10^{-2}$ до $6,4 \cdot 10^{-2}$; m – від $1,2 \cdot 10^{-6}$ до $25,2 \cdot 10^{-6}$.

2.12.2. Конденсація рухомої пари

У випадку конденсації водяної пари на вертикальній стінці каналу із застосуванням гідрофобізатора діоктадецил – s-s – ксантанта коефіцієнт тепловіддачі описується формулами:

– при $10^4 \leq Re_n \leq 2,8 \cdot 10^4$ і $5,4 \cdot 10^{-4} \leq Re_* \leq 3,1 \cdot 10^{-3}$:

$$\bar{Nu} = 2,63 \cdot 10^{-8} (Re_*)^{-1,55} [Re_n(1+\varepsilon)]^{0,25}, \quad (2.51)$$

– при $10^4 \leq Re_n \leq 2,8 \cdot 10^4$ і $3,1 \cdot 10^{-3} \leq Re_* \leq 9,4 \cdot 10^{-3}$:

$$\bar{Nu} = 5,5 \cdot 10^{-9} (Re_*)^{-1,82} [Re_n(1+\varepsilon)]^{0,25}, \quad (2.52)$$

– при $4,8 \cdot 10^3 \leq Re_n \leq 10^4$ і $6 \cdot 10^{-4} \leq Re_* \leq 2,2 \cdot 10^{-3}$:

$$\bar{Nu} = 1,03 \cdot 10^{-7} (Re_*)^{-1,32} [Re_n(1+\varepsilon)]^{0,25}, \quad (2.53)$$

де ε – випар у кінці розрахункової ділянки;

$$\bar{Nu} = 2\bar{\alpha} \sigma T_n / (\lambda_p \rho_p \Delta T), \quad Re_* = \lambda_p \Delta T / (\mu_p r), \quad [Re_n(1+\varepsilon)] = 2w_{mx} d / v_n w_{on}.$$

Формула дійсна при $w_o \leq 67,2$ м/с; $q \leq 9 \cdot 10^5$ Вт/м².

Якщо в формулах (2.51)...(2.53) замість безрозмірного комплексу $[Re_n(1+\varepsilon)]$ – ввести число Pe_w , рівне $2w_n^2\rho_n/(gv_p)^{2/3}\rho_p$, тоді отримаємо нові експериментально перевірені розрахункові залежності:

– при $Re_* = 8 \cdot 10^{-4} \dots 3,3 \cdot 10^{-3}$ і $Pe_w = 30 \dots 450$:

$$\overline{Nu} = 6,84 \cdot 10^{-8} Re_*^{-1,57} Pe_w^{-0,25}, \quad (2.54)$$

– при $Re_* = 3,3 \cdot 10^{-3} \dots 9 \cdot 10^{-3}$ і $Pe_w = 110 \dots 1290$:

$$\overline{Nu} = 1,3 \cdot 10^{-8} Re_*^{-1,86} Pe_w^{-0,25}, \quad (2.55)$$

Рівняння (2.51)...(2.55) показують, що коефіцієнти тепловіддачі зменшуються зі збільшенням температурного напору.

2.13. Тепловіддача при кипінні з недогрівом

Випарні апарати мають частину теплообмінної поверхні, де рухається рідина, недогріта до температури насичення, тому при їх конструюванні виникає необхідність у розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при поверхневому кипінні (кипіння з недогрівом). На економайзерній ділянці нагрівальної секції випарних апаратів з природною циркуляцією рідина нагрівається до температури кипіння. Довжина економайзерної ділянки залежить від типу апарата і від умов його роботи. В довготрубних апаратах плівкового типу поверхня економайзерної ділянки, як правило, складає невелику частку від загальної поверхні нагрівальної секції. У випарних апаратах з винесеною зоною кипіння часто майже вся нагрівальна секція працює в економайзерному режимі. Тому в цих апаратах кипіння з недогрівом може мати місце на значній частині нагрівальної секції [15, 21, 36].

Інтенсивність тепловіддачі в підтрубному просторі при високих теплових навантаженнях від ступеня недогріву і фізичних властивостей рідини можна визначити за формулою:

$$Nu = 0,06 Re_*^{0,7} Pr^{1,12} K^{-0,75} (\rho_p/\rho_n)^{-0,028}, \quad (2.56)$$

де $Nu = \alpha l/\lambda$, $l = [\sigma/(\rho_p - \rho_n)g]^{0,5}$, $Re_* = w_* l/\nu$, $w_* = q/r\rho_n$, $K = c_p \Delta T/r$.

Рівняння (2.56) дійсне для води і розчинів малої в'язкості при $q = 3 \cdot 10^6 \dots 4 \cdot 10^6$ Вт/м². Теплофізичні параметри визначаються при температурах недогрітих рідин.

У випадку поверхневого кипіння води в кільцевих каналах з одностороннім і двостороннім підгрівом при $p \leq 15$ МПа, $q \leq 1,15 \cdot 10^6$ Вт/м², недогрітих від 5 до 100°C і швидкостях потоку від 0,5 до 8 м/с коефіцієнт тепловіддачі $\overline{\alpha}$ визначається за температурним перепадом між середньою температурою стінки на розрахунковій ділянці і середньою температурою потоку на тій

само ділянці. За цих умов розрахункове рівняння з похибкою $\pm 15\%$ можна записати у вигляді:

$$\bar{\alpha} = 11,83(q/\Delta T_{\text{нед}})^{0,7} p^{0,1} w^{-0,17}.$$

Температуру початку розвинутого поверхневого кипіння можна визначити за формулою:

$$c_p(T_n - T_{n,k})/r = 275[q/(r\rho_p w_d)](qd/r\rho_p v_p)^{0,2}[\rho_n/(\rho_p - \rho_n)]^{0,1} Pr^{0,5}, \quad (2.57)$$

що дозволяє розрахувати значення температури $T_{n,k}$ не тільки для води в широкому діапазоні зміни тиску, але і для інших рідин.

Для кільцевих каналів $d = d_{\text{ек}}$. Значення всіх фізичних констант рідини і величина ρ_n в залежності (2.57) визначаються при температурі насичення, що відповідає тиску в шуканому перерізі. Однак, якщо перепад тиску на ділянці труби, відносна довжина якого $(l/d)_{n,k}$ дуже малий у порівнянні з абсолютним тиском у системі, тоді значення T_k визначається за тиском на вході в трубу. При кипінні у вертикальній трубі необхідно враховувати похибку на гідростатичний тиск Δp_z .

Дійсне значення $(l/d)_{n,k}$ зазвичай не задано умовою, тоді безпосередній розрахунок поправки на температуру насичення неможливий. У випадку, коли ця поправка виявляється суттєвою (в основному при низьких тисках), тоді її слід розраховувати методом послідовного наближення. Для цього при заданих $p_{\text{ек}}$, w_o , q і $\Delta T_{\text{нед}}^{\text{кр}}$ задаються попередньо значення $T_{n,k}$, °C, і визначається величина $(l/d)_{n,k}$, що відповідає прийнятому значенню $T_{n,k}$. Після чого розраховується перепад тиску на цій ділянці довжини труби і значення температури насичення в шуканому перерізі. Правильність початково вибраного значення $T_{n,k}$ перевіряється співставленням цієї температури з розрахунковою за формулою (2.57). Розрахункове і вибране значення $T_{n,k}$ повинні співпасти.

2.14. Тепловіддача при кипінні у великому об'ємі

В умовах розвинутого бульбашкового кипіння при вільній конвекції рух рідини повністю визначається процесом пароутворення. Розміри поверхні мало впливають на величину коефіцієнта тепловіддачі. Висота рівня рідини над поверхнею нагріву не чинить значного впливу на тепловіддачу [12, 18, 39].

Постійні в часі значення коефіцієнтів тепловіддачі одержують після певного часу роботи тепловіддавальної поверхні.

Із узагальнених емпіричних формул найбільшу універсальність отримала формула Стюшина, яка з достовірністю $\pm 20\%$ узагальнює дослідні дані при кипінні води, метилового, n – бутилового, ізопропилового, етилового спиртів, чотирихлористого вуглецю, азоту, дифенілу, бензолу на металевих поверхнях:

$$Nu = A [Pe_n K_i^{0,63} K_\sigma^{0,5}]^n, \quad (2.58)$$

де $Nu = \alpha l / \lambda$, $l = [\sigma / (\rho_p - \rho_n) g]^{0,5}$, $Pe_n = ql / (r \rho_n a)$, $K_\sigma = r / gl$.

$$K_i = (r \rho_n)^2 / \{c_p T_n \rho_p [\sigma g (\rho_p - \rho_n)]\}^{0,5}.$$

Формула (2.58) дійсна при тисках, які змінюються від 0,01 до 18 МПа.

При значеннях комплексу:

$$N \equiv Pe_n K_i^{0,63} K_\sigma^{0,5} \geq 10^7, A = 3,2 \cdot 10^{-5}, a = 0,75.$$

При цьому значенні N ($N = 10^7$) для поверхонь теплообміну, що не піддавалися спеціальній обробці, спостерігається перехід від режимів, в яких ще проявляється конвективне перенесення маси і теплоти, до режимів, коли інтенсивність теплообміну обумовлена винятково процесом пароутворення. Для більш гладких поверхонь перехідне значення N трохи вище, а для більш шорстких – нижче. Але у всіх випадках за перехідним значенням N коефіцієнти A і n мають наведені значення.

За умови $5 \cdot 10^5 < N < 10^7$, $A = 2,65 \cdot 10^{-2}$, а $n = 1/3$ – у режимах, що установилися при зменшенні теплового потоку. При підвищенні теплового потоку $n = 0,25$.

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні високов'язких і кристалізуючих розчинів органічного походження визначається за формулою:

$$Nu = 5,5 \cdot 10^{-4} Ga^{0,125} (K_p Pe_n)^{0,7} (\rho_n / \rho_p)^{0,15}.$$

Формула отримана при тисках 98...245 кПа і теплових потоках 100...767 кВт/м², у ній $Ga = ql^3 / \nu^2$, $K_p = pl / \sigma$. Всі теплофізичні параметри визначаються за температурою насичення.

2.15. Тепловіддача при кипінні рідин у трубах

З усієї множини умов, у яких може тривати процес теплообміну при кипінні в трубах і кільцевих каналах, можна виділити п'ять основних режимів. У межах кожного з виділених режимів установлюються характерні для нього співвідношення між параметрами q , w , β і p ; визначені домінуючі впливи того або іншого механізму переносу теплоти на інтенсивність теплообміну [12, 15, 16, 18, 39].

2.15.1. Ділянка низьких паровмістів

У цій ділянці інтенсивність теплообміну визначається механізмом переносу, обумовленому процесом розвиненого бульбашкового кипіння, коефіцієнт тепловіддачі не залежить від швидкості парорідинної суміші і, отже, від паровмісту потоку.

Інтенсивність теплообміну при кипінні в умовах вимушеного руху рідини при низьких паровмістах можна розраховувати за формулою:

$$Nu_{кин}/Nu_{бк} = 6150 [(q/r\rho_n w)(\rho_n/\rho_p)^{1.45} (r/c_p T_n)^{0.333}]^{0.7}, \quad (2.59)$$

де $Nu_{кин}$ – число Нуссельта в процесі тепловіддачі при кипінні, $Nu_{бк}$ – число Нуссельта для умов теплообміну за відсутності кипіння, яке визначається за формулами, що наведені далі.

Ділянка режимних параметрів, де механізм переносу, обумовлений процесом пароутворення, не впливає на інтенсивність теплообміну при кипінні, визначається умовою:

$$[q/(r\rho_n w)](\rho_n/\rho_p)^{1.45} (r/c_p T_n)^{0.333} \leq 0,4 \cdot 10^{-5}. \quad (2.60)$$

При дотриманні умов (2.60) $Nu_{кин} = Nu_{бк}$, тому коефіцієнт тепловіддачі розраховується за будь-якою формулою конвективного теплообміну, що відповідає турбулентній течії в однофазному середовищі.

При зворотному знаці нерівності (2.60) інтенсивність теплообміну практично цілком визначається процесом паротворення. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі розраховується за формулою (2.59). У ділянці режимних параметрів, де коефіцієнт тепловіддачі не залежить від паровмісту, при розрахунку α у формулу (2.59) і для визначення $Nu_{бк}$ можна підставляти швидкість рідини на вході в трубу, тобто швидкість циркуляції w_o . При $\beta > 0$ розрахунок α за формулою (2.59) можна виконувати по середній істинній швидкості рідкої фази $w' = w_o / (1 - \varphi)$. В умовах бульбашкової, снарядної і кільцевої структур потоку при досить великих витратах рідкої фази $Re'_{o,p} = w'_o d / \nu > 30000$ і $Fr_{cm} > 6$ підстановка у формулу (2.59) швидкості w' дає задовільний збіг розрахункових значень α з дослідними.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в умовах вимушеного руху у випадку невеликих паровмістів на ряду з формулою (2.59) запропоноване інтерполяційне співвідношення. Воно задовільно описує перехід від однофазної конвекції до розвиненого кипіння і дає можливість визначити α у перехідній зоні спільного впливу q і w_o . У цьому випадку:

$$\alpha/\alpha_{бк} = (4\alpha_{бк} + \alpha_{кин}) / (5\alpha_{бк} - \alpha_{кин})$$

при зміні $\alpha_{кин}/\alpha_{бк}$ от 0,5 до 2. Відповідно до експериментальних даних, якщо $\alpha_{кин}/\alpha_{бк} < 0,5$, то можна прийняти, що $\alpha = \alpha_{бк}$, якщо $\alpha_{кин}/\alpha_{бк} > 2$, тоді $\alpha = \alpha_{кин}$.

2.15.2. Тепловіддача без зміни агрегатного стану

Під час руху теплоносія в прямих трубах круглого перерізу чи в каналах некруглої форми без зміни агрегатного стану коефіцієнт тепловіддачі визначається за такими рівняннями.

Ламінарна течія. Цей вид руху потоку спостерігається при $Re \leq 2300$. В свою чергу, його можна розділити на два режими:

– в'язкістний, що настає при $GrPr \leq 8 \cdot 10^5$, коли вплив вільної конвекції

можна не враховувати, коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, що рухається трубах круглого перерізу, визначають за рівнянням:

$$\overline{Nu} = 1,55(Ped/L)^{1/3}(\mu_p/\mu_{cm})^{0,14}, \quad (2.61)$$

де μ_{cm} – в'язкість теплоносія при температурі стінки;

– в'язкісно-гравітаційний режим, що настає при значеннях $GrPr > 8 \cdot 10^4$ при цьому режимі впливом вільної конвекції знехтувати не можна, оскільки ту на тепловіддачу суттєво впливає взаємний напрямок вимушеного руху і вільної конвекції. Коефіцієнт тепловіддачі при в'язкісно-гравітаційному режимі течі можна визначити за формулою:

$$Nu = 0,15(RePr)^{0,33}(GrPr)^{0,1}(Pr_p/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (2.62)$$

У формулах (2.61) і (2.62) визначальним розміром є внутрішній діаметр труби, визначальна температура – середня температура теплоносія.

Розвинутий турбулентний рух. Цей вид руху потоку спостерігається при $Re \geq 10^4$. Коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr_{ж}/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (2.63)$$

Тут Pr_{cm} – число Прандтля, яке розраховано при температурі стінки. Визначальний розмір у числах Re і Nu є внутрішній діаметр труби; визначальна температура, при якій розраховуються фізичні властивості середовища, – середня температура теплоносія. Межі застосовності формули (2.63): $Re = 10^4 - 5 \cdot 10^6$, $Pr = 0,6 - 120$.

Для зігнутих труб (змійовиків) значень α , отримане за рівнянням (2.63), треба множити на поправку:

$$\alpha_{зм} = \alpha(1 + 3,54d/D),$$

де d – внутрішній діаметр змійовика, D – діаметр витка змійовика.

Перехідний режим. Для перехідного режиму руху рідини, коли $Re = 2300 \dots 10000$ значення коефіцієнтів тепловіддачі можна визначити за формулою:

$$Nu_{пер} = (Nu_{лам}^{6,267} / Nu_{тур}^{5,267}) Re^{0,68 \ln Nu_{тур} / Nu_{лам}} \quad (2.64)$$

Ця формула придатна у всьому діапазоні чисел Re , включаючи і крайні значення інтервалу. У формулі (2.64) $Nu_{лам}$ розраховується за формулою (2.61), а $Nu_{тур}$ – за формулою (2.63).

2.15.3. Ділянки впливу теплового потоку і паровмісту

Крім ділянки режимних параметрів, відзначеної в пункті 2.15.1, існує інша, що характеризується високими значеннями теплового потоку і паровмісту. В ній паровміст, а отже, істинна швидкість рідкої фази настільки висока, що

механізм переносу, обумовлений процесом пароутворення, справляє вплив на механізм турбулентного обміну в однофазному середовищі.

При низьких значеннях величин q і β ($\beta \rightarrow 0$) процес паротворення і паровміст потоку не впливають на коефіцієнт тепловіддачі при кипінні. У цій ділянці режимних параметрів теплота переноситься в потоці рідини за допомогою звичайного турбулентного обміну, що діє в однофазних середовищах.

Існує ділянка режимних параметрів, де процес пароутворення не впливає на інтенсивність теплообміну, але паровміст змінюється в широких межах. У цій ділянці при заданому значенні теплового потоку і незмінній масовій витраті парорідинної суміші коефіцієнт тепловіддачі істотно залежить від паровмісту, збільшуючись із ростом останнього.

Якщо інтенсивність тепловіддачі залежить від паровмісту, розрахунок виконують по середній істинній швидкості рідини, що прийнятно аж до кільцевої структури потоку. Для дисперсно-кільцевого режиму течії суміші формула (2.59) приймає вигляд:

$$\alpha_{\text{кин}}/\alpha_{\text{БК}} = 900 \{ (d/16)^{0.285} (q/r\rho_n w_{\text{ед}}) (\rho_n/\rho_p)^{1.45} [r/(c_p T_n)]^{1/3} \}^{0.55}. \quad (2.65)$$

Коли значення комплексу, що стоїть у фігурних дужках, менше $0,4 \cdot 10^{-5}$, тоді $\alpha_{\text{кин}} = \alpha_{\text{БК}}$. При цьому $\alpha_{\text{БК}}$ розраховується за ефективною швидкістю.

Таким чином, формули (2.59) і (2.65) охоплюють чотири з п'ятих, раніше названих ділянок режимних параметрів, що розрізняються між собою механізмом переносу теплоти і, відповідно, інтенсивністю теплообміну. Однак для визначення коефіцієнта тепловіддачі при великих паровмістах потрібно попередньо розраховувати значення φ , а при дисперсно-кільцевій структурі, крім того, і значення ефективною швидкості. Не слід випускати з виду і те, що розрахунок коефіцієнта тепловіддачі за величиною w' можна вести тільки при досить великих витратах рідкої і парової фаз. Формула (2.65) може бути рекомендована для визначення інтенсивності тепловіддачі при кипінні води.

Коефіцієнт тепловіддачі до двофазного потоку, коли інтенсивність теплообміну не залежить від швидкості потоку і визначається тільки процесом пароутворення, можна розраховувати за формулою:

$$St(K'_p)^{-1/3} = 1,25 K'_w (Pe'_{\text{сум}})^{-1/3} K_s^{0,5}, \quad (2.66)$$

де $St = \alpha / (c_p \rho_p w_{\text{с.м}})$ – число Стантона, $K'_w = q / (r \rho_p w_{\text{с.м}})$, $K'_p = (p/\sigma) \sqrt{\sigma / \rho_n g}$

$$Pe'_{\text{сум}} = (q/r\rho_p a) \sqrt{\sigma / \rho_n g}.$$

У цій залежності числа St і K'_w розраховуються за швидкістю суміші $w_{\text{с.м}} = w'_0 + w''_0$. В K'_w і $Pe'_{\text{сум}}$ входить швидкість пароутворення, що визначається за густиною рідкої фази $q/r\rho_p$. Ця швидкість є об'ємною кількістю рідини, що

перейшла в парову фазу з одиниці тепловіддавальної поверхні в одиницю часу.
 Формула (2.66) справедлива за умови, якщо комплекс:

$$M = K'_w (Pe'_{ucn})^{-1/3} K'_s{}^{0.5} \geq 0,3 \cdot 10^{-5}.$$

Ділянка режимних параметрів, де проявляється сумісний вплив швидкості середовища і пароутворення при великих паровмістах потоку, в узагальненій формі визначається умовою:

$$0,01 \cdot 10^{-5} < M < 0,3 \cdot 10^{-5}.$$

У цій ділянці коефіцієнт тепловіддачі визначається формулою:

$$St(K'_p)^{-1/3} = 0,002 [K'_w (Pe'_{ucn})^{-1/3} K'_s{}^{0.5}]^{0.5}. \quad (2.67)$$

Співставлення формул (2.66) і (2.67) з дослідними даними засвідчує, що відхилення більшості дослідних значень α від розрахункових не перевищує $\pm 25\%$ навіть при досить високих паровмістах, що включають дисперсно-кільцеву структуру течії парорідинної суміші.

Таким чином, при розрахунку коефіцієнту тепловіддачі за формулами (2.66) і (2.67) спочатку слід встановити, до якої ділянки режимних параметрів належать значення для розрахунку α . Для цього необхідно співставити значення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{кин}$ і $\alpha_{бк}$, розраховані, відповідно, за формулами (2.66) чи (2.67), з однією з формул параграфу 2.15.2, котрі для зручності співставлення результатів розрахунку доцільно подати у вигляді залежності М.А.Міхеєва:

$$St_{бк} = 0,021 Re_p^{-0.2} Pr_p^{-0.57} (Pr_p/Pr_{cm})^{0.25},$$

де $St_{бк}$, Pr_p і Pr_{cm} визначаються при температурі насичення рідини, Pr_{cm} – число Прандтля рідини, значення якого визначається при температурі стінки.

Коли в результаті розрахунку виявиться, що $\alpha_{кин} < \alpha_{бк}$, це значить, що ми знаходимося в ділянці турбулентного обміну в однофазному середовищі і, отже, інтенсивність теплообміну визначається значенням $\alpha_{бк}$. Протилежний результат розрахунку $\alpha_{кин} > \alpha_{бк}$ свідчить про те, що ми знаходимося в ділянці розвинутого кипіння, де інтенсивність теплообміну визначається значенням $\alpha_{кин}$.

2.15.4. Ділянка погіршених режимів тепловіддачі

Слід виділити ділянку режимних параметрів, яка характеризується висиханням плівки рідини, що рухається біля стінки. Тут із висиханням плівки коефіцієнти тепловіддачі зменшуються від деяких максимальних значень до мінімальних, що відповідають коефіцієнтам тепловіддачі до перегрітої пари, масові витрати якої дорівнюють масовим витратам парорідинної суміші. Цю ділянку прийнято називати ділянкою погіршеного режиму тепловіддачі.

Теоретичний розрахунок істинних значень температури потоку і стінки труби, паровмісту чи коефіцієнту тепловіддачі в зоні погіршеного теплообміну ускладнений. Інтенсивність теплообміну в діапазоні паровмістів від входу в зону погіршеного теплообміну до $x=1$ розраховується за емпіричною формулою. Набула поширення залежність:

$$Nu=0,023(Re)^{0,8} Pr_{cm}^{0,8} [x+(\rho_n/\rho_p)(1-x)]^{0,8}, \quad (2.68)$$

де $Nu=\alpha d/\lambda_m$, $Re=wd/v_n$, Pr_{cm} – число Прандтля для сухої насиченої пари при температурі стінки.

У цій формулі коефіцієнт y визначається за залежністю:

$$y=1-0,1\{[(\rho_n/\rho_p)-1](1-x)\}^{0,4}.$$

Формула (2.68) отримана в припущенні, що в парорідинному потоці обидві фази знаходяться в термодинамічній рівновазі при температурі насичення. Таке припущення справедливе тільки при достатньо великих значеннях масової швидкості. Тому формулою не можна користуватися, визначаючи коефіцієнти тепловіддачі при масових швидкостях $\rho w < 700 \dots 800$ кг/(м²·с). Розраховані за формулою (2.68) значення α зростають з підвищенням паровмісту потоку. При $x=1$ формула переходить у залежність, яка визначає коефіцієнти тепловіддачі при турбулентній течії чистої насиченої пари.

Приклад 20. У трубі з внутрішнім діаметром $d=18$ мм рухається кипляча рідина (вода) зі швидкістю $w=1$ м/с. Вода знаходиться під тиском $p=0,8$ МПа. Визначити значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до киплячої води, якщо температура поверхні труби $T_{cm}=173, 175$ і 180°C .

Визначаємо значення коефіцієнта тепловіддачі під час руху однофазної рідини $\alpha_{\text{ок}}$. При $p=0,8$ МПа, $T_n=170,4^\circ\text{C}$, $v_p=0,181$ мм²/с, $\lambda_p=0,679$ Вт/(м·°C), $Pr_p=1,05$.

При $T_{cm}=173^\circ\text{C}$, $Pr_{cm}=1,04$.

Число $Re_p=wd/v_p=1 \cdot 0,018/0,000181=99400$.

За формулою (2.63) визначаємо:

$$Nu=0,023 \cdot 99400^{0,8} \cdot 1,05^{0,4} (1,05/1,04)^{0,25}=213,6;$$

отже, коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{\text{ок}}=Nu_p \lambda_p/d=213,6 \cdot 0,679/0,018=8057 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при бульбашковому кипінні у великому об'ємі $\alpha_{\text{кин}}$

При $T_n=170,4^\circ\text{C}$ розрахунок, при зміні параметрів у діапазоні $0,86 \leq Pr \leq 7,6$; $10^{-5} \leq Re \leq 10^4$; $p=(45 \cdot 10^2 \dots 175 \cdot 10^5)$ Па, можна вести за формулами:

$$Nu=2,63 \cdot 10^{-3} (\lambda \Delta T / (r \rho_n v))^{1,86} Pr^{0,952}$$

при $Pr^{1/3} \lambda \Delta T / (r \rho_n v) > 1,6$;

$$Nu = 3,91 \cdot 10^{-3} (\lambda \Delta T / (r \rho_n \nu)) Pr^{2/3},$$

при $\lambda \Delta T / (r \rho_n \nu) \leq 1,6$.

У цих формулах $Re = ql_* / (r \rho_n \nu)$, $Nu = \alpha l_* / \lambda$, $l_* = c_p \rho_p T_n / (r \rho_n)^2$.

Відповідно прийнятих позначень визначаємо:

$$l_* = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$\lambda / (r \rho_n \nu) = 44,2 \cdot 10^{-2} \text{ 1/}^\circ\text{C},$$

$$\Delta T = T_{cm} - T_n = 173 - 170,4 = 2,6^\circ\text{C}, \quad \lambda \Delta T / (r \rho_n \nu) = 44,2 \cdot 10^{-2} \cdot 2,6 = 1,15;$$

$$\lambda \Delta T Pr^{1/3} / (r \rho_n \nu) = 1,15 \cdot 1,05^{1/3} = 1,17 < 1,6.$$

Розрахунок ведемо за формулою:

$$Nu = 2,63 \cdot 10^{-3} [\lambda \Delta T / (r \rho_n \nu)]^{1,86} Pr^{0,952} = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 1,15^{1,86} \cdot 1,05^{0,952} = 3,57 \cdot 10^{-3}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{кип} = Nu \lambda / l_* = 3,57 \cdot 10^{-3} \cdot 0,679 / 1,07 \cdot 10^{-6} = 2267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Визначасмо відношення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{кип} / \alpha_{бк}$:

$$\alpha_{кип} / \alpha_{бк} = 2267 / 8057 = 0,281.$$

Оскільки $\alpha_{кип} / \alpha_{бк} < 0,5$, то інтенсивність теплообміну визначається цілком вимушеним рухом і $\alpha = \alpha_{бк} = 8057 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

При $T_{cm} = 175^\circ\text{C}$. За умови різних температур стінки коефіцієнт тепловіддачі при русі однофазної рідини змінюється тільки за рахунок зміни властивостей рідини за перерізом потоку, що враховується поправкою $(Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}$. При $T_{cm} = 175^\circ\text{C}$, $Pr_{cm} = 1,03$ і $(Pr_p / Pr_{cm})^{0,25} \approx 1$.

Визначасмо значення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні у великому об'ємі:

$$\Delta T = T_{cm} - T_n = 175 - 170,4 = 4,6^\circ\text{C},$$

$$\lambda \Delta T / (r \rho_n \nu) = 4,6 \cdot 44,2 \cdot 10^{-2} = 2,03 > 1,6.$$

$$Nu = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 2,03^{1,86} \cdot 1,05^{0,952} = 1,017 \cdot 10^{-2},$$

$$\alpha_{кип} = Nu \lambda / l_* = 1,017 \cdot 10^{-2} \cdot 0,679 / 1,07 \cdot 10^{-6} = 6450 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Відношення $\alpha_{кип} / \alpha_{бк} = 6450 / 8057 = 0,8$. Оскільки $0,5 < \alpha_{кип} / \alpha_{бк} < 2$, тоді інтенсивність теплообміну визначається як вимушеним рухом рідини, так і процесом кипіння і $\alpha / \alpha_{бк} = (4\alpha_{бк} + \alpha_{кип}) / (5\alpha_{бк} - \alpha_{кип}) = (4 \cdot 8057 + 6450) / (5 \cdot 8057 - 6450) = 1,14$.

Отже, $\alpha_{бк} = 1,14 \cdot 8057 = 9185 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

При $T_{cm} = 180^\circ\text{C}$ $Pr_{cm} = 1,0$. Визначасмо значення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні у великому об'ємі:

$$\Delta T = T_{cm} - T_n = 180 - 170,4 = 9,6^\circ\text{C}.$$

а також як у попередньому випадку:

$$\lambda \Delta T / (r \rho_n \nu) > 1,6,$$

$$\lambda \Delta T / (r p_n v) = 9,6 \cdot 44,2 \cdot 10^{-2} = 4,24,$$

$$Nu = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 4,24^{1,86} = 0,039,$$

$$\alpha_{\text{кин}} = 0,039 \cdot 0,679 / 1,07 \cdot 10^{-6} = 24510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Відношення $\alpha_{\text{кин}}/\alpha_{\text{бк}} = 24510/8057 = 3,04 > 2$, тому інтенсивність теплообміну в цьому випадку визначається цілком процесом кипіння і $\alpha = \alpha_{\text{кин}} = 24510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

2.16. Кипіння на пучках труб

При кипінні рідин на поверхні труб із відносним кроком $s/d = 1,25 \dots 2,0$ коефіцієнт тепловіддачі для ділянки $Re(m+1) \leq 10$ слід визначити за формулою [18]:

$$Nu = 0,13 Pr^{1/3} [Re(m+1)]^{0,54} (s/d)^{-0,45}.$$

В ділянці $Re(m+1) > 10$ для мідних труб:

$$Nu = 0,459 Pr^{1/3} [Re(m+1)]^{0,41} (s/d)^{-0,45},$$

для труб з нержавіючої сталі:

$$Nu = 0,648 Pr^{1/3} [Re(m+1)]^{0,33} (s/d)^{-0,45},$$

де $Nu = \alpha l_* / \lambda$, $Re = q l_* / (r p_n v)$, $l_* = c_p \rho_p \sigma T_n / (r p_n)^2$, m – число труб генеруючих пару на розглядуваному рівні. Формули справедливі при $q = 10 \dots 120 \text{ кВт}/\text{м}^2$, діаметри труб $18 \dots 25 \text{ мм}$ і максимальному числі рядів труб, що досягається шести.

2.17. Кипіння в рідкій плівці

Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні в плівці на горизонтальній трубі води і фреонів 12,22 і 113 визначаються за формулами [17,18]:

$$\alpha / \alpha_k = (4\alpha_k + \alpha_{\text{бк}}) / (5\alpha_k - \alpha_{\text{бк}}), \quad (2.69)$$

де α_k розраховується за формулами для конвективного теплообміну:

$$Nu = 0,25 Re^{0,62} Pr^{0,38} (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25},$$

де $Nu = \alpha d / \lambda$, $Re = wd / v$.

Середня витратна швидкість плівки в момент відриву від труби визначається за формулами:

$$\text{– при } Re_{\text{пл}} < 220 \quad w = 0,52 (g v)^{1/3} Re_{\text{пл}}^{2/3},$$

$$\text{– при } Re_{\text{пл}} \geq 220 \quad w = 1,55 (g v)^{1/3} Re_{\text{пл}}^{0,436}.$$

Формула (2.69) справедлива для труб $d_n = 16 \dots 41 \text{ мм}$ з кроком $s/d_n = 1,25 \dots 3,0$ при $Re_{\text{пл}} = \Gamma / (v p_p) = 50 \dots 3000$, $\Gamma = G/L$.

Дослідження теплообміну при кипінні морської води в тонкоплівковому висхідному водоповітряному потоці дозволило отримати розрахункове співвідношення [20, 39]:

$$Nu = 3,2 \cdot 10^{-2} Re_n^{0,2} Re_{no}^{0,1} Re_{no}^{0,3} Pr^{-1,05}, \quad (2.70)$$

де $Nu = (\alpha / \lambda_{nv})(v_n^2 / g)^{1/3}$, $Re_n = [q / (r p_{nl} \Gamma_v)] (v_n^2 / g)^{1/3}$, $Re_{nl} = 4 \Gamma_v / v_{nl}$

$Re_{no} = (w'' / v_n)(v_n^2 / g)^{1/3}$, $Pr = v_{nz} / a_{nz}$

Формула (2.70) справедлива для труб $l = 2050$ мм, $d_n = 32$ мм, $q = 4 \dots 62$ кВт/м², $\Gamma_v = 0,8 \dots 6$ мкм³/(м·с), $p = 35 \dots 101$ кПа, $w'' = 22 \dots 71$ м/с, початкова товщина плівки $\delta = 0,5 \dots 2,5$ мм, масова концентрація морської води $c = 3,1 \dots 10,8\%$.

Тепловіддача при кипінні в плівці, яка зрошується потоком крапель рідини визначається залежністю:

$$Nu = 4930 Re^{-0,22} We^{0,32} Pr^{0,3},$$

де $Nu = \alpha \bar{R}_{os} / \lambda$, $We = \tilde{j}(x) j(x) \bar{R}_{os} / (\rho_p \sigma)$, $Re = j(x) / \mu$, $\tilde{j}(x)$ – середнє значення густини потоку рідини на охолоджуваній поверхні від верхньої кромки до перерізу з координатою x , $j(x)$ – локальне значення густини потоку рідини, \bar{R}_{os} – середній об'ємний радіус крапель.

Фізичні параметри рідини беруться при температурі $0,5(T_{cm} + T_p)$. При цьому $T_{cm} = 293 \dots 1153$ К, температура води перед форсункою $T_p = 278 \dots 288$ К, $q = 20 \dots 470$ кВт/м², $j(x) = 0,05 \dots 2,2$ кг/(м²·с), $\bar{R}_{os} = 120 \dots 230$ мкм. Наведена формула справедлива в такому інтервалі чисел подібності: $Re = 27,2 \dots 12000$, $We = 1,46 \dots 76,5 \cdot 10^{-8}$; $5,3 > K > K_{кр}$, де $K_{кр} = 1,05 \cdot We^{-0,085}$ відповідає максимуму тепловіддачі.

2.18. Гідродинамічний і тепловий розрахунок випарника

Конструкція апарата. Випарники із зануреними нагрівальними секціями, в яких кипіння води відбувається на теплообмінних поверхнях цих секцій, набули поширення на теплових електричних станціях для підготовки води, що компенсує втрати пари і конденсату в контурах станції. Конструкція такого випарника подана на рис.30. Основними його елементами є вертикальний циліндричний корпус 1, нагрівальна секція 2 і пристрій для промивання і очищення пари. Нагрівальна секція складається з обичайки і двох приварених до неї трубних дощок, у які завальцовані сталеві труби.

У корпусі випарника секція кріпиться лапами, привареними до верхньої частини. Центральна частина нагрівальної секції трубками не заповнена, і туди по трубі 9 подається нагрівальна пара. При роботі випарника нижня частина корпусу заповнена водою, рівень якої підтримується регулятором над нагрівальною секцією. Нагрівальна пара конденсується на зовнішніх поверхнях труб і віддає свою теплоту воді, що в них знаходиться. Внаслідок наявності

перегородки, яка має біля периферії вирізи, рух пари відбувається перпендикулярно осям кип'ятильних труб від осі нагрівальної секції до периферії у верхній частині її і від периферії до осі в нижній. Конденсат збирається в нижній частині секції і по трубі 10 відводиться з випарника. Паровий простір нагрівальної секції з'єднаний з паровим простором випарника трубою 11 з вентиляем. При роботі випарника цей вентиль відкритий, і гази, що не конденсуються, перепускаються з нагрівальної секції в паровий простір випарника.

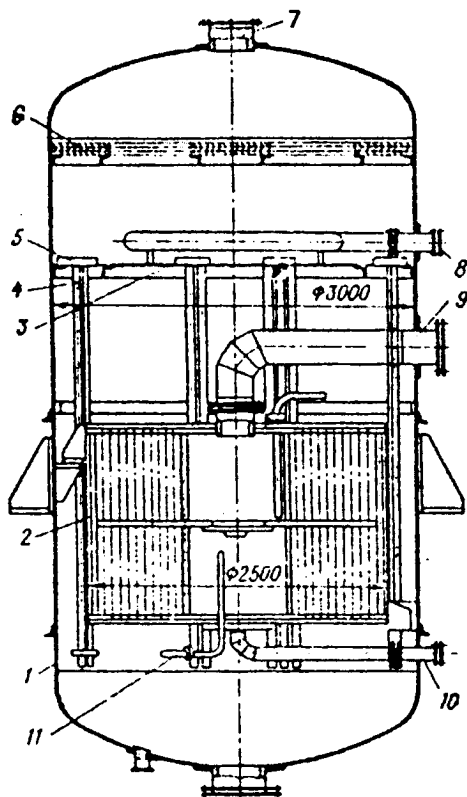


Рис.30. Випарник з одноступінчастим промиванням пари

Над нагрівальною секцією на деякій відстані від рівня води встановлено паропромивний пристрій у вигляді дірчастого листа 3, на який по трубі 8 подається живильна вода випарника.

При роботі випарника пара, що утворилася в нагрівальній секції, барботує через цю воду і очищується від захоплених нею крапель концентрату. Живлення випарника здійснюється пом'якшеною водою. При цьому солевміст її може досягати до 2...3 г/кг. Тому солевміст концентрату порівняно великий, і для того щоб отримати дистилат, що задовільняє вимоги до живильної води парогенераторів, вторинну пару випарників, відвід якої здійснюється через штуцер 7, потрібно добре очищати. Одним з найбільш ефективних методів очищення пари є її промивання.

З дірчастого листа вода відводиться у водяний об'єм випарника зливними трубами 4. Перед зливними трубами встановлені зливи 5, за допомогою яких підтримується потрібний рівень – 50...60 мм на листі.

У випарниках, що працюють з прямотечійними котлами, поряд з промиванням пари живильною водою виконується промивання конденсатом. Аналогічний пристрій для промивки пари конденсатом ставиться над промивальним листом, на який подається живильна вода випарника. Витрата конденсата, що подається на промивання, не перевищує 4...5% від продуктивності випарника.

Над промивальними пристроями ставляться жалюзійні сепаратори.

Постановка і розв'язок задачі. Тепловий розрахунок випарника виконується для визначення його продуктивності $D_{\text{вин}}$, а також для визначення коефіцієнта теплопередачі k . Розрахунки, що виконуються для визначення значень $D_{\text{вин}}$ і k при відомих режимах, є перевірочними. При проектуванні нового апарата необхідно виконати конструкторський розрахунок. У цьому випадку задаються значеннями k , визначають розміри нагрівальної секції і проводять ескізне опрацювання конструкції, після чого визначають дійсне значення k . Якщо розрахункове значення k_p співпадає з прийнятим чи відрізняється від нього незначно, тепловий розрахунок на цьому закінчується. У протилежному випадку розрахунок повторюється за новим значенням k . Розходження між прийнятими і розрахунковими значеннями можна вважати припустимими, якщо воно не перевищують 5...8%.

У перевірочному розрахунку ескізне напрацювання конструкції непотрібне, однак, і тут слід спочатку задатися продуктивністю випарника чи коефіцієнтом теплопередачі, а потім порівняти ці величини з розрахунковими, і тільки в тому випадку, якщо прийняті і розрахункові значення $D_{\text{вин}}$ і k відповідно співпадуть, їх значення можуть вважатись достовірними.

Якщо продуктивність випарника відома, k легко визначити безпосередньо. Але і в цьому випадку, щоб виявити, наскільки це значення k відрізняється від того, яке може бути досягнуто в умовах, коли поверхні нагріву не забруднені, необхідно провести новий гідродинамічний і тепловий розрахунки.

Виходячи із сказаного, методики конструкторського і перевірного розрахунків мало чим відрізняються між собою.

Виконаємо конструкторський розрахунок випарника для таких умов: продуктивність випарника $D_{вип}=20$ т/год, тиск гріючої пари $p_{гп}=0,224$ МПа, тиск вторинної пари $p_{вт}=0,12$ МПа, продувка $p_{пр}=2\%$ [1, 3, 32, 31].

Загальна кількість теплоти, що передається гріючою парою:

$$Q = D_{вип}(i''_{ам} - i'_{ам}) + D_{вип}[1 + (p_{пр}/100)](i''_{ам} - i'_*),$$

де i'_* – ентальпія живильної води випарника, кДж/кг; $i'_{ам}$ – ентальпія води при температурі насичення, кДж/кг; $i''_{ам}$ – ентальпія вторинної пари, кДж/кг.

За прийнятих умов:

$$Q = (20000/3600)(2683,8 - 439,4) + (20000/3600)(1 + 2/100)(439,4 - 435) = 12492,4 \text{ кДж/с.}$$

Необхідна поверхня теплообміну визначається за формулою:

$$F_m = Q / \Delta T_n k,$$

де температурний перепад між нагрівальною і вторинною парою:

$$\Delta T_n = T_{гп} - T_{вт} = 123,85 - 104,8 = 19,05^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнти теплопередачі в таких випарниках знаходяться в межах 2200...2500 Вт/(м²·°C). Приймаємо коефіцієнт теплопередачі, розрахований по відношенню до внутрішньої поверхні труб $F_{твн}$ нагрівальної секції випарника, рівним $k_{вн}=2,2$ кВт/(м²·°C), тоді

$$F_{твн} = Q / (\Delta T_n k_{вн}) = 12492,4 / (19,05 \cdot 2,2) = 298 \text{ м}^2.$$

Ескіз нагрівальної секції з розмірами поверхонь теплообміну, рівними $F_{твн}$, наводиться на рис.31. Нагрівальна секція зібрана з 1600 труб діаметром 38x2,5 мм і довжиною 2,02 м. Під час роботи випарника теплопередача здійснюється на довжині труби:

$$L_{акт} = F_{твн} / (\pi d_{вн} z) = 298 / (3,14 \cdot 0,033 \cdot 1600) = 1,8 \text{ м,}$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труб, м; z – число труб нагрівальної секції.

Виконуємо розрахунок теплопередачі. Для цього, щоб визначити розрахункові значення k , слід попередньо визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої стінки труби α_1 і коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки до води, що кипить всередині труб нагрівальної секції, α_2 . Значення α_1 , може бути визначене безпосередньо, аби визначити α_2 , необхідно спочатку відшукати швидкість циркуляції води w_0 в трубах нагрівальної секції.

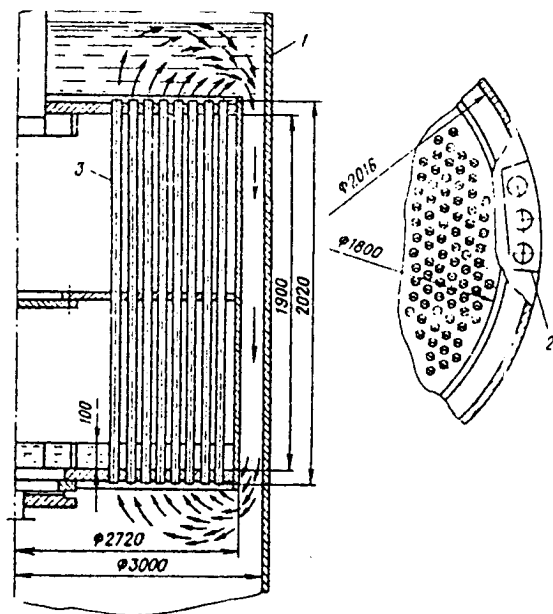


Рис.31. Схема циркуляції:

- 1) корпус випарника; 2) опускні труби; 3) труби нагрівальної камери

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, до стінки. При ламінарній течії плівки конденсату середній коефіцієнт тепловіддачі можна визначити за формулою:

$$\alpha = 1,01 \lambda (g/v^2)^{1/3} Re^{-1/3},$$

а коли має місце змішана течія (у верхній частині труби ламінарна, в нижній – турбулентна) – за залежністю:

$$\alpha = \lambda (g/v^2)^{1/3} [(0,16 Pr^{1/3} Re) / (Re - 100 + 63,2 Pr^{1/3})].$$

Тут Re – значення числа Рейнольдса для плівки конденсату на нижній кромці поверхні охолодження. Це значення визначається з виразу:

$$Re = qH / (r \rho_p v).$$

У поданих формулах v – кінематична в'язкість рідини, m^2/c ; q – тепловий потік, kW/m^2 ; H – висота теплообмінної поверхні, m ; r – теплота пароутворення, kJ/kg ; ρ_p – густина рідини, kg/m^3 ; λ – теплопровідність рідини, $kW/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

Перехід від ламінарної течії до турбулентної відбувається при $Re > Re_{кр}$. Критичне значення числа Рейнольдса для плівки може бути прийняте рівним 100.

Таким чином, коли $Re_{кр} < 100$, розрахунок слід вести за формулою для ламінарної течії, коли $Re_{кр} > 100$ – за формулою для змішаної течії плівки.

В умовах, прийнятих у даному прикладі, тепловий потік, розрахований по зовнішній поверхні труб, дорівнює:

$$q_{зов} = Q/F_{т.зов} = 12492,4/343 = 36,5 \text{ кВт/м}^2,$$

де $F_{т.зов} = F_{твн}(d_{зов}/d_{вн}) = 298(38/33) = 343 \text{ м}^2$, а число Re плівки конденсату на нижній кромці поверхні охолодження:

$$Re = q_{зов}H/(r\rho_p\nu) = [36,5 \cdot 1,8/(2194,4 \cdot 939,67 \cdot 0,237)]10^6 = 134,2,$$

де $H = L_{акт}$, бо затоплена частина труби в теплообміні не бере участі. Всі фізичні величини прийняті при температурі насичення для тиску первинної нагрівальної пари $p_{сп} = 0,224 \text{ МПа}$. Вважаємо, що перегородка не заважає стіканню плівки рідини, тобто між трубами і їхніми стінками є відповідні зазори. Коли ці зазори недостатні, в розрахунок слід вводити відстань між трубою дошкою і перегородкою чи відстань між двома суміжними перегородками.

Оскільки $Re > Re_{кр}$, то

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \lambda(g/\nu^2)^{1/3} [(0,16Pr^{1/3}Re)/(Re-100+63,2Pr^{1/3})] = 686,2 \cdot 10^{-3} \times \\ &\times (9,81 \cdot 10^{12}/0,237^2)^{1/3} [(0,16 \cdot 1,384^{1/3} \cdot 134,2)/(134,2-100+63,2 \cdot 1,384^{1/3})] = \\ &= 8758 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{°C)}. \end{aligned}$$

Тепловіддача при конденсації пари не залежить від матеріалу поверхні теплообміну в тих випадках, коли конденсат змочує поверхню і вона достатньо чиста і гладка. Однак в умовах експлуатації труби покриваються шаром окису. На окислених сталевих трубах коефіцієнти тепловіддачі менші, ніж на чистих. Для труб з вуглецевих сталей поправочний множник до коефіцієнтів тепловіддачі, розрахованих за наведеними формулам, слід приймати:

- частково окислена нерівномірно шорстка поверхня 0,75;
- поверхня під тонким шаром накипу 0,67;
- сильно окислена рівномірно шорстка поверхня 0,64.

Враховуючи, що при експлуатації поверхня окислиться, остаточно отримаємо:

$$\alpha_1 = 0,67 \cdot 8758 = 5868 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Визначення швидкості циркуляції. Методика розрахунку швидкості циркуляції в контурі з природною циркуляцією описана вище. Схема руху води за розглянутих умов показана на рис.31.

Розрахунок циркуляції проводиться графоаналітичним шляхом. Задаючись різними значеннями швидкості циркуляції w_0 , будуємо криві зміни опору в лініях, що підводять рідину, і корисного напору залежно від його величини. Точка перетину кривих виявляє значення швидкості w_0 , при якому корисний напір, що створюється, врівноважується опором руху води в лініях, які її підводять.

Прийmemo $w=1,0$ м/с і визначимо втрати в лінії контуру, що підводять рідину при даному значенні швидкості. Ці втрати складаються з втрат у кільцевому просторі між корпусом випарника і гріючою секцією і втрат на вхідних ділянках труб, де немає пароутворення.

Переріз кільцевої щілини за відрахуванням перерізу опускних труб:

$$F_{щ} = 0,785(D_{вн}^2 - D_{зрс}^2) - 0,785 d_{отр}^2 n = 0,785(3,0^2 - 2,72^2) - 0,785 \cdot 0,066^2 \cdot 22 = 1,2 \text{ м}^2,$$

де число опускних труб $n=22$, і їх діаметр $d_{отр}=66$ мм.

Швидкість води в щілині:

$$w'_0 = w_0 z \cdot 0,785 d_{вн}^2 / F_{щ} = 1,0 \cdot 1600 \cdot 0,785 \cdot 0,033^2 / 1,2 = 1,16 \text{ м/с},$$

де z – число труб гріючої секції.

Втрати тиску під час руху води в кільцевій щілині:

$$\Delta p_{триц} = \lambda_o H_{щ} \rho_p (w'_0)^2 / 2 = 0,075 \cdot 2,02 \cdot 954,6 \cdot 1,16^2 / 2 = 93,7 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт тертя λ_o вибраний за еквівалентним діаметром щілини, визначеним за формулою:

$$D_{екв} = 4F_{щ} / U = 4 \cdot 1,2 / 3,14(3 + 2,72 + 22 \cdot 0,066) = 0,213 \text{ м}, \text{ де } U - \text{змочений периметр.}$$

Втрати тиску на вході і виході з неї:

$$\Delta p_{вхв} = (\zeta_{вх} + \zeta_{в}) \rho_p (w'_0)^2 / 2 = 0,5 + 1,0 \cdot 954,6 \cdot 1,16^2 / 2 = 930,5 \text{ Па}.$$

Втрати тиску на вході в труби гріючої секції:

$$\Delta p_{вхтр} = \zeta_{вх} \rho_p (w'_0)^2 / 2 = 0,5 \cdot 954,6 \cdot 1,0^2 / 2 = 238,7 \text{ Па},$$

а втрати під час руху води на прямій ділянці:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_o h'_{но} \rho_{ж} (w'_0)^2 / 2 = 0,8 \cdot 0,16 \cdot 954,6 \cdot 1,0^2 / 2 = 61,1 \text{ Па},$$

де $h'_{но}$ – висота нижньої без підігрівання ділянки труби. Щоб визначити втрати на економайзерній ділянці, необхідно визначити її висоту $h_{ек}$. Ця величина розраховується з виразу:

$$h_{ек} = [\Delta i_o - (\Delta p_{он} + \Delta p_{но} + \Delta p_{ек}) (\partial i' / \partial p) + g \rho_p (h_{повн} - h_{но}) \cdot (\partial i' / \partial p)] / [4q_{вн} / (\rho_p w_o d_{вн}) + g \rho_p (\partial i' / \partial p)].$$

Тут:

$$\Delta p_{он} = \Delta p_{триц} + \Delta p_{вхв} = 93,7 + 930,5 = 1024,2 \text{ Па},$$

$$\Delta p_{но} = \Delta p_{вхтр} + \Delta p_{тр} = 238,7 + 61,1 = 299,8 \text{ Па},$$

$$q_{вн} = K_{вн} \Delta T_u = 2,2 \cdot 19,05 = 41,9 \text{ кВт/м}^2.$$

У щілину вода опускається при температурі насичення, але тут трохи нагрівається. Загальна кількість теплоти, що передається в щілині воді з бокової поверхні гріючої секції:

$$Q_{щ} = \pi D_{зрс} H_{зрс} K \Delta T_u = 3,14 \cdot 2,72 \cdot 2,02 \cdot 2,2 \cdot 19,05 = 722 \text{ кДж/с},$$

і, ентальпія води тут збільшується на величину

$$\Delta i_{ц} = Q_{ц} / (0,785 d_{вн}^2 z w_o \rho_p) = 722 / (0,785 \cdot 0,033^2 \cdot 1600 \cdot 1 \cdot 954,6) = 0,55 \text{ кДж/кг,}$$

$$\Delta i_{б} = -\Delta i_{ц} = -0,55 \text{ кДж/кг.}$$

У розрахунках втратами тиску на економайзерній ділянці $\Delta p_{ек}$ нехтують. Врахувати вплив $\Delta p_{ек}$ можна, якщо спочатку задається величиною $h_{ек}$, а потім методом послідовного наближення досягти того, аби величина співпала зі значенням, що визначається наведеною формулою. Прийmemo $h_{ек} = 1,0$ м, тоді:

$$\Delta p_{ек} = \lambda_o h_{ек} \rho_p (w_o')^2 = 0,8 \cdot 1 \cdot 954,6 \cdot 1^2 / 2 = 381,5 \text{ Па,}$$

$$h_{ек} = [-0,55 - (1024,2 + 299,8 + 381,5) \cdot 9,83 \cdot 10^{-4} + 9,81 \cdot 954,6 (2,02 - 0,16) \times \\ \times 9,83 \cdot 10^{-4}] / \{ [(4 \cdot 41,9 / (954,6 \cdot 1 \cdot 0,033))] + 9,81 \cdot 954,6 \cdot 9,83 \cdot 10^{-4} \} = 0,99 \text{ м.}$$

Прийняте значення $h_{ек}$ і розрахункове майже співпали. Тому можна вважати висоту економайзерної ділянки рівною 0,99 м, а втрати на ній:

$$\Delta p'_{ек} = 381,5 \cdot 0,99 / 1,0 = 378 \text{ Па.}$$

Таким чином, загальний опір у лініях, що підводять рідину і де не відбувається її кипіння:

$$\Delta p_{повд} = \Delta p_{он} + \Delta p_{но} + \Delta p_{ек} = 1024,2 + 299,8 + 378 = 1702 \text{ Па.}$$

Визначаємо створюваний корисний напір при цій само швидкості $w_o = 1,0$ м/с.

Кількість пари, що утворилася в одній трубі:

$$G''_i = Q / (zr) = 12492,4 / (1600 \cdot 2244,4) = 3,48 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

а наведена швидкість пари на виході з труб грійочої секції:

$$w''_{ок} = G''_i / (\rho_n \cdot 0,785 d_{вн}^2) = 3,48 \cdot 10^{-3} / (0,7 \cdot 0,785 \cdot 0,033^2) = 5,9 \text{ м/с.}$$

Рушійний напір визначається за середньою наведеною швидкістю пари в трубі. Оскільки на вході в трубу пари немає, то:

$$w''_{о розр} = w''_{ок} / 2 = 5,9 / 2 = 2,95 \text{ м/с.}$$

При цьому $w''_{о розр}$ витратний паровміст:

$$\beta_{розр} = w'_{о розр} / w''_{о розр} + w_o = 2,95 / (2,95 + 1,0) = 0,747.$$

Визначаємо істинний об'ємний паровміст:

$$\varphi_{розр} = \beta_{розр} (1 + w^* / w_{см розр})^{-1},$$

де $w^* = w_{бул} \psi_{вз}$

Швидкість суміші

$$w_{см розр} = w''_{о розр} + w_o = 2,95 + 1,0 = 3,95 \text{ м/с.}$$

Швидкість підймання одиночної бульбашки в нерухомій рідині:

$$w_{бул} \cong 1,5 \sqrt{g\sigma(\rho_p - \rho_n) / \rho_p^2} = 1,5 [9,81 \cdot 58 \cdot 10^{-3} (954,6 - 0,7) / 954,6^2]^{0,5} = 0,234 \text{ м/с,}$$

а фактор взаємодії

$$\psi_{83} = 1,4(\rho_p / \rho_n)^{1/5} [1 - (\rho_p / \rho_n)^5] = 1,4(954,6 / 0,7)^{1/5} [1 - (0,7 / 954,6)^5] = 5,89,$$

і, отже, групова швидкість підймання бульбашок:

$$w^* = 0,234 \cdot 5,89 = 1,378 \text{ м/с.}$$

$$\text{Тоді } \varphi_{розр} = 0,747 / (1 + 1,378 / 3,95) = 0,553.$$

Рушійний напір:

$$P_{руш} = g(\rho_p - \rho_n) \varphi_{розр} h_{пар} = 9,81(954,6 - 0,7) 0,553 \cdot 0,87 = 4502 \text{ Па.}$$

Тут висота труби, по якій тече пароводяна суміш:

$$h_{пар} = h_{повн} - h'_{но} - h_{ек} = 2,02 - 0,16 - 0,99 = 0,87 \text{ м,}$$

де $h'_{но}$ – висота нижніх без нагрівання ділянок труб.

На пароводяній лінії є втрати на тертя в самій трубі, місцеві втрати на вході, виході і втрати на прискорення потоку.

Втрати на тертя розраховуються за формулою:

$$\Delta P_{тр}'' = \lambda_o h_{пар} \rho_p w_o^2 / 2 \{1 + (\psi w_o'' / 2w_o) [1 - (\rho_n / \rho_p)]\} =$$

$$= 0,8 \cdot 0,87 \cdot 954,6 \cdot 1,0^2 / 2 \{1 + (1,5 \cdot 5,9 / 2 \cdot 1,0) \times [1 - (0,7 / 954,6)]\} = 1801 \text{ Па,}$$

а втрати на виході потоку з труби:

$$\Delta P_{вих}'' = \zeta_{вих} \rho_p w_o^2 / 2 \{1 + (w_o'' / w_o) [1 - (\rho_n / \rho_p)]\} =$$

$$= 1,2 \cdot 954,6 \cdot 1,0^2 / 2 \{1 + (5,9 / 1,0) [1 - (0,7 / 954,6)]\} = 3952 \text{ Па.}$$

Втрати на прискорення визначаються за формулою:

$$\Delta P_{приск} = (\rho_p w_o)^2 (y_2 - y_1),$$

де $y = (x^2 / \rho_n \varphi) + (1-x)^2 / [\rho_p (1-\varphi)]$.

Для перерізу, в якому рідина закипає, $x=0$ і $\varphi=0$.

Отже,

$$y_1 = 1 / \rho_p = 1 / 954,6 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

У вихідному перерізі:

$$w_{смк} = w_{ок}'' + w_o = 5,9 + 1,0 = 6,9 \text{ м/с.}$$

$$\beta_k = w_{ок}'' / (w_{ок}'' + w_o) = 5,9 / (5,9 + 1,0) = 0,855.$$

$$\varphi_k = \beta_k / (1 + w^* / w_{смк}) = 0,855 / (1 + 1,378 / 6,9) = 0,713.$$

Масовий паровміст у цьому перерізі:

$$x_k = G'' / (G'' + G') = \rho_n w_{ок}'' / \rho_p w_o = 0,7 \cdot 5,9 / 954,6 \cdot 1,0 = 0,00432.$$

Тоді:

$$y_2 = (x^2/\rho_n \varphi) + [(1-x)^2/\rho_p(1-\varphi)] = (0,00432^2/0,7 \cdot 0,713) + \\ + [(1-0,00432)^2/954,6(1-0,713)] = 1/(954,6 \cdot 0,287) \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Таким чином, втрати на прискорення:

$$\Delta p_{\text{приск}} = 954,6 \cdot 1,0^2 [(1/954,6 \cdot 0,287) - (1/954,6)] = 2372 \text{ Па}.$$

Корисний напір:

$$\Delta p_{\text{нов}} = \Delta p_{\text{руш}} - \Delta p_{\text{тр}}'' - \Delta p_{\text{вих}}'' - \Delta p_{\text{приск}} = 4502 - 3952 - 1801 - 2372 = -3626 \text{ Па}.$$

Виконуючи аналогічні розрахунки при $w_o = 0,6 \text{ м/с}$ і $w_o = 0,8 \text{ м/с}$, отримуємо:

для $w_o = 0,6 \text{ м/с}$, $\Delta p_{\text{руш}} = 582 \text{ Па}$ і $\Delta p_{\text{нов}} = 872 \text{ Па}$,

для $w_o = 0,8 \text{ м/с}$, $\Delta p_{\text{руш}} = 1043 \text{ Па}$ і $\Delta p_{\text{нов}} = -1334 \text{ Па}$,

Побудувавши криві зміни корисного напору і втрат у лініях, що підводять рідину залежно від w_o , наведених на рис.32, отримуємо в точці перетину шукане значення швидкості циркуляції w_o , рівне $0,63 \text{ м/с}$.

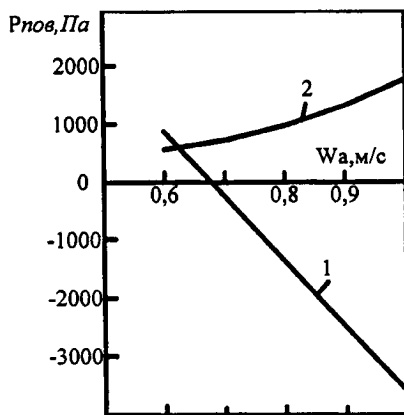


Рис.32. До визначення швидкості циркуляції в трубах випарника:

1) $\Delta P_{\text{нов}} = f(w_o)$; 2) $\Delta P_{\text{руш}} = f(w_o)$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до киплячої води

Згідно із залежностями (2.59) і (2.60) визначимо значення комплексу:

$$q_{\text{вн}}/[r_{\text{вн}} \rho_n w_o (\rho_n/\rho_p)^{1,45}] [r_{\text{вн}}/(c_p T_n)]^{0,33} = 41,9/[2244,6 \cdot 0,7 \cdot 0,63(0,7/954,6)^{1,45}] \cdot [2244,6/(4,22 \cdot 377,8)]^{0,33} = 1,197 \cdot 10^{-6}.$$

Через те, що комплекс менший за $0,4 \cdot 10^{-5}$, тоді $Nu_{\text{кип}}/Nu_{\text{бк}} = 1$ і коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою, аналогічною (2.63):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37}.$$

У нашому випадку:

$$Re = w_0 d_{\text{вн}} / \nu = (0,63 \cdot 0,033 / 0,28) 10^6 = 74250, \text{ а } Pr = 1,648,$$

при цьому:

$$Nu = 0,023 \cdot 74250^{0,8} \cdot 1,648^{0,33} = 219,3.$$

Звідки,

$$\alpha_2 = Nu \lambda / d_{\text{вн}} = 219,3 \cdot 0,68 / 0,033 = 4519 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Опір оксидної плівки у випарниках з трубками нагрівальної секції з вуглецевої сталі $R_{\text{окс}}$ знаходиться в межах $(0,4 \dots 1,0) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$. Приймаючи $R_{\text{окс}} = 0,65 \cdot 10^{-4}$, отримаємо:

$$\alpha_2' = 1 / (1/\alpha_2 + R_{\text{окс}}) = 1 / (1/4519 + 0,65 \cdot 10^{-4}) = 3492 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Визначення коефіцієнту теплопередачі. По відношенню до внутрішньої поверхні труб коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$k_{\text{вн}} = [(1/\alpha_2') + d_{\text{вн}} / (2\lambda_{\text{ст}}) \ln(d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}}) + d_{\text{вн}} / (\alpha_2' d_{\text{зов}})]^{-1} =$$
$$= [(1/5868) + 0,033 / (2 \cdot 47) \ln(0,038/0,033) + 0,033 / (3492 \cdot 0,038)]^{-1} = 2134 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Ця величина відрізняється від прийнятої нами на початку розрахунку значення $k_{\text{вн}}$ на

$$[(2200 - 2134) / 2200] \cdot 100 = 3\%.$$

Таке розходження цілком допустиме. Тому гідродинамічний і тепловий розрахунки випарника можна вважати закінченими.

2.19. Шляхи інтенсифікації теплообміну при кипінні

Рух двофазного потоку у вертикальних трубах супроводжується чітко вираженими пульсаціями витрати і тиску. Особливо різко пульсації проявляються при рядному режимі течії. Для циркуляційних контурів високого тиску цей режим нехарактерний. Тому при високих тисках пульсації невеликі і практично не впливають на інтенсивність теплообміну. При низьких тисках у відносно коротких трубах пульсації хоч і мають більш виражений характер, але зазвичай також не призводять до істотного погіршення теплообміну внаслідок малого їхнього періоду [8,12,31].

У довготрубних циркуляційних контурах, де $H \geq 5 \dots 7 \text{ м}$, що працюють при низькому тиску (особливо при вакуумі), виникають низькочастотні пульсації з більшою амплітудою. Вони можуть викликати викиди рідини і пари в підтрубний простір і висушувати вихідні ділянки. Це викликає різке зниження інтенсивності тепловіддачі на вихідних ділянках і зменшення середнього коефіцієнта тепловіддачі для всієї труби.

Виникнення і розвиток пульсацій у випарниках пов'язаний з режимом течії двофазного потоку, великим питомим об'ємом пари, малим гідравлічним

опором економайзерної ділянки і великим опором вихідної ділянки труби. Тому зменшення інтенсивності пульсацій і їхніх шкідливих наслідків можна досягти зниженням опору вихідної ділянки, підвищенням опору на вході в підйомну трубу (збільшенням ролі економайзерної ділянки в загальному опорі труби) або переходом до режиму з підвищеним корисним напором.

Ефективним методом інтенсифікації теплообміну при кипінні в трубах і каналах є підведення легкої фази – газу або пари в нижню частину кип'ятильної труби. Це сприяє зменшенню пульсацій, інтенсифікації теплообміну на нижній ділянці вертикальної труби і підвищенню середнього коефіцієнта тепловіддачі для всієї труби. Ступінь інтенсифікації залежить від кількості підведеного газу або пари.

Теоретичний коефіцієнт тепловіддачі для чистих поверхонь нагрівання випарників із паровим обігрівом високий, але невеликі забруднення поверхні нагрівання накипом призводять до істотного зменшення продуктивності випарників. Підведення легкої фази виявляється ефективним і в цьому відношенні.

Накипоутворення – один з видів кристалізації розчинених у рідині речовин. Зміна режиму течії потоку при дрібнодисперсному вдуванні легкої фази призводить до турбулізації потоку і пограничного шару, порушуючи іонний обмін між ядром потоку і ламінарним дифузійним підшаром біля стінки труби. Крім того, газові бульбашки абсорбують на своїй поверхні субмікрочастинки, створюючи додаткові центри кристалізації в ядрі потоку. Таким чином, вдування газової фази знижує загальне пересичення розчину йонами накипоутворюючих і відводить процес накипоутворення від стінки труби в ядро потоку, де накип виділяється у вигляді шламів.

Аналіз структури накипу і її теплофізичних властивостей засвідчив, що у випадку кристалізації карбонату кальцію на стінці у виді аргоніту, що має голчасту структуру при переважній орієнтації великої осі кристалів перпендикулярно поверхні нагрівання, теплопровідність накипу виявляється максимальною. Це пояснюється анізотропністю теплопровідності кристалів аргоніту по різних осях. Утворення монокристалів аргоніту, що мають високу мікротвердість, призводить також до часткового руйнування відкладень накипу і до самоочищення поверхні нагрівання.

З підвищенням концентрації розчину накипоутворювачів і температури кипіння спостерігається кристалізація карбонатів кальцію у вигляді кальцитів, що мають структуру, яка відрізняється низькою теплопровідністю. Підведення легкої фази знижує концентрацію накипоутворювачів у пристінному шарі, сприяє утворенню карбонатного накипу у вигляді аргоніту.

Таким чином, інтенсифікація теплообміну при підведенні легкої фази досягається внаслідок підвищення середнього коефіцієнта тепловіддачі кип'ятильної труби і зменшення термічного опору накипу. Цей спосіб боротьби з

накипоутворенням виявляється ефективнішим, ніж збільшення швидкості циркуляції. Помітний вплив на накипоутворення робить режим течії парорідинного потоку. Мінімальна швидкість відкладення накипу спостерігається при бульбашковій формі течії.

Погіршена тепловіддача в довгоотрубних циркуляційних контурах пов'язана з осушенням вихідної ділянки труби. Для поліпшення зрошення стінки на вихідній ділянці використовуються спіральні вставки, розташовані у верхній частині труби. Ці вставки не справляють помітного впливу на інтенсивність теплообміну (на ділянках без погіршеного теплообміну), але розширюють ділянку теплових навантажень, при яких не спостерігається погіршення тепловіддачі. Так, спіральна вставка в трубі довгої 5 м (довжина вставки 3 м, ширина 15 мм, крок 166 мм) розширює діапазон теплових навантажень без погіршеного теплообміну на 15...20% при атмосферному тиску і приблизно на 50% при вакуумі.

Низькочастотні пульсації витрати, що викликають погіршення тепловіддачі в довготрубчастих контурах, можуть бути знижені шляхом збільшення корисного напору, що розвивається підйомною трубою. Цього можна досягти або зниженням опору підйомної ділянки, або збільшенням рушійного напору циркуляції. З цією метою над ділянкою підйомної труби, що гріється, ставиться труба-надставка більшого діаметра, внаслідок цього при незначному збільшенні опору помітно зростає рушійний напір, що приводить до підвищення напору.

Цей метод інтенсифікації теплообміну у випарниках найбільш повно втілений у конструкціях випарних апаратів із винесеною зоною кипіння. Вони можуть бути як із звичайною, так і з оберненою циркуляцією. У таких апаратах підігрів рідини здійснюється в опускних або підйомних трубах до температури, що перевищує температуру насичення в сепараторі. Однак кипіння в трубах, що обігріваються, або взагалі немає, або воно тільки починається на виході з підйомної труби, що обігрівається. Це пояснюється підвищеним тиском у трубах, які обігріваються, у порівнянні з тиском насичення в сепараторі.

Об'ємне кипіння рідини відбувається в трубі великого діаметра, що не обігрівається, внаслідок падіння гідростатичного тиску. Такі апарати надійно працюють при звичайних для промислових випарників тисках.

Випарники із оберненою циркуляцією мають переваги в порівнянні зі звичайними, особливо при кипінні накипо-, кристало- і піноутворюючих розчинів.

У випарниках із газовим обігрівом коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в багато разів більше коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки труби і коефіцієнт теплопередачі визначається інтенсивністю теплообміну з газової сторони. Тому в таких установках підвищення α при кипінні не має такого значення, як в апаратах, що обігріваються парою.

Розділ 3. ВИПАРЮВАННЯ І ВИПАРНІ АПАРАТИ

3.1. Деякі положення процесу випарювання

Під випарюванням розуміють процес концентрування розчинів, що полягає у видаленні розчинника за допомогою випарювання при кипінні [27].

При кипінні розчинів нелетких речовин (речовини, що володіють при температурі процесу малим тиском пари, наприклад, деякі висококиплячі рідини, гліцерин, сірчана кислота та ін., і більшість твердих тіл; насправді абсолютно нелетких речовин не існує, і пара розчинника може мати незначну кількість розчиненої речовини, що у розрахунках випарників не враховують) у парову фазу переходить тільки розчинник. При цьому під час випарювання розчинника і видалення його у вигляді пари концентрація розчину підвищується, тобто збільшується в ньому вміст нелеткої речовини.

Звичайно, з розчину віддаляється тільки частина розчинника, позаяк у випарниках упарений розчин повинен залишитися в рідкому стані. Повне видалення розчинника в таких апаратах можливе в тих випадках, коли розчинена речовина або є рідкою (наприклад, випарювання розчинів гліцерину), або при температурі кипіння знаходиться в розплавленому стані (випарювання розчинів їдкою натру або аміачної селітри).

У деяких випадках при випарюванні розчинів твердих речовин (наприклад, цукру, кухонної солі) досягається насичення розчину; при подальшому видаленні розчинника з такого розчину відбувається кристалізація, тобто виділення з нього розчиненої твердої речовини.

У промисловості випарюють переважно водяні розчини різних речовин, тому надалі розглядається тільки випарювання водяних розчинів. Водночас, розглянуті випарні апарати і методи їхнього розрахунку застосовуються для випарювання розчинів із будь-якими розчинниками, а також для випару чистих рідин.

Нагрівання розчину, який випарюється, відбувається шляхом передачі теплоти від середовища, що нагріває, через розділювальну стінку або шляхом безпосереднього зіткнення речовин. Випарювання шляхом безпосереднього зіткнення нагрівального середовища із розчином застосовується тільки при обігріві топковими газами. Випарювання ведуть як при атмосферному, так і підвищеним або зниженим тиском.

При випарюванні розчинів під атмосферним тиском вторинна пара, що утворюється, випускається в атмосферу. Такий спосіб випарювання найбільш простий.

При випарюванні під підвищеним тиском вторинна пара може використовуватися для нагрівання в інших споживачах тепла. При випарюванні під тиском

підвищується температура кипіння розчину, тому застосування такого способу обмежене температурою середовища, що нагріває, і властивостями розчину.

При випарюванні під зниженим тиском в апараті створюється розрідження з причини конденсації вторинної пари в барометричному конденсаторі і відсмоктування з нього газів, що не конденсується, за допомогою вакуум-насоса.

Випарювання при зниженому тиску дозволяє знизити температуру кипіння розчину і застосовується для випарювання термолабільних розчинів (цукор, молоко й інші розчини органічних речовин), а також висококиплячих розчинів, коли температура агента, що нагріває, не дозволяє вести процес під атмосферним тиском. Застосування вакууму дозволяє також збільшити різницю температур між нагрівальним середовищем і киплячим розчином, а отже, зменшити поверхню теплообміну. Недоліком випарювання під вакуумом є подорожчання установки і її експлуатації через додаткові витрати енергії на вакуум-насос, витрат на конденсаційний пристрій, витрат на обслуговування, амортизацію конденсаційного пристрою.

3.2. Характеристика нагрівальних середовищ – теплоносіїв

Робочі середовища, що змінюють температуру в процесі теплообміну, називаються теплоносіями. Інтенсивність передачі теплоти від одного теплоносія до іншого, стійкість процесу кипіння або конденсації, а також надійність роботи випарника залежать як від конструктивних особливостей апарата, так і від параметрів, фізичних і хімічних властивостей теплоносіїв. Фізичні і хімічні властивості теплоносіїв часто визначають вибір типу і конструкцію апарата.

Найважливішими умовами, від яких залежить вибір теплоносія: допустима температура нагрівання або охолодження теплоносія і можливість його регулювання; пружність пари при прийнятій температурі і термічна стійкість; фізичні властивості, що впливають на теплообмін; токсичність і хімічна активність; доступність і вартість; безпека при нагріванні.

У кожному конкретному випадку, виходячи з умов процесу, нагрівання середовища, конструктивних особливостей апарата, необхідно обґрунтувати вибір теплоносія, що максимально задовольняє запропоновані вимоги [7].

До найбільш поширених теплоносіїв належать: водяна насичена пара, продукти згорання палива, повітря, дисперсні середовища, високотемпературні рідини і їхні пари, рідкі метали.

Насичена водяна пара застосовується як нагрівальне середовище у стаціонарно встановлених апаратах. Його можна транспортувати трубопроводами на значні відстані. При нагріванні парою у широких межах і з достатнім ступенем точності можна регулювати температурний режим шляхом зміни тис-

ку пари методом дроселювання без зволоження або зі зволоженням. Пара доступна, нетоксична, відносно дешева, особливо якщо в апаратах використовують пару вже частково відпрацьовану в яких-небудь енергетичних установках.

У більшості випадків конденсація пари у випарнику відбувається при постійному тиску, постійній температурі і високому коефіцієнті теплообміну, що часто є вирішальним чинником при виборі теплоносія.

Основним недоліком водяної пари є значне підвищення тиску залежно від температури насичення. Так, наприклад, при тиску 0,09807 МПа температура пари складає 99,1°C, а температура насиченої пари 350°C може бути отримана тільки при тиску 15,5 МПа. Тому у випарниках пара як теплоносій застосовується для нагрівання інших середовищ до помірних температур 60...150°C і порівняно рідко до 200°C.

Продукти згорання палива використовуються як нагрівальні середовища, що дають можливість нагріти інший теплоносій до високої температури або створити великий температурний напір між нагрівальним і сприймаючим теплоту середовищами. Необхідно мати на увазі, що верхня температурна межа теплоносіїв і температурний напір обмежуються допустимою температурою поверхні теплообміну. Регулювання температурного рівня продуктів згорання палива здійснюється методом рециркуляції газів, що відпрацювали, або розведенням атмосферним повітрям. Останній спосіб зниження температури газу економічно не вигідний.

Продукти згорання палива мають істотні недоліки. У процесі нагрівання іншого теплоносія беруть участь великі об'єми газу, транспортування яких навіть на відстань кількох десятків метрів пов'язано з великими витратами енергії, тому, як правило, апарати встановлюють поблизу джерела одержання продуктів згорання. Загальний коефіцієнт тепловіддачі – конвекцією і випромінюванням від газів до поверхні теплообміну значно менший, ніж для інших теплоносіїв, особливо при температурі меншій 500°C. Випарники при їхньому розрахунку отримуємо громіздкими. Якщо в газах міститься пил або зола, то можливий інтенсивний знос і засмічення поверхні теплообміну. При деяких співвідношеннях температур теплоносіїв і концентрації SO₂ у газах спостерігається корозія трубопроводів. Можливий локальний перегрів поверхні теплообміну і теплоносія.

Повітря як теплоносій має більшість недоліків, властивих продуктам згорання палива. При високих температурах і однакових умовах руху в повітря менший коефіцієнт теплообміну з поверхнею, ніж у газового випромінювально-поглинального середовища, водночас повітря доступне, не токсичне, вибухобезпечене, не горить.

Дисперсні теплоносії – це проточні запылені газові теплоносії, що сприяють інтенсифікації тепло- і масообмінним процесам. Запылення газового потоку дозволяє промінепрозорі теплоносії перетворювати в теплопоглинальні і випромінювальні середовища. Дисперсні потоки зазвичай класифікуються за об'ємною концентрацією в них зернистої речовини. Кількісною об'ємною концентрацією прийнято вважати відношення об'єму твердих часток до загального об'єму всієї системи. Найбільший інтерес становлять дисперсні потоки з концентрацією твердої речовини від 0,004 до 0,03 м³/м³ газу (система «газозавись») і проміжні системи з концентрацією від 0,03 до 0,35 м³/м³ газу (псевдозріджений шар). В умовах експлуатації можна регулювати теплофізичні властивості і інтенсивність теплообміну дисперсних теплоносіїв із поверхнею шляхом зміни концентрації твердої зернистої речовини в потоці від нуля до граничного розміру. При застосуванні дисперсних теплоносіїв можуть бути створені більш компактні апарати в порівнянні з апаратами, що працюють на звичайних газових теплоносіях.

Високотемпературні теплоносії можуть застосовуватися в рідкому і пароподібному стані при температурі від 200 до 500°C і вище з помірним тиском 0,1...0,6 МПа, тобто при значеннях термодинамічних параметрів стану, далеких від критичних значень. Високотемпературні теплоносії діляться на три основні групи: теплоносії з металевим зв'язком, або рідиннометалеві; теплоносії з йонним зв'язком, або йонні; теплоносії з залишковим зв'язком, або органічні. Теплоносії повинні мати такі властивості: високу температуру кипіння при помірному тиску; високу інтенсивність теплообміну; низьку температуру твердіння; термічну стійкість; нешкідливість для матеріалів трубопроводів і нагрівальних секцій, негорючість, вибухобезпечність, відсутність токсичності; економічність.

При використанні високотемпературних теплоносіїв у температурних режимах нижче точки кипіння випарники можуть працювати при атмосферному і зниженому тисках. Властивості деяких із них наведені в табл.16.

Електрична енергія, хоча і не є теплоносієм, у звичайному розумінні цього слова, а скоріше способом обігріву, також знайшла широке застосування для нагрівання речовин у технологічних процесах. Застосовується три способи електрообігріву: електродуговий, діелектричне нагрівання і нагрівання опором. Останній набув поширення і має велику перспективу в районах, де відсутнє паливо, але є достатня кількість дешевої електроенергії, отримуваної від гідро- і атомних електростанцій.

16. Властивості деяких високотемпературних теплоносіїв

Назва теплоносія	Хімічна формула	Молекулярна маса <i>M</i> , кг	Температура плавлення, °С	Температура кипіння при $p=0,09807$ МПа, °С	Критична температура, °С	Критичний тиск, МПа
Дифеніл	$C_{12}H_{10}$	154,08	67	255,3	530	4,21
Дифеніловий ефір	$C_{12}H_{10}O$	170,08	27	259,0	532	3,45
Дифенілова суміш *	–	–	12	258,0	528	4,002
Нафталін	$C_{10}H_8$	128,16	80,2	$T_{возг}=218$	468,2	3,84
Гліцерин	$C_3H_8O_3$	92,09	-18,6	290	–	–
Кремнійорганічні сполуки	–	–	-36	435...440	–	–
Нітринітратна суміш **	–	–	143	Вище 550	–	–
Сплав натрій – калій ***	–	–	-11	784	–	–
Мінеральні масла	–	–	-20...-30	300...500	–	–
* Суміш 73,5% дифенілового ефіру і 26,5% дифенілу.						
** 7% $NaNO_3$ +40% $NaNO_2$ +53% KNO_3 .						
*** 25% Na, 75% K.						

До переваг електричного обігріву можна віднести простоту і легкість підведення і облаштування, зручність контролю, регулювання й обслуговування, можливість одержати майже будь-яку температуру і, нарешті, чистота і гігієнічні умови роботи. При переході електричної енергії в теплову часто вдається використовувати майже 100% підведеної енергії, однак, слід мати на увазі, що на базі теплового виробництва електроенергії електрообігрів завжди матиме більш низький ККД, ніж теплові способи нагрівання.

3.3. Теплофізичні властивості упарюваних розчинів

При випарюванні розчину його теплофізичні властивості безупинно змінюються, що має значення при розрахунку, конструюванні й експлуатації випарників. Розглянемо зміну цих властивостей під час випарювання τ і залежно від зростаючої концентрації розчину $K\eta$ при постійному тиску пари

над киплячим розчином, відповідно до рис.33. На рис.33,а показана зміна в часі концентрації розчину, на рис.33,б – зміна інших величин [18.25].

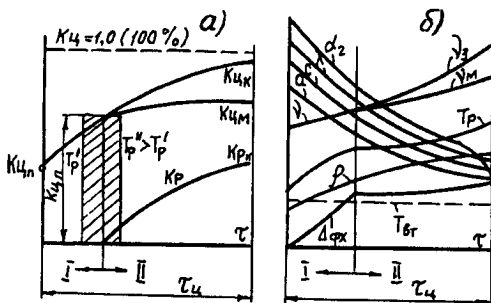


Рис.33. Зміна теплофізичних параметрів розчину при його випарюванні: а) концентрації; б) інших теплофізичних показників

Під час циклу випарювання $\tau_{ц}$ концентрація розчину $K_{ц}$ збільшується від початкової $K_{цн}$ до кінцевої $K_{цк}$. Концентрація змінюється спочатку швидко, а потім повільніше, асимптотично наближаючись до теоретичної межі $K_{цк}=1/(100\%)$, коли весь розчинник перетворюється у пару. Практично кінцева концентрація $K_{цк}$ визначається технічними умовами. При підвищенні концентрації змінюються властивості розчину: температура його кипіння, теплопровідність, в'язкість і ін.; це відбивається на умовах теплопередачі і режимі роботи випарника.

При даному тиску температура кипіння розчинів вища за температуру кипіння розчинника на величину температурної депресії Δ . Температурна депресія складається з двох величин: фізико-хімічної депресії $\Delta_{фх}$, викликані впливом розчиненої речовини; гідродинамічної (складається із гідравлічної і гідростатичної депресій) депресії Δ_z , обумовленої впливом тиску парорідинної суміші в розглядуваному горизонтальному перерізі апарата, а також втратою тиску на тертя і місцеві втрати в трубах, що з'єднують корпус випарної установки. При практичних розрахунках її приймають рівною 1°C для кожного корпусу випарної станції. Таким чином:

$$\Delta = \Delta_{фх} + \Delta_z \quad (3.1)$$

Температура кипіння розчину складається з температури кипіння розчинника і суми депресій:

$$T_{нр} = T_n + \Delta_{фх} + \Delta_z$$

де T_n – визначається за таблицями термодинамічного стану пари розчинника.

Значення фізико-хімічної депресії розчинів із різною концентрацією при атмосферному тиску можна визначити за даними табл.17.

17. Фізико-хімічна депресія водяних розчинів при атмосферному тиску

Розчинена речовина	Концентрація розчину, % (мас.)										
	10	20	30	35	40	45	50	55	60	70	80
CaCl ₂	1,5	4,5	10,5	14,3	19,0	24,3	30,0	36,5	43,0	60,0	—
Ca(NO ₃) ₂	1,1	2,5	4,3	5,4	6,7	8,3	10,0	13,2	17,2	31,2	49,2
CuSO ₄	0,3	0,6	1,4	2,1	3,1	4,2	—	—	—	—	—
FeSO ₄	0,3	0,7	1,3	1,6	—	—	—	—	—	—	—
KCl	1,3	3,3	6,1	8,0	—	—	—	—	—	—	—
KNO ₃	0,9	2,0	3,2	3,8	4,5	5,2	6,1	7,2	8,5	11,6	—
KOH	2,2	6,0	12,2	17,0	23,6	33,0	45,0	60,4	78,9	126,5	190,3
K ₂ CO ₃	0,8	2,2	4,4	6,0	8,0	10,9	14,6	19,0	24,0	—	—
MgCl ₂	2,0	6,6	15,4	22,0	—	—	—	—	—	—	—
MgSO ₄	0,7	1,7	3,4	4,8	7,0	—	—	—	—	—	—
NH ₄ Cl	2,0	4,3	7,6	9,6	11,6	14,0	—	—	—	—	—
NH ₄ NO ₃	1,1	2,5	4,0	5,1	6,3	7,5	9,1	11,0	13,2	19,0	28,0
(NH ₄) ₂ SO ₄	0,7	1,6	2,9	3,7	4,7	5,9	7,7	—	—	—	—
NaCl	1,9	4,9	9,6	—	—	—	—	—	—	—	—
NaNO ₃	1,2	2,6	4,5	5,6	6,8	8,4	10,0	12,0	—	—	—
NaOH	2,8	8,2	17,0	22,0	28,0	35,0	42,2	50,6	59,6	79,6	106,6
Na ₂ CO ₃	1,1	2,4	4,2	5,3	—	—	—	—	—	—	—
Na ₂ SO ₄	0,8	1,8	2,8	—	—	—	—	—	—	—	—
Дицукроза	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	1,9	2,3	3,0	5,1	9,4
Сиропи: паточні,	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,65	6,45
інвертні	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8,1	13,5

Аналіз складових рівняння (3.1) засвідчує, що процес випарювання можна інтенсифікувати шляхом ведення його в тонкому шарі. При цьому практично позбуваємося від однієї складової правої частини формули (3.1) і отримуємо:

$$\Delta = \Delta_{\phi x}$$

Якщо відома фізико-хімічна депресія при атмосферному тиску $\Delta_{\phi x}^{am}$, можна за формулою Тіщенка знайти депресію при інших тисках:

$$\Delta_{\phi x}^{неат} = 67,5 \cdot T_{пр}^2 \cdot \Delta_{\phi x}^{am} / r,$$

де $\Delta_{\text{фх}}^{\text{неат}}$ – шукана депресія при тисці випарювання, K ; $T_{\text{ип}}$ – абсолютна температура кипіння розчину, K ; r – прихована теплота пароутворення для води при тиску випарювання, кДж/кг.

Із збільшенням концентрації і густини зменшується теплопровідність і теплоємність розчину і збільшується (особливо для цукрових розчинів) в'язкість. Одночасно падає температуропровідність, що загалом призводить до збільшення числа Прандтля і погіршення умов тепловіддачі від поверхні нагрівання апарата до киплячого розчину під час стуження.

Концентрування розчину спричиняє також зміну умов накопчування на нагрівальних стінках секцій випарника. Зазвичай збільшення концентрації розчину сприяє відкладенню накипу. У деяких випадках, навпаки, накип розпушується і відпадає.

При випарюванні пересичених розчинів, що кристалізуються, надлишок речовини випадає у тверду фазу. Якщо до моменту часу τ_0 розчин доведений до концентрації пересичення $K_{\text{цн}}$, як показано на рис. 33,а, то подальше згущення призводить до випадіння і росту масового вмісту кристалів Kp у розчині.

Для прискорення росту кристалів в апарат вводять нові порції свіжого розчину, тому теплофізичні властивості маси, що уварюється, змінюються залежно від режиму живлення апарата розчином.

Концентрація пересичення є межею двох ділянок:

I – ділянка ненасичених розчинів, для згущення яких застосовуються звичайні випарники; II – ділянка пересичених розчинів, які кристалізуються, їх згущення відбувається у вакуум-апаратах.

Концентрація пересичення $K_{\text{цн}}$ змінюється в межах заштрихованої на рис. 33, а смуги залежно від необхідного ступеня пересичення і температури. Концентрація розчину з даним ступенем пересичення зменшується зі зниженням температури кипіння (на рисунку $T'_p < T''_p$). В ділянці розчинів, що кристалізуються,

крива концентрації розширюється. Верхня крива належить до всієї маси, зокрема кристалів, нижня — дає концентрацію міжкристалевого розчину. Так само ділиться на дві криві лінія в'язкості, наведена на рис.33,б: верхня показує ефективну в'язкість усієї суспензії, нижня — в'язкість міжкристалевого розчину.

При випарюванні розчинів, що містять антикристалізатори або розчинів, що не кристалізуються, ділянка II відсутня і лінії концентрації і в'язкості не роздвоюються. При підвищенні концентрації розчинених речовин і температури кипіння органічні речовини, що знаходяться в розчині, інтенсивніше розкладаються і кінцевий продукт може набути смаку, кольору або запаху. Для збереження якості продукту концентровані розчини випарюють під вакуумом при знижених температурах.

3.4. Класифікація випарних апаратів і способів випарювання

Зростання концентрації розчинів відбувається у випарниках різних конструкцій. Теплоносієм використовують насичену водяну пару. Залежно від умов випарювання застосовуються однокорпусні і багатокорпусні випарні апарати-установки, складені з кількох одиничних випарників [13,57].

За способом ведення процесу розрізняють періодичне і безперервне випарювання. У випарниках періодичної дії рідина подається в апарат, випарюється до необхідної, більш високої концентрації, потім упарений розчин видаляється з апарата. Вільний і пропарений апарат знову заповнюється неконцентрованим розчином. Періодичне випарювання застосовується в установках невеликої продуктивності, або коли згущена рідина не піддається відкачці насосом, або в тих випадках, коли необхідно випарити весь розчинник.

Апарати безперервної дії більш економічні в тепловому відношенні, позаяк у них відсутні втрати, пов'язані з витратою теплоти на періодичний розігрів апарата. У більшості випадків апарати безперервної дії компонується в багатокорпусні випарні установки, що являють собою кілька з'єднаних один з одним апаратів (корпусів), які працюють під тиском, що знижується у напрямку від першого корпусу до останнього. Свіжою парою при цьому обігривається тільки перший корпус. Вторинна пара, що утворюється в першому корпусі, спрямовується на обігрів другого корпусу, де тиск нижчий, і т.д. Вторинна пара з останнього корпусу надходить у конденсатор (якщо цей корпус працює під вакуумом) або використовується поза установкою (якщо останній корпус працює під підвищеним тиском). Отже, у багатокорпусних випарних установках відбувається багатократне використання тієї самої кількості теплоти (теплоти, що віддається нагрівальною парою у першому корпусі), що дозволяє заощадити значну кількість споживаної свіжої пари.

Звичайно, не вся вторинна пара спрямовується на обігрів наступного випарного апарата, а частково відбирають її для обігріву іншої апаратури. Видалена з установки вторинна пара називається екстрапарою. З різних корпусів відводиться екстрапара різного потенціалу; кількість і температура відведених парів визначається вимогами тепловикористовуючих пристроїв. У будь-який корпус установки можна вводити додатково нагрівальну пару, що відпрацювала у двигунах (ретурна пара), якщо її тиск відповідає тиску в паровій камері даного корпусу.

Таким чином, багатокорпусна установка, крім свого основного призначення – згущати розчин, постачає підприємства нагрівальною парою і гарячою водою (конденсатом). Рациональне тепловикористання можливе завдяки безперервності процесу; при періодичному випарюванні використання вторинної пари затrudнене або неможливе через нерівномірність її одержання. Застосу-

вання багатокорпусних випарних установок безперервної дії обумовлює досить досконалу теплову схему підприємств.

У випарну установку розчин може подаватися за трьома схемами: протитієїного, прямотієїного і паралельного живлення.

При прямотієїному живленні, наведеному на рис.34,а, розчин подається у головний (перший за порядком) корпус і самоплином переходить у наступні корпуси за рахунок різниці тисків. При переході розчину з попереднього корпусу в наступний, в ділянці меншого тиску і меншої температури, частина води з цього розчину випаровується за рахунок надлишкової теплоти, що міститься в розчині (явище самовипарювання). Концентровані розчини знаходяться у зоні найнижчих температур, що важливо для збереженої якості деяких розчинів (наприклад, цукрових).

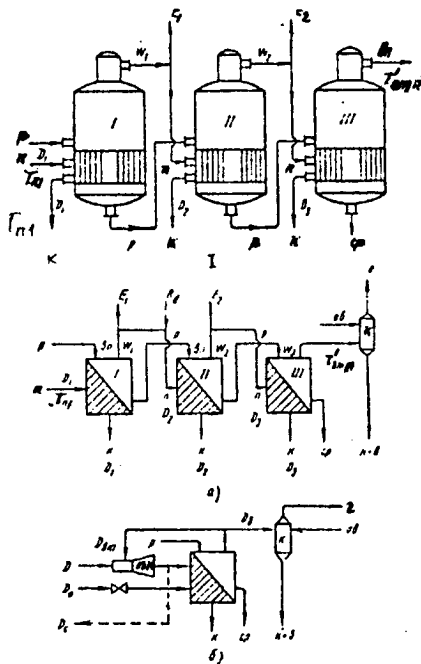


Рис.34. Схема випарних станцій: 1) загальний вигляд трикорпусної станції і схематичне зображення: а) трикорпусної станції; б) апарат з пароструминним компресором

Позначення: К – конденсатор, Е – екстрапара, D – нагрівальна пара, R_д – ретурна пара, ов – охолоджувальна вода, к+в – суміш конденсата з охолоджувальною водою,

ПК – пароструминний компресор, D_{вт} – вторинна пара, D₀ – гостра пара,

D_с – надлишкова вторинна пара, D_с – надлишкова стискуюча пара

При протитечійному живленні схема руху пари зберігається, але розчин надходить в останній корпус і в концентрованому вигляді виходить із першого. Для перекачування рідини з корпусу в корпус у цьому випадку використовують насоси, щоб подолати протитиск попереднього корпусу. При протитечійній схемі самовипарювання відсутнє. Ця схема застосовується при випарюванні термічно стійких розчинів, що поліпшує умови циркуляції і теплообміну в апаратах.

При паралельному живленні розчин надходить в усі корпуси одночасно і з них же відбирається. За нагрівальною парою зберігається послідовне сполучення корпусів. Схема застосовується при випарюванні розчинів, із яких видаляється невелика кількість розчинника.

Корпуси установки нумеруються від головного корпусу, в який подається гостра пара. При введенні ретурної пари в корпус, що знаходиться після першого, I корпус називається 0 корпусом і нумерація корпусів пишеться так: 0, 1, 2 і т.д.

Ряд продуктів не витримує навіть короткочасного впливу високих температур, що створюються в головному корпусі багатокорпусної установки. У цих випадках знаходить застосування установка з тепловим насосом. Застосування теплового насоса можливе як при одиночних випарних апаратах, так і на окремих ступенях багатокорпусної установки. На рис.34,б наведена принципова схема однокорпусної установки з тепловим насосом – пароструминним компресором (інжектором).

Зауважимо, що при будь-якій схемі відведення вторинної пари в конденсатор, замість використання її для обігрівання, слід розцінювати як пряму теплову втрату установки. Тому бажаний найменший вихід пари в конденсатор.

До основних величин, що характеризують роботу випарного апарата, варто віднести корисну різницю температур. Ця різниця температур розподіляється відповідно до термічних опорів, що послідовно долається тепловим потоком: $\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_c + \Delta T_n + \Delta T_2$. Тут ΔT_1 – перепад температур на ділянці конденсації нагрівальної пари; ΔT_c – у товщі стінок кип'ятильних труб апарата; ΔT_n – у товщі шару накипу і ΔT_2 – на ділянці тепловідача від шару накипу до киплячого розчину.

Розглянутий вираз можна перенести на багатокорпусну установку, повним температурним перепадом якої є різниця між температурою нагрівальної пари I-го корпусу і температурою вторинної пари останнього, n-го корпусу.

$$T_{новн} = T_{n1} - T'_{амн}.$$

Температурні втрати всіх корпусів підсумовуються:

$$\sum_1^n \Delta = \sum_1^n \Delta_c + \sum_1^n \Delta_r + \sum_1^n \Delta_{\phi}.$$

При розрахунках величиною Δ_c задаються в межах 1...2 K, потім для перевірки цієї величини роблять гідравлічний розрахунок паропроводу.

Величина Δ_c становить різницю між температурами вторинної пари над розчином і пари, що знаходиться наприкінці паропроводу. Величина Δ_c , через складність гідродинаміки випарних апаратів, приймається за практичними даними залежно від паровмісту, властивостей розчину і висоти шару киплячої рідини. Фізико-хімічну депресію визначають за даними табл.17.

Величини Δ_c , Δ_c і $\Delta_{фх}$ прийнято відносити до температурних втрат тому, що збільшення Δ приводить до підвищення температури кипіння розчину, до зближення її з температурою нагрівальної пари, і до зменшення корисного перепаду температур, що забезпечує теплообмін.

Загальний корисний температурний перепад для усієї випарної установки:

$$\Delta T = \Delta T_{\text{повн}} - \sum_1^n \Delta.$$

При тепловому розрахунку випарної установки необхідно правильно розподілити загальний корисний температурний перепад між корпусами установки відповідно до умов теплопередачі і теплових навантажень цих корпусів.

3.5. Економічність багатократного випарювання

Принцип багатократного використання теплоти має свою історію. У 1860 р. Пекле у своїй праці про теплоту і її застосування в науці і техніці, говорив: «Якщо рідина упарюється в закритій посудині і саме при температурі, що вище за точку кипіння її на повітрі, то витрачена теплота при першому процесі може бути використана кілька разів, звичайно, в більш складних апаратах, що вимагають відповідного пристрою й обслуговування, але які дають значну економію».

Потім Пекле дає докладний опис трикорпусної випарної установки. Це – звичайні закриті посудини зі змійовиками, в яких відбувається випарювання, причому тільки в перший корпус надходить свіжа пара з парового котла, а в другому і третьому корпусах використовується вторинна пара, отримана від випарювання розчинів. До цього опису Пекле додає: «Було б дуже вигідно підтримувати в апараті розрідження за допомогою повітряного насоса, з'єданого з резервуаром для конденсаційної води, що може бути приведена у рух машиною високого тиску пари (по тим часам високий тиск 0,4...0,6 МПа) і без конденсації останнього, тому що пара, після її використання в паровій машині, може бути застосована для обігріву першого корпусу, у результаті чого рушійна сила нічого б не коштувала».

Таким чином, ще в 1860 р. Пекле вказував на доцільність створення теплосилової установки з протитиском і з використанням відпрацьованої пари. У цукровій промисловості випарні установки такого типу прийняті без усяких

винятків і експлуатуються вже друге сторіччя. Графічна діаграма, наведена на рис. 35, дає наочне уявлення про витрату теплоти і показує, що зі збільшенням числа корпусів збільшується кратність використання пари.

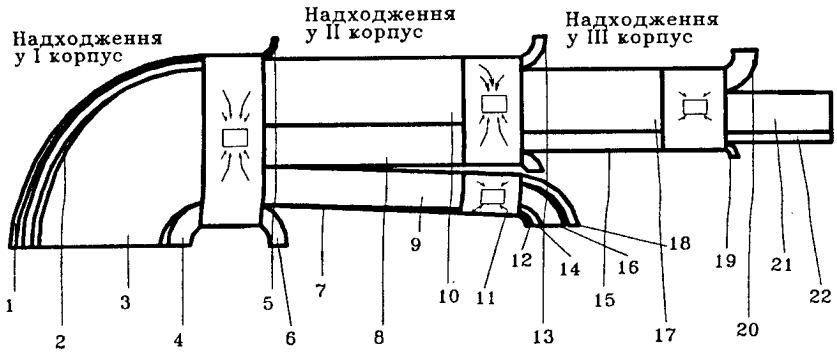


Рис.35. Тепловий баланс трикорпусної випарної станції:

- 1 – теплота з промивальною водою; 2 – непогодженість балансу;
- 3 – теплота нагрівальної пари; 4 – теплота з електролітичним лугом;
- 5 – випромінювання; 6 – конденсат; 7 – вторинна пара в II-й корпус;
- 8 – теплота з рідиною; 9 – теплота середньої рідини; 10 – вихідна вторинна пара; 11 – конденсат; 12 – конденсат; 13 – випромінювання і непогодженість балансу; 14 – теплота з рідиною; 15 – теплота з рідиною; 16 – вихідна пара;
- 17 – пара III-го корпусу; 18 – випромінювання і непогодженість балансу;
- 19 – конденсат; 20 – випромінювання і непогодженість балансу;
- 21 – конденсат; 22 – теплота з рідиною.

З метою з'ясування сутності багатократного використання пари, що застосовується в промислових установках, і для спрощення міркувань приймаємо такі допущення: 1 – концентрація киплячого розчину і висота шару не чинять впливу на температуру кипіння рідини; 2 – стінка, що розділяє розчин і пару, має відносно малий термічний опір; 3 – робота випарки відбувається без втрат у навколишнє середовище. Випарювання в цих умовах будемо вважати як випарювання при ідеальних умовах [26,35].

Допустимо, що процес концентрації відбувається в однокорпусному апараті. Потрібно довести концентрацію розчину від 15 до 60%. При продуктивності апарата 400 кг/хв необхідно випарити розчинник:

$$W=400[(60-15)/60]=300 \text{ кг/хв.}$$

Пара, що надходить на випарку, має тиск 0,2 МПа, $x=1$, $i=2707$ кДж/кг. Розчин надходить в апарат, нагрітим у підігрівнику до 100°C. Тоді для випарюван-

ня 1 кг води з розчину при тиску пари в просторі киплячого розчину 0,1 МПа буде потрібно витратити енергію, рівну тепловмісту пари при 0,1 МПа, тобто 2675 кДж/кг , загальна кількість теплової енергії у вторинній парі буде $2675 \cdot 300 = 802500 \text{ кДж/хв}$.

Таким чином, буде використано пари: $802500/2707 = 296,45 \text{ кг/хв}$, тобто на 1 кг випареної рідини витрачається приблизно 1 кг пари.

У нашому випадку протягом хвилини одержуємо біля 300 кг вторинної пари при тиску 0,1 МПа з температурою 99,6°C. Цю пару можна використовувати для опалення або попереднього нагрівання розчину в підігрівнику і на інші цілі замість свіжої пари з парових котлів, що дає певну економію у витраті палива на заводі.

Конденсат, що утворився в кількості 296,45 кг/хв у паровому просторі апарата має температуру 120°C і може бути використаний як живильна вода для парових котлів або на інші виробничі потреби.

Розглянемо процес випарювання розчину, що відбувається в прямотечійній випарній установці, яка складається з двох корпусів випарників. Виходячи з продуктивності на кожному апараті, у нашому випадку має випарюватися по 150 кг/хв.

Якщо в перший корпус випарки буде надходити гріюча пара з тиском 0,2 МПа і температурою 120,2°C (температура кипіння розчину в цьому корпусі 100°C), то вона цілком може служити нагрівальною парою першого апарата. Якщо пара, що виділяється при кипінні розчину в першому корпусі, буде мати температуру 100°C, то вона може служитиме нагрівальною парою для другого корпусу, за умови, що кипіння розчину в цьому апараті відбуватиметься при температурі нижче 100°C, наприклад 90°C. Це можливо, коли кипіння буде відбуватися при зниженому тиску в порівнянні з тиском у просторі над розчином першого корпусу. Для досягнення цього пара, що виділяється при кипінні розчину в другому корпусі, повинна бути перетворена у конденсат у спеціальному конденсаторі. При конденсації, завдяки тому що конденсат займає значно менший об'єм, ніж займала до цього пара, створюється зниження тиску пари розчину в другому корпусі проти тиску в просторі киплячого розчину першого корпусу. У нашому випадку при тиску 0,07 МПа розчин буде кипіти при температурі 90°C. На підставі цих даних виконаємо розрахунок.

Для випарювання в першому корпусі 150 кг води з розчину, що має температуру 100°C, потрібно затратити:

$$(2675 - 419) \cdot 150 = 338400 \text{ кДж/кг}$$

Нагрівальна пара першого корпусу, використовується з температурою 120°C, що у процесі конденсації утворює конденсат із цією ж температурою. Тоді тепла енергія, що використовується в цьому корпусі, дорівнюватиме:

$$2707 - 503,7 = 2203,3 \text{ кДж/кг}$$

де 2707 – тепловміст пари при температурі 120°C.

Для випарювання 150 кг рідини в першому корпусі потрібно затратити нагрівальної пари:

$$338400/2203,3=153,6 \text{ кг/хв.}$$

Звідси випливає, що 1 кг свіжої пари, потрапляючи в перший корпус, випарить наступна кількість води $153,6/150=1,024$ кг.

Для подальшого випарювання інших 150 кг води з випарюваного розчину, що має температуру 90°C, потрібно затратити теплової енергії:

$$(2659-377) \cdot 150=342300 \text{ кДж/кг.}$$

Водночас, 1 кг пари, отриманий у першому корпусі в результаті випарювання розчину, що має температуру 100°C, конденсуючись при тій само температурі в паровому просторі другого корпуса, затрачує таку кількість теплової енергії:

$$2675-419=2256 \text{ кДж/кг,}$$

де 2675 – тепловміст пари при температурі 100°C.

Визначимо кількість пари, що необхідно подати в паровий простір другого корпуса, щоб випарити 150 кг води за хвилину. Вона буде становити:

$$342300/2256=151,8 \text{ кг/хв.}$$

Звідси можна визначити, скільки кілограмів води в другому корпусі випарить 1 кг пари, що надходить із першого корпуса:

$$150/151,8=0,988 \text{ кг.}$$

Підбиваючи підсумки нашим розрахункам, одержуємо, що 1 кг свіжої пари випарює з розчину в двокорпусній випарці $1,024+0,988=2,012$ кг води, або практично – 1 кг свіжої пари випарює з розчину 2 кг води.

Виконуючи подібні розрахунки для три-, чотири- і п'ятикорпусної випарки, ми дійдемо висновку, що при трикорпусній випарці 1 кг свіжої пари може випарити 3 кг води, при чотирьокорпусній 4 кг і при п'ятикорпусній – 5 кг води і так далі.

При розрахунку ми зробили допущення, що розчин, який перейшов із першого корпуса в другий, має температуру рівну 100°C, а не 90°C, тобто температуру кипіння його не в першому корпусі, а в другому. Відомо, що рідина, нагріта до деякої температури, що надійшла у простір, де відбувається кипіння тієї ж рідини, але під зменшеним тиском її пари (а завдяки цьому і при більш низькій температурі), охолоджується до температури кипіння її в зазначеному просторі. Тепло, що виділяється при цьому, йде на випарювання цієї рідини, тобто буде спостерігатися явище самовипарювання.

У розглянутому випадку з першого корпуса розчин поступає з температурою 100°C у другий корпус, де температура кипіння 90°C. При цих умовах самовипарювання зводиться до того, що частина води випаровується за рахунок різниці температур пари в обох корпусах. У першому за 1 хв випарюється 150 кг води і, отже, у другий потрапляє $400-150=250$ кг. При теплоємності розчину

рівній 3,56 кДж/(кг·К), у другому корпусі з потрапляючого розчину шляхом самовипарювання виділяється теплової енергії:

$$250 \cdot 3,56 \cdot (100 - 90) = 8900 \text{ кДж.}$$

Кількість випареної рідини за рахунок самовипарювання складає:

$$8900 / 2659 = 3,35 \text{ кг.}$$

Звідси випливає, що витрачені 150 кг свіжої пари випарюють

$$150 + 150 + 3,35 = 303,35 \text{ кг,}$$

тобто 1 кг випарює не 2 кг, а $303,35 / 150 = 2,02$ кг води.

У виробничих умовах бувають випадки, коли ефект самовипарювання досягає більших значень, не перевищуючи, однак, 10...12% загальної витрати теплоти.

3.6. Оптимальна кількість корпусів випарної установки

Практично кількість корпусів, що складають випарну установку, обмежена впливом факторів технологічного і фізико-хімічного характеру [28,35].

Температура кипіння в першому корпусі випарки багатократної дії знаходиться в залежності від найвищої температури, при якій розчин може деякий час залишатися без помітного розкладання речовини. Справа в тому, що органічні речовини розкладаються при температурах 100...110°C, у цих випадках гріюча пара застосовується ретурна (відпрацьована) з тиском 0,15...0,25 МПа, що відповідає температурам 110,8...129°C.

На хімічних виробництвах зазвичай випарюються розчини, що практично не розкладаються при високих температурах.

При розрахунку багатокорпусної випарної установки $\Delta T_{\text{повн}}$ доцільно розподіляти по корпусах таким чином, щоб поверхні всіх корпусів були однакові, це спрощує й здешевлює виготовлення і забезпечує уніфікацію деталей. Іноді $\Delta T_{\text{повн}}$ розподіляють так, аби загальна поверхня всіх корпусів була мінімальною.

Іноді враховують обидва названих чинники. Теплова економічність випарної установки підвищується зі збільшенням числа корпусів. Однак при великій кількості корпусів зменшується корисна різниця температур у кожному корпусі і, отже, збільшується поверхня нагрівання установки.

Чинники, що визначають найвигіднішу кількість корпусів, виявляють причину, залежність між різницею температур гріючої пари і киплячої рідини. Чим менша ця різниця для установки загалом, тим коротшим повинен бути ланцюг апаратів у ній, оскільки для кожного апарата не можна залишити перепад температур меншим 5...10°C.

Приклад 21. Різниця температур нагрівальної пари, що надходить у перший корпус, і насичення вторинної пари з останнього корпуса складає $\Delta T_{\text{повн}} = 80^\circ\text{C}$, а температуроспоживання в кожному з корпусів складає 10°C.

Тоді в двокорпусній установці повна різниця температур складе:

$$80 - 2 \cdot 10 = 60^{\circ}\text{C}.$$

Відповідно, розподіл температури по корпусах буде:

$$60 : 2 = 30^{\circ}\text{C}.$$

У трикорпусній установці: $(80 - 3 \cdot 10) / 3 = 16,7^{\circ}\text{C}$,

у чотирикорпусній: $(80 - 4 \cdot 10) / 4 = 10,0^{\circ}\text{C}$,

у п'ятикорпусній: $(80 - 5 \cdot 10) / 5 = 6,0^{\circ}\text{C}$.

При восьми корпусах корисна різниця температур дорівнює нулю.

Таким чином, для прийнятих умов випарна установка, обладнана апаратами з природною циркуляцією, може працювати з числом апаратів не більш чотирьох.

Використовуючи апарати з вимушеною циркуляцією і приймаючи температурні втрати для кожного корпуса 5°C , можна установити п'ять корпусів.

Для апаратів із вимушеною циркуляцією можлива кількість корпусів вища, ніж для апаратів із природною циркуляцією. Із збільшенням кількості корпусів витрати на спорудження установки зростають приблизно пропорційно числу корпусів, а витрати теплоти зменшуються порівняно повільно. Тому, як правило, встановлюють меншу кількість корпусів, ніж цього вимагає тепловий розрахунок. Найбільше поширення отримали випарні установки з двома-чотирма корпусами. Установки з числом корпусів більше п'яти зустрічаються рідко.

3.7. Конструктивні схеми і типи трубчастих випарних апаратів

Зараз відомо біля 100 різновидів випарних апаратів із паровим обігрівом, із яких понад 30 виготовляються серійно машинобудівними заводами.

Класифікація апаратів може бути зроблена на підставі різних ознак: розташування, виду, конфігурації і компоновання нагрівальної поверхні; взаємного розташування пари і розчину, кратності і режиму циркуляції і ін. [34,40,41].

З конструктивної схеми випарного апарата з вертикальними кип'ятильними трубами і центральною циркуляційною трубою випливає, що основними елементами випарного апарата є камера, куди надходить нагрівальна пара, простір із киплячою рідиною і простір із вторинною парою. Основні елементи доповнюються допоміжними патрубками для підведення і відведення робочих середовищ, для відведення конденсату нагрівальної пари і газів, які не конденсуються, сепараторів і уловлювачів для відділення піни і крапель від вторинної пари й ін. В апаратах розташування поверхні нагрівання можуть бути вертикальними, горизонтальними і похилими.

Поверхні нагрівання зустрічаються різноманітної конфігурації: вони можуть бути сорочкові, у вигляді підвісних камер із кільцевих елементів, змієвиковими, трубчастими, пластинчастими або ребристими. Можливі й інші конфігурації поверхонь нагрівання.

Залежно від взаємного розташування робочих середовищ апарати можуть бути паротрубними, якщо усередині трубок знаходиться пара, або рідиннотрубними, якщо рідина кипить усередині трубок. За компонованням поверхні нагрівання розрізняють апарати з горизонтальними або з вертикальними винесеними паровими камерами, з вертикальними або горизонтальними внутрішніми паровими камерами.

За характером циркуляції апарати класифікують по кратності і по режиму циркуляції. Зустрічаються апарати прямотечійні, з однопрохідною циркуляцією, через які розчин проходить в один прийом; і апарати з багатократною циркуляцією, в яких розчин кілька разів проходить через той самий переріз апарата. За режимом циркуляції слід розрізняти апарати з вимушеним рухом розчину, з організованою природною циркуляцією, що характеризується наявністю визначеного циркуляційного контуру, і з неорганізованою природною циркуляцією, коли рідина кипить, наприклад, між трубами, і визначений напрямок руху розчину відсутній.

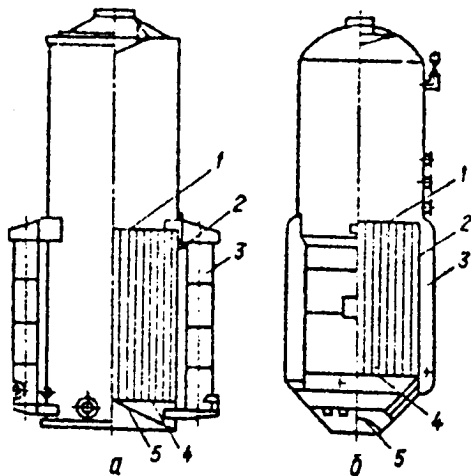


Рис.36. Схема випарного апарата типу ВЦ: а) ВЦ-58; б) ВЦ-62;
1 і 4) відповідно, верхня і нижня трубчаста решітка; 2) водозливи;
3) циркуляційні труби; 5) днище

Особливе місце посідають ротаційні випарні апарати з обертовою поверхнею нагрівання. З огляду на особливе значення циркуляції при випарюванні концентрованих розчинів, прийемо за визначальну ознаку характер циркуляції і розглянемо конструктивні схеми випарних апаратів, що передбачені в ГОСТ 11987-81 «Аппараты выпарные трубчатые» і наведені на рис.36...42 і в таблицях 18...25, а також інші апарати, конструкції яких не передбачені цим стандартом.

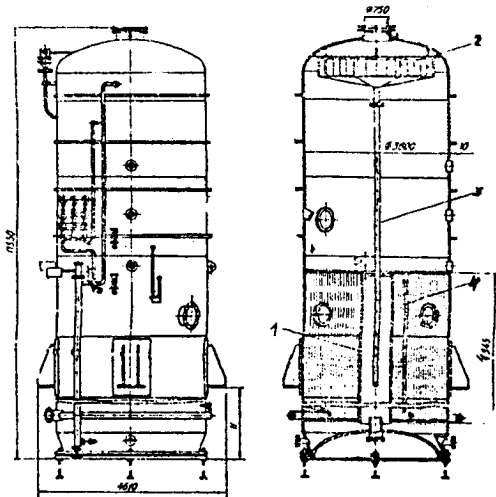


Рис. 37. Випарний апарат типу А2-ПВВ-2360: 1) циркуляційна труба; сепаратор пари; 3) зливання конденсату; 4) нагрівальна камера

Нижче наводяться випарні апарати, які не увійшли в ГОСТ 11987-81, що в основному застосовуються в переробних галузях АПК. Удосконалюючи циркуляційні випарні апарати, були створені апарати типу ВЦ із винесеними циркуляційними трубами. Основні елементи конструкції такого апарата подані на рис.36. У цих апаратах верхня і нижня трубні решітки плоскі, двоххилі, виконані з нахилом до зовнішніх стінок корпуса апарата. Такий нахил нижньої трубної решітки забезпечує повне відведення конденсату з нагрівальної камери через приймальну коробку і патрубок, нахил верхньої трубної решітки забезпечує швидкий стік соку, що циркулює, з корпуса в циркуляційні труби. В апараті встановлені широкі водозливи, циркуляційні труби опущені нижче верхньої трубної решітки апарата на 200 мм і винесені назовні. Нижнє днище апаратів, призначених для роботи першим корпусом випарної станції, з'ємне, увігнуто всередину апарата; в апаратів, що працюють іншими корпусами випарної станції, нижнє днище незйомне з лазом для ремонту. Апарати типу ВЦ обладнані винесеним сепаратором-уловлювачем. Підведення екстра-пари в уловлювач тангенціальний. Розчин, що відокремився від екстрапари, відводиться з уловлювача під нижню трубну решітку апарата. Для контролю і регулювання рівня розчину в апараті є оглядові вікна.

Останнім часом для згущення бурякового соку почали застосовувати апарати типу А2-ПВВ і ВАГ. Апарат типу А2-ПВВ-2360, наведений на рис.37, має циліндричний корпус, до якого кріпиться верхнє і нижнє днище. Верхнє днище

приварене до корпусу, а нижнє – з'ємне і кріпиться до корпусу за допомогою фланцевого з'єднання.

18. Типи випарних трубчастих апаратів за ГОСТ 11987-81

Тип	Найменування	Виконання	Призначення
1	Випарні трубчасті апарати з природною циркуляцією	1 – з співвісною двоходовою гріючою камерою	Випарювання розчинів, які не утворюють осаду на нагрівальних трубах, а також при незначних накипоутвореннях на трубах, що видаляються промивкою
		2 – з винесеною гріючою камерою	Випарювання розчинів, які виділяють незначний осад, який видаляється механічним способом
		3 – з співвісною гріючою камерою і солевідділенням	Випарювання розчинів, які виділяють кристали і утворюють осад, що видаляється промивкою
2	Випарні трубчасті апарати з вимушеною циркуляцією	1 – з винесеною гріючою камерою	Випарювання в'язких розчинів чи таких, які утворюють осад на нагрівальних трубах, що видаляється механічним способом
		2 – з співвісною гріючою камерою	Упарювання в'язких чистих розчинів, які не виділяють осаду, а також при незначному накипоутворенні на трубах, що видаляються промивкою
3	Випарні трубчасті апарати плівочні	1 – з висхідною плівкою	Упарювання розчинів, які піняться
		2 – зі стікаючою плівкою	Упарювання в'язких і термостійких розчинів
Крок і розміри трубок у нагрівальних камерах повинні відповідати таким розмірам:			
Діаметр труби, мм		Крок розбивання, мм по стороні рівностороннього трикутника	
38		48	
57		70	

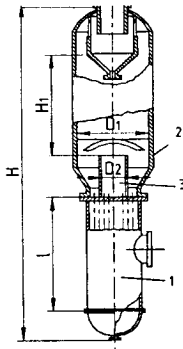


Рис. 38. Випарний апарат (тип 1, виконання 1): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор, 3) розподільча камера (див. табл. 19)

19. Випарний апарат з природною циркуляцією і співвісною двоходовою грійочною камерою (тип 1, виконання 1), розміри в мм (див. рис. 38)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині		Діаметр нагрівальної камери D , не менше	Діаметр сепаратора D_1 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_2 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
$l=3000$	$l=4000$					
10	–	400	600	250	10500	1000
16	–	600	800	300	10500	1200
25	–	600	1000	400	11000	2200
40	–	800	1200	500	11000	3000
63	–	1000	1400	600	11500	4800
100	–	1000	1800	700	11500	6000
–	160	1200	2400	1200	12500	8600
–	250	1400	3000	1400	12500	13000
–	400	1800	3800	1800	12500	21000

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більш 2000 мм.
2. Умовний тиск у грійочій камері – від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа.

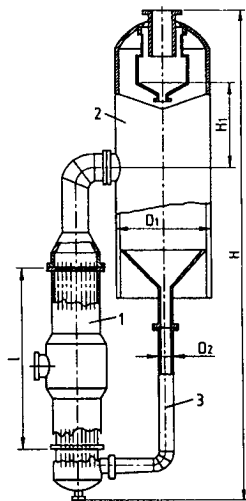


Рис. 39. Випарний апарат (тип 1, виконання 2): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор, 3) циркуляційна труба (див. табл. 20)

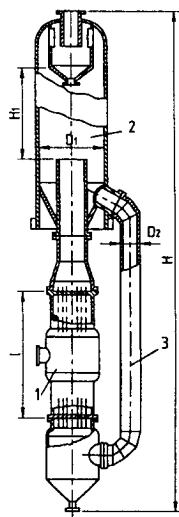


Рис. 40. Випарний апарат (тип 1, виконання 3): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор, 3) циркуляційна труба (див. табл. 21)

20. Випарний апарат з природною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою (тип 1, виконання 2), розміри в мм (див. рис. 39)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині		Діаметр нагрівальної камери D_1 , не менше	Діаметр сепаратора D_2 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_3 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
$l=4000$	$l=5000$					
10	–	400	600	200	12000	1700
16	–	400	800	250	12000	2500
25	–	600	1000	300	12500	3000
40	–	600	1200	400	12500	4700
63	–	800	1600	500	13000	7500
100	112	1000	1800	600	13000	8500
125	140	1000	2200	700	13500	11500
160	180	1200	2400	700	13500	12000
200	224	1200	2800	800	14500	14800
250	280	1400	3200	900	14500	15000
315	355	1600	3600	1000	15000	21000
–	400	1600	3800	1000	15000	26500
–	450	1600	4000	1000	15000	31800
–	500	1600	4500	1200	16500	33000
–	560	1800	4500	1200	17000	38300
–	630	1800	5000	1200	17000	40000
–	710	2000	5000	1400	18000	50000
–	800	2000	5600	1400	18000	55000

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більше 2500 мм.
2. Умовний тиск у нагрівальній камері – від 0,014 до 1,0 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа.

21. Випарний апарат з природною циркуляцією, співвісною нагрівальною камерою і солевідділенням (тип 1, виконання 3), розміри в мм (див. рис. 40)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині		Діаметр нагрівальної камери D , не менше	Діаметр сепаратора D_1 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_2 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
$l=4000$	$l=6000$					
10	–	400	600	200	14500	19000
16	–	400	800	250	14500	2500
25	–	600	1000	300	14500	2700
40	50	600	1200	400	15500	3000
63	80	800	1600	500	15500	3500
100	112	1000	1800	600	15500	5200
125	140	1000	2200	700	16000	10000
160	180	1200	2400	700	16000	12500
200	224	1200	2800	800	16000	15000
250	280	1400	3200	900	16500	20000
315	355	1600	3600	1000	17500	23000
–	400	1600	3800	1000	17500	30000
–	450	1600	4000	1000	18000	31500
–	500	1600	4500	1200	18000	33000
–	560	1600	4500	1200	18000	40000
–	630	1800	5000	1200	19000	43500
–	710	1800	5600	1400	19000	48500
–	800	2000	5600	1400	19000	50000

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більше 2500 мм.
2. Умовний тиск у гріючій камері – від 0,014 до 1,6 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа.

22. Випарний апарат з вимушеною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою (тип 2, виконання 1), розміри в мм (див. рис. 41)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині l=6000	Діаметр нагрівальної камери D_1 , не менше	Діаметр сепаратора D_2 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_3 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
25	400	1200	200	19000	6000
40	600	1400	250	19000	6600
63	600	1900	400	19000	8300
100	800	2200	500	21000	11300
125	800	2600	500	21000	13000
160	1000	2800	600	21000	15500
200	1000	3000	600	23500	19100
250	1200	3400	700	23500	26500
315	1200	3800	800	23500	29800
400	1400	4000	900	25000	32000
500	1600	4500	1000	25000	42000
630	1800	5000	1000	25000	55000
800	2000	5600	1200	25500	62000
1000	2200	6300	1400	25500	65000

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більше 3000 мм.
2. Умовний тиск у нагрівальній камері – від 0,014 до 1,6 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа.

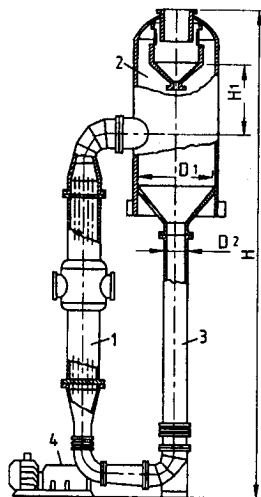


Рис. 41. Випарний апарат (тип 2, виконання 1): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор, 3) циркуляційна труба, 4) насос (див. табл. 22)

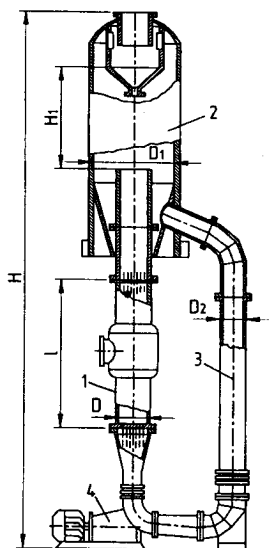


Рис. 42. Випарний апарат (тип.2, виконання 2): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор, 3) циркуляційна труба, 4) насос (див. табл. 23)

23. Випарний апарат з примусовою циркуляцією і співвісною нагрівальною камерою (тип 2, виконання 2), розміри в мм (див. рис. 42)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині $l=6000$	Діаметр нагрівальної камери D_1 , не менше	Діаметр сепаратора D_2 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_3 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
25	400	1000	200	19500	6200
40	600	1200	250	19500	7000
63	600	1600	400	19500	9500
100	800	1800	500	21500	14500
125	800	2200	500	21500	15500
160	1000	2400	600	21500	20000
200	1000	2800	600	24500	22500
250	1200	3200	700	24500	28000
315	1200	3600	800	24500	36000
400	1400	3800	900	26000	44500
500	1600	4000	1000	26000	55500
630	1800	4500	1000	26000	69500
800	2000	5000	1200	26500	87500
1000	2200	5600	1400	26500	11200

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більше 3000 мм.
2. Умовний тиск у нагрівальній камері – від 0,014 до 1,6 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа.

24. Випарний апарат з висхідною плівкою (тип 3, виконання 1), розміри в мм (див. рис. 43)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби			Діаметр нагрівальної камери D , не менше	Діаметр сепаратора D_1 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
38×2		57×2,5				
$l=5000$	$l=7000$	$l=7000$				
10	–	10	400	600	11000	2200
16	–	16	400	800	11000	3000
25	–	25	600	1000	11000	3600
40	–	40	600	1200	11000	4400
63	–	63	800	1400	12000	5000
100	–	100	800	1800	12000	7000
125	–	125	1000	2200	12000	9000
160	–	160	1000	2400	12000	10000
200	–	200	1200	2800	12500	11500
224	–	224	1200	2800	12500	12000
250	–	250	1200	3000	12500	13000
280	–	280	1400	3200	12500	14000
315	–	315	1400	3400	13000	15000
355	–	355	1400	3600	13000	18500
400	–	400	1600	3800	13000	20000
450	–	450	1600	4000	13500	22500
500	–	500	1800	4500	13500	24000
560	–	560	1800	4500	13500	26000
630	–	630	1800	5000	14000	29000
710	–	710	2000	5000	14000	31000
800	–	800	2200	5600	14500	37800
–	–	900	2200	5600	14500	40500
–	1000	–	2000	6300	14500	42600
–	–	1120	2400	6300	15000	45400
–	1250	–	2200	6300	15000	51900
–	–	1400	2800	7000	16000	60300
–	1600	–	2400	7500	16000	70200
–	–	1800	3000	8000	16500	75000
–	2000	–	2800	8500	16500	83000
–	–	2240	3200	9000	17000	90000
–	2500	–	3000	9500	17000	103000
–	2800	–	3200	10000	18000	120000
–	3150	–	3400	10000	18000	130000

Примітки: 1. Висота парового простору H_1 – не більше 2500 мм.
 2. Умовний тиск у нагрівальній камері – від 0,014 до 1,6 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа.

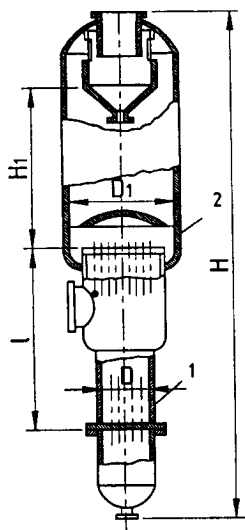


Рис. 43. Випарний апарат (тип 3, виконання 1): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор (див. табл. 24)

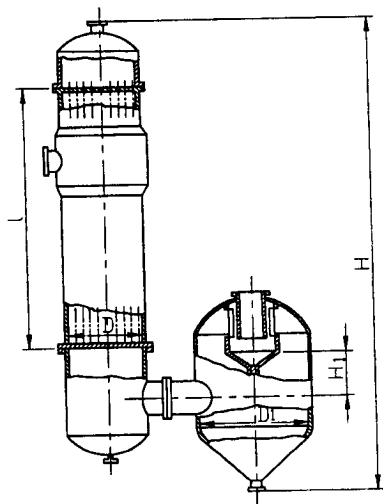


Рис. 44. Випарний апарат (тип 3, виконання 2): 1) нагрівальна камера, 2) сепаратор (див. табл. 25)

25. Випарний апарат зі стікаючою плівкою (тип 3, виконання 2), розміри в мм (див. рис. 44)

Поверхня теплообміну (номінальна), м ² , при діаметрі труби 38×2 і довжині		Діаметр нагрівальної камери D , не менше	Діаметр сепаратора D_1 , не більше	Діаметр циркуляційної труби D_2 , не більше	Висота апарата H , не більше	Маса апарата кг, не більше
$l=4000$	$l=6000$					
10	12,5	400	600	9000	1500	1500
16	20	400	800	9000	1500	2000
25	31,5	600	1000	9500	1500	2900
40	50	600	1200	9500	1500	3600
63	80	800	1600	10500	1500	5800
100	112	1000	1800	12000	2000	8800
125	140	1000	2200	12000	2000	10000
160	180	1200	2400	12500	2000	13000
200	224	1200	2800	12500	2000	15000
250	280	1400	3200	13500	2000	20000
315	355	1600	3600	15000	2000	23500
-	400	1600	3800	15000	2000	30500
-	450	1600	4000	16000	2000	32500
-	500	1600	4500	16000	2000	35500
-	560	1600	4500	16000	2000	40000
-	630	1800	5000	17000	2000	45500
-	710	1800	5000	17000	2000	51000
-	800	2000	5600	18000	2000	58500

Примітка: Умовний тиск у нагрівальній камері – від 0,014 до 1,6 МПа, а в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа.

Для зменшення підтрубного простору нижнє днище звернене випуклістю вгору. Нижня частина апарата, обмежена плоскими горизонтальними трубними решітками, привареними до корпусу, із завалькованими в них кип'ятильними трубами 4 діаметром 33×1,5 мм, утворить парову камеру.

По осі парової камери розташована циркуляційна труба 1. Парова камера обладнана патрубками для відведення пари і відводу конденсату, показчиком рівня конденсату і патрубками для відведення газів, що не конденсуються.

Верхня частина апарата (вище верхньої трубної решітки) утворює надсокову камеру. З метою забезпечення роботи апарата будь-яким корпусом випарної установки (тобто як під тиском, так і під розрідженням) надсокова камера обладнана кільцями жорсткості, привареними до корпусу.

У верхній частині надсокової камери встановлений сепаратор 2 жалюзійного типу, призначений для відділення від вторинної пари бризок і крапель соку, що відводяться із сепаратора через трубу 3. Для спостереження і контролю за рівнем соку в апараті по висоті надсокової камери є оглядові вікна, а також скло, вставлене в похилому патрубку, в якому вмонтована лампа для освітлення надсокового простору апарата.

Свіжий сік надходить в апарат у підтрубний простір, змішується із соком, що там знаходиться, і входить у кип'ятильні труби, що обігріваються паром. Закипіючи в трубах, сік разом із вторинною паром, яка утворилася, піднімається по них за рахунок різниці густин парорідинної суміші в трубах і соку в циркуляційній трубі. Над верхньою трубною решіткою вторинна пара відокремлюється від соку і, пройшовши сепаратор, видаляється з апарата, а сік надходить у циркуляційну трубу, опускається по ній вниз під нижню трубну решітку, знову входить у кип'ятильні труби. Таким чином, в апараті сік робить багатократну природну циркуляцію. При цьому вода з розчину випаровується, а згущений до необхідної концентрації сік виходить з апарата.

Технічна характеристика апаратів цього типу наведена в табл.26. Тут же наведені дані про апарат ВАГ-3000, а конструктивна схема подана на рис.45.

26. Технічна характеристика випарних апаратів цукрових заводів

Показник	А2-ПВВ						ВАГ-3000
	1000	1180	1500	1800	2120	2360	
Поверхня теплообміну, м ²	1000	1180	1500	1800	2120	2360	3000
Продуктивність по випареній воді в режимі I корпусу, т/год	22	26	34	40	47	52	66
Робочий тиск у камері, МПа							
- паровій	0,4...0,02						0,35
- надсокової	0,4...0,02						0,35
Втрата тиску в сепараторі, МПа	0,003	-	-	-	-	-	-
Об'єм підтрубного простору, м ³	3,6	3,6	3,6	4,8	4,8	4,8	6,0
Діаметр внутрішній, мм	3200	3200	3200	3600	3600	3600	4000
Довжина кип'ятильних труб, мм	3160	3160	4360	3560	4360	4360	4395
Кількість труб камери, шт	3272	3852	3532	5212	4992	5560	7024
Висота випарного апарату, мм	8940	8940	10300	10010	11430	11430	13600
Маса, кг, не більше	31220	33320	40940	45650	49020	54080	71074
Завод-виробник	Смілянський машинобудівний завод, Україна, Черкаська обл, м. Сміла						

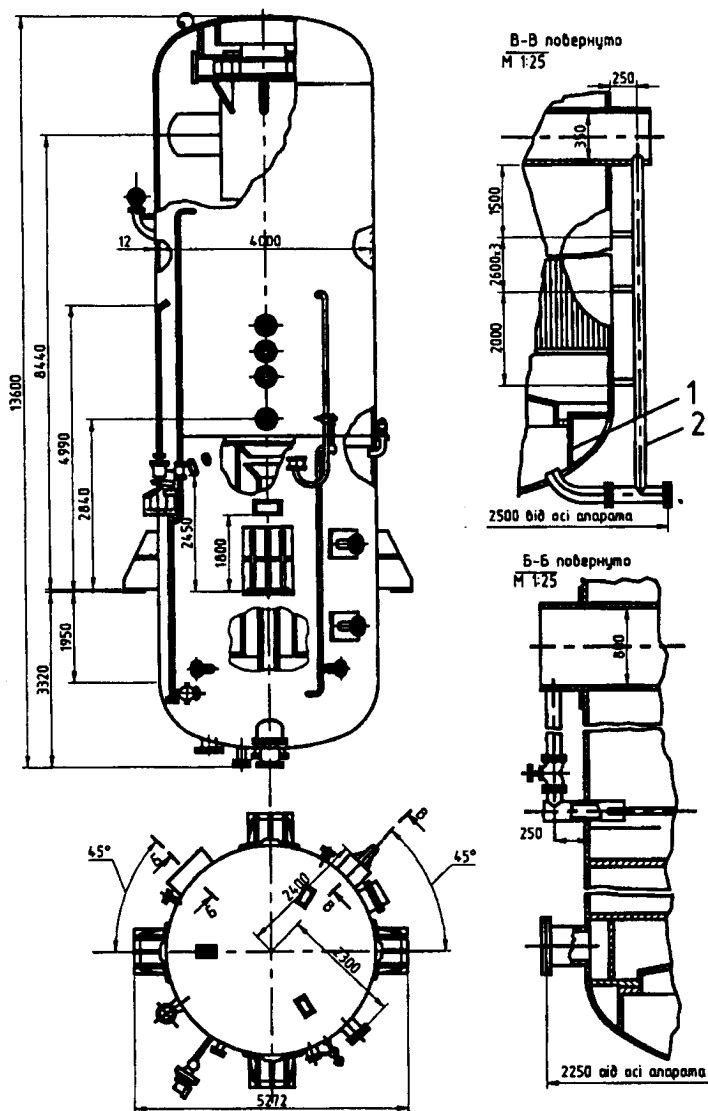


Рис.45. Випарний апарат типу ВАГ-3000

Випарний апарат типу ВАГ-3000 складається з циліндричного корпусу звареної конструкції, установленого вертикально. Обидва днища апарата приварені до корпусу. Щоб зменшити об'єм підтрубного простору в нижній частині апарата встановлене фальшиве днище, центральна частина якого кріпиться до його периферійної частини за допомогою фланцевого з'єднання, що дозволяє опускати центральну частину при ремонті апарата. У фальшивому днищі є отвори для проходження свіжого соку. Обичайка 1 служить для відділення від підтрубного простору об'єму, в який надходить свіжий сік. За допомогою зрівняльної труби 2 відбувається вирівнювання тисків над фальшивим днищем і під ним, що дає можливість значно спростити його конструкцію.

Парова камера обмежена верхньою і нижньою трубними решітками, має кип'ятильні труби діаметром $33 \times 1,5$ мм, повною довжиною 4395 мм, виготовлені з нержавіючої сталі 12Х18Н10Т.

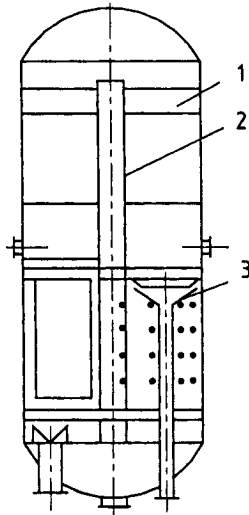


Рис. 46. Схема випарного апарата фірми БМА: 1) сепаратор, 2) краплеутворювач, 3) конусоподібні водозливи

Камера обладнана патрубками для підведення нагрівальної пари і відведення конденсату, показчиком рівня конденсату і контролем газів, що не конденсуються. Циркуляційна труба має вхідну воронку. Таку ж воронку має і труба, яка відводить сік. Апарат обладнаний вбудованим сепаратором поворотного типу.

Робочий процес в апараті триває аналогічно процесу в апаратах типу А2-ПВВ.

Крім розглянутих випарних апаратів, застосовується плівковий апарат типу «Кеснер», що складається з пучка вертикальних труб довжиною біля 7 м. Для утворення парової подушки і рівномірного входу соку у всі труби їхні кінці виступають за рівень нижньої трубної решітки приблизно на 300 мм. Упарюваний розчин подається в нижню частину апарата. Потрапляючи в труби, розчин закипає і рухається разом із паром вгору у вигляді плівки на внутрішній поверхні кип'ятільних труб. Над ними ставиться циліндричний сепаратор для розділення парорідинного середовища. Під час роботи випарної станції з нульовим корпусом апарати типу «Кеснер» використовуються першим корпусом, оскільки час перебування соку в них невеликий, що важливо для термолабільних розчинів.

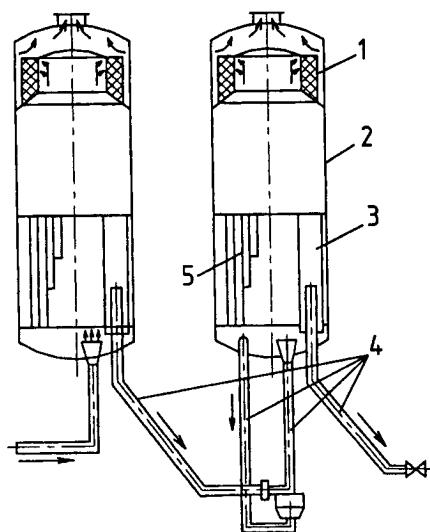


Рис.47. Схема випарного апарата "Зангерхаузен": 1) сепаратор, 2) корпус, 3) циркуляційна труба, 4) розчиноперепускні труби, 5) кип'ятільні труби

У промисловості знайшли застосування імпортні випарні апарати. Розглянемо конструкції деяких із них. На рис.46 подана схема конструкції випарного апарата фірми БМА (ФРН). Це апарат циркуляційного типу з короткими трубами ($l=2650$ мм) і великим діаметром нагрівальної камери. Особливістю цих апаратів є можливість розбирання парової камери для транспортування (у зібраному виді вона перевищує припустимі залізничні габарити), а також наявність двох циркуляційних труб з конусоподібними водозливами. Апарати виготовляються з максимальною нагрівальною поверхнею 3000 м^2 .

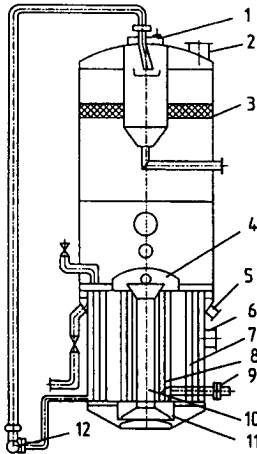


Рис.48. Схема випарного апарата «Буккау-Вольф»: 1) пара самовипаровування, 2, 6) вторинна і нагрівальна пара, 3) сепаратор, 4) ковпак, 5) випарний розчин, 7, 8) кип'ятильні труби, 9) вхід розчину, 10) олузня труба, 11) розподільча камера, 12) конденсатний насос

Випарний апарат фірми «Зонгерхаузен» (ФРН), поданий на рис.47, має ексцентрично встановлену циркуляційну трубу 3, побудовану циркуляції розташовані на сокоперепускних трубах 4. Патрубки на корпусі слугують для відбирання з камер апарата вторинної пари з метою підвищення швидкості нагрівальної пари.

Схема роботи випарного апарата прямиотечійного типу фірми «Буккау-Вольф» (ФРН), подана на рис.48, відрізняється від схеми роботи вітчизняних і імпортованих циркуляційних випарних апаратів. Розчин до нього надходить знизу в перший хід, розташований у центрі трубного пучка, і закипає на виході з нього. Потім у суміші з парою він проходить по центральній циркуляційній трубі в другий хід, розташований по периферії. На виході з цього трубного пучка виділяється вторинна пара. Концентрований розчин відводиться з верхньої трубної решітки з частковою рециркуляцією. За даними фірми при такій схемі роботи апарата підвищуються швидкість циркуляції і коефіцієнти теплопередачі. Відстань між трубними решітками в цьому апараті становить 3665 мм, діаметр труб 33 мм.

Випарний апарат фірми «Фів-Ліль-Кай» (Франція) зображений на рис.49. Він має велику одиничну нагрівальну поверхню в одному корпусі (до 3200 м²). Це перевищує розміри апаратів, що випускаються в даний час іншими фірмами. Максимальна довжина труб у таких апаратах досягає 3,7 м при діаметрі 33 мм. Схема роботи таких апаратів аналогічна роботі вітчизняних апаратів циркуляційного типу.

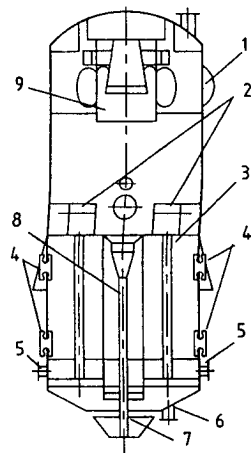


Рис.49. Схема випарного апарата фірми «Фів-Ліль-Кай»: 1) зона вторинної пари, 2) відтяжка неконденсованих газів, 3) кип'ятильні труби, 4) подача нагрівальної пари, 5) відведення конденсата, 6) вхід розчину, 7) вихід випареного розчину, 8) циркуляційна труба, 9) сепаратор

Фірмою «Дункан-Стюарт» (Англія) створений випарний апарат циркуляційного типу, наведений на рис.50, з трубами довжиною 3100 мм, діаметром $33 \times 1,5$ мм і максимальною нагрівальною поверхнею 1750 м^2 . Від подібного вітчизняного апарата він відрізняється ексцентричним розташуванням циркуляційної труби, горизонтальним сітчастим сепаратором, виконаним із нержавіючої сталі.

Порівняльні дані конструкцій випарних апаратів (діаметр кип'ятильних труб $33 \times 1,5$ мм), виготовлених вітчизняними заводами і закордонними фірмами і таких, що застосовуються у цукровій промисловості, наведені в табл.27.

Крім перерахованих випарних апаратів, зустрічаються конструкції, де гріючим елементом слугує ламельний теплообмінник, виконаний із профільованих смуг із зварним швом і виштампованими виступами, що збільшують поверхню. Кожна пара смуг має паралельні посилюючі шви, що розділяють простір між двома смугами на кілька досить вузьких каналів, що утворюють замкнену систему первинних каналів. Система вторинних каналів відкрита, і весь ламельний пучок введений у циліндричну обичайку. Тому ламельний пучок можна виймати і видаляти механічним шляхом накип із зовнішніх поверхонь. Ламельний випарний апарат виготовляють для природної циркуляції.

27. Порівняльна характеристика випарних апаратів

Країна	Поверхня нагріву, м ²	Довжина кип'ятильних труб, мм	Питома витрата металу на 1 м ² нагрівальної поверхні, кг	Маса апарату, кг
Україна (ЦІНС-1)	300	1450	34,0	10400
	400	1450	31,0	12600
	500	3000	29,4	14700
	600	3000	26,6	15900
	800	3000	24,3	19400
	1000	3000	23,1	23100
	1180	3000	30,7	29600
(ВЦ-62)	1500	3400	21,2	31700
	1800	4080	20,4	36800
	2120	4295	20,2	42300
	2380	4295	19,6	47200
(ВАГ-3000)	3000	4395	23,7	71074
Чехія	400	3000	34,2	13700
	1800	3740	20,8	37400
Польща	400	2000	45,0	18000
	800	2500	30,0	24000
	1800	3700	22,0	39600
ФРН (БМА)	1000	1500	53,2	53300
	1500	2650	40,5	60900
	1650	2650	39,6	65300
	2000	2650	39,0	77800
Франція (Фів-Ліль-Кай)*	690	1920	38,4	26500
	2000	2900	32,2	64500
	3200	3700	30,0	96000
Англія (Дункан-Стюарт)	650	3100	35,0	22800
	1150	3100	33,8	38800
	1750	3100	30,3	53000
*Діаметр кип'ятильних труб 33×2 мм				

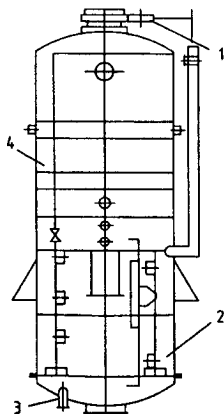


Рис.50. Схема випарного апарата фірми "Дункан-Стюарт": 1) вихід вторинної пари, 2) парова камера, 3) вихід розчину, 4) вільний простір апарата

Переваги таких апаратів, схема яких подана на рис.51, зводиться до такого: вони виготовляються з недорогої нержавіючої сталі, конструкція компактна, лямельний пучок виймається, малий циркуляційний об'єм на відміну від об'ємів апаратів із вимушеною циркуляцією. Недоліками є обмежений об'єм нагрівальної пари і екстрапари, відсутність доступу до первинних каналів. Оптимальні варіанти застосування апаратів даного типу такі: для рідин, що кородують, рідин без значної кількості твердих матеріалів, в'язких рідин (вимушена циркуляція), а також для умов, при яких немає забруднення первинних каналів.

У випарних апаратах із пластинчастими теплообмінниками нагрівальних елементів використовують вимушену циркуляцію з кипінням або без кипіння на поверхні, рециркуляцію або однопрохідний потік.

Двоступінчатий пластинчастий випарний апарат із миттєвим випаром, поданий на рис.52, має дуже високий коефіцієнт теплопередачі, найбільш компактну конструкцію. Прокладки виконані зі спеціальних пластмас і пресованого азбесту, залитого гумою. Внаслідок високого коефіцієнта теплопередачі його пластини товщиною 0,6 мм можна виконувати з різних матеріалів, зокрема, з титана, титана з домішкою палладія і тантала. Перевагами цих апаратів є дуже високі коефіцієнти теплопередачі, компактність конструкції, нескладне механічне очищення, легка зміна розміру поверхні нагрівання, низька вартість і малий час перебування розчину в апараті. Недоліками таких апаратів є непридатність для випарювання рідин із зваженими волокнисто-кристалічними матеріалами і для роботи з обмеженим об'ємом нагрівальної пари і екстрапари. Його оптимальне застосування для рідин без зваженого матеріалу, високов'язких рідин, висококорозійних і термолабільних

середовищ. Ці апарати використовують для випарювання соляних розчинів, органічних хімічних речовин і інших виробництв хімічної промисловості.

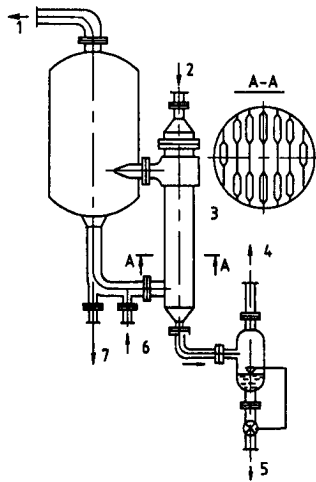


Рис. 51. Схема ламельного випарного апарата з природною циркуляцією типу "Рамен": 1) вихід екстрапари, 2) нагрівальна пара, 3) ламельний теплообмінник (праворуч його поперечний переріз), 4) витяжний пристрій, 5) відведення конденсату, 6) вхідний розчин, 7) випарений розчин

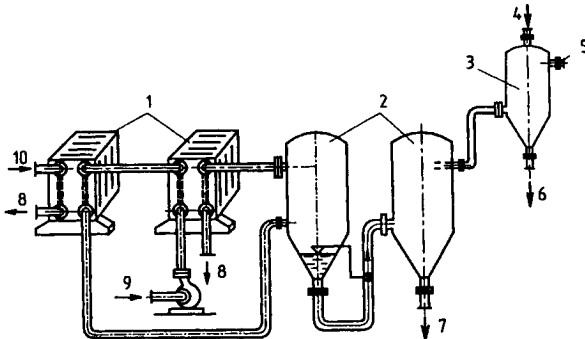


Рис.52. Схема двоступінчастого випарного апарата з миттєвим випарюванням: 1) підігрівачі, 2) розширювачі, 3) конденсатор, 4) охолоджувальна вода, 5) вакуумний насос, 6) відпрацьована охолоджувальна вода, 7) випарений розчин, 8) конденсат, 9) вхідний розчин, 10) нагрівальна пара

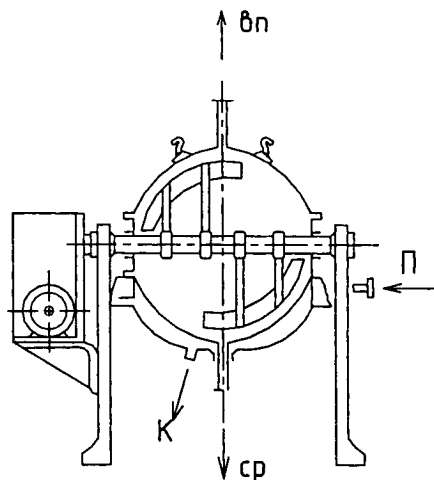


Рис.53. Схема випарного апарата з паровою сорочкою і мішалкою

У випадку періодичного уварювання невеликих порцій високов'язких пластичних мас або середовищ реологічно їм подібним, застосовується випарний апарат відкритого типу або апарат кульоподібної форми з мішалкою. Використання циркуляційних апаратів недоцільне. Одна з конструкцій апарата періодичної дії подана на рис.53. Верхня півсфера роз'ємного корпусу при завантаженні піднімається. Мішалка приводиться в дію від індивідуального електродвигуна через редуктор. Нижня півсфера має парову сорочку.

Для випарювання розчинів органічного походження іноді застосовують вакуум-випарники, комбіновані з паракомпресором. На схемі рис.54 показаний апарат системи Лурги, в якому питомі витрати пари складають біля 0,5 кг пари на 1 кг випареної води, що відповідає економічності двокорпусної установки. Нагрівальна пара із тиском 0,6...1,0 МПа, розширюючись в інжекторі, досягає швидкості до 1000 м/с за рахунок виникаючого всмоктувального ефекту. Інжектор відсмоктує з надтрубного простору вторинну пару з тиском 0,012 МПа і стискає її до тиску парової суміші порядку 0,03 МПа. Коефіцієнт інжекції, рівний масі вторинної пари, що приходить на 1 кг первинної пари, досягає до 0,8...1,0.

В останні роки для нагрівання і випарювання до високих концентрацій розчинів соляної, сірчаної, фосфорної й інших хімічно агресивних кислот, а також розчинів хлористого кальцію, хлористого магнію, мірабіліту, сульфату алюмінію, мідного і залізного купоросів та інших солей, одержали апарати із заглибленим горінням (рис.55). Корпус апарата виготовляють з вуглецевої сталі, для запобігання корозії

зсередини футерують кислотостійкими матеріалами. В упарюваний розчин занурюють пальники з барботажними пристроями, в яких поверхня контакту фаз розвивається потоками газу, що розподіляється в рідині у вигляді бульбашок і струминок. Барботажні пристрої також роблять з кислотостійких і термостійких матеріалів.

Барботаж продуктів згорання є ефективним засобом нагрівання і випарювання розчину, позаяк при цьому газ розпилюється в розчині на дрібні бульбашки й утворюють велику міжфазну поверхню для тепло- і масообміну. Інтенсивне випарювання розчинника відбувається за рахунок насичення водяною парою газових бульбашок, що рухаються до вільної поверхні розчину, лопаються й, таким чином, вносять парагазову суміш у надрозчинний простір апарата. Температура парагазової суміші в надрозчинному просторі перевищує температуру кипіння рідини на $2 \dots 5^\circ\text{C}$. Коефіцієнт використання теплоти згорання палива при випарюванні розчинів методом заглибленого горіння досягає 90%.

Парагазова суміш з апарата відводиться в конденсатор, де конденсуються пари розчинника, а газ направляється в атмосферу або надходить в апарат для поглинання газів рідинами (абсорбер) із метою очищення.

Перевагами апаратів із заглибленим горінням є висока корозійна стійкість, простота пристрою, відсутність нагрівальних поверхонь і високий коефіцієнт теплообміну. Недоліком є необхідність більш жорсткого контролю за роботою апарата (процесом горіння) для запобігання можливості вибуху газової суміші в апараті.

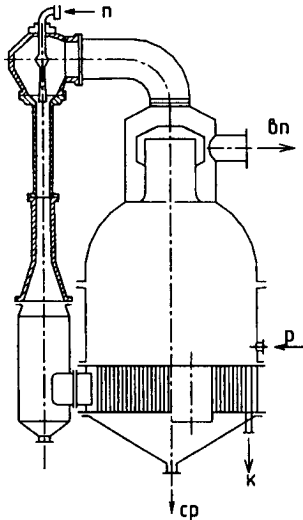


Рис. 54. Схема випарного апарата з парокompресором

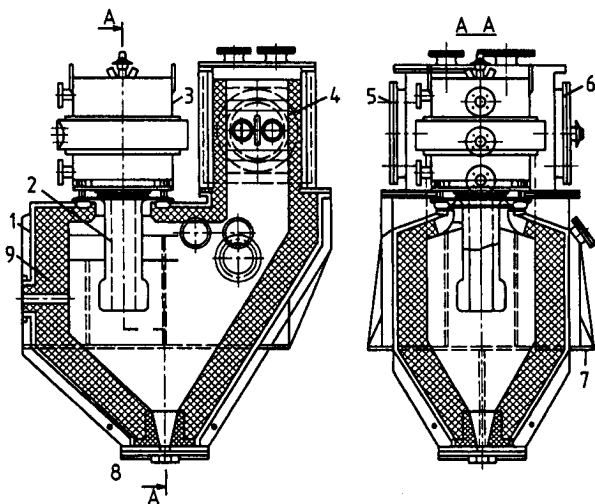


Рис.55. Апарат з зануреним пальником для випарювання розчину сірчаної кислоти фірми “Нордак”: 1) корпус, 2) барботажна труба, 3) винесена пальникова камера, 4) парогазовий збірник, 5) запобіжна вибухова мембрана, 6) оглядовий люк, 7) опорні лапи, 8) керамічна вставка спускного штуцера, 9) кислотійка керамічна футеровка

3.8. Вибір випарних апаратів і основні принципи їх конструювання

Для однієї і тієї ж технологічної операції застосовуються різні апарати. Це свідчить про відсутність обґрунтованої думки про вирішальні переваги якогось типу апарата. Застосування певного типу пояснюється переважно сформованими традиціями в даній галузі промисловості. Розмаїтість конструкцій випарних апаратів, схем їх використання і вимог, що ставляться до схем і апаратів, ускладнює вибір апарата для конкретного випадку випарювання. Відсутність систематизованих експлуатаційних даних про вітчизняні і закордонні апарати не дозволяє наразі дати чіткі вказівки про вирішальні переваги окремих конструкцій апаратів. Тому в кожному окремому випадку слід керуватися такими загальними вимогами [13, 27, 33, 40, 41].

1. Апарат повинен задовольняти технологічні вимоги випарювання даного конкретного продукту. Так, циркуляційні випарні апарати з багатократною природною циркуляцією характеризуються невисокими коефіцієнтами теплопередачі, низькими швидкостями циркуляції і великим часом перебування рідини в апараті

у зоні впливу високих температур. Тому апарати такого типу можна рекомендувати для випарювання термостабільних розчинів. Випарні апарати з вимушеною циркуляцією мають підвищені коефіцієнти теплопередачі, і час перебування рідини в них трохи менший. Ще більш високим ступенем інтенсивності теплообміну і малим часом перебування рідини відрізняються плівкові випарні апарати, що на рівні з ламельними і пластинчастими рекомендуються для випарювання термолабільних розчинів. Якщо продукт кристалізується, тоді в більшості випадків потрібно надійно організувати циркуляцію для уникнення осадження кристалів. Для рідин із великою в'язкістю вибирають трубчасті апарати з великим діаметром кип'ятильних труб. Для невеликих кількостей продуктів застосовують сорочкові апарати з мішалками. Для випарювання агресивних розчинів доцільно використовувати апарати з заглибленим горінням барботажного типу.

2. Апарат має бути простим за будовою, компактним і надійним у роботі, зручним у монтажі, ремонті, експлуатації, чищенні. Незручні апарати з множиною дрібних деталей, що виходять із ладу і вимагають заміни чи ремонту під час роботи апарата.

Зручні для чищення апарати з винесеною вертикальною поверхнею нагрівання і з короткими трубами. Вкрай незручний у чищенні і ремонті довготрубний апарат.

3. Поверхня нагрівання апарата має забезпечувати високі коефіцієнти теплопередачі. Апарат повинен мати надійне відведення конденсату і газів, що не конденсується, добру і надійну паросепарацію, можливо меншу масу і вартість.

Вимоги, запропоновані до вибору випарного апарата, взаємозалежні з вимогами їх конструювання. Аналіз процесу конструювання випарних апаратів ґрунтується на повному розумінні показників, за якими перевіряється робота апарата.

У ряді галузей промисловості застосовуються апарати, що розробляються і виготовляються невеликими партіями. Їхнє серійне виробництво ускладнене через відсутність можливості широких випробувань поза промисловим процесом. Часто ці апарати призначені для теплоносіїв, теплофізичні властивості яких вивчено недостатньо, поряд з режимними параметрами процесу, що можуть змінюватися у широких межах при випарюванні розчинів.

Першим показником задовільної роботи апарата є виконання вимог за робочими параметрами: необхідна потужність апарата повинна забезпечуватися під час роботи від одного профілактичного ремонту до іншого при заданих обмеженнях щодо перепаду тисків і незалежно від збільшення відкладень на поверхні. Необхідно відзначити, що при проектуванні завжди є елемент непевності, оскільки теплофізичні властивості мало відомі з високим ступенем точності; розрахункові методи засновані на використанні критеріальних рівнянь, точність яких знаходиться в межах отриманих експериментальних даних; сам апарат виготовляється з певними допусками; реальні умови роботи апарата в

різний час неоднакові і відкладення, як правило, виявляються у кілька разів більшими, ніж передбачалося спочатку (до того ж вони з часом змінюються). Отже, конструктор за допомогою розрахунку, беручи до уваги вплив ефективності роботи апарата на інші виробничі процеси, повинен гарантувати з обгрунтованою імовірністю надійну роботу апарата.

Другий показник полягає в тому, що випарний апарат має задовольняти умови, загальні для всього устаткування. Сюди входять, насамперед, механічні напруги, пов'язані не тільки з нормальною роботою, але і з навантаженням, розвантаженням, складанням, запуском, зупинкою, а також рядом певних операцій, обумовлених порушенням виробничого процесу і можливими аварійними ситуаціями. Існують зовнішні механічні напруги, обумовлені наявністю труб у нагрівальній камері і які виникають у стаціонарному стані, так і в перехідних режимах при зміні температури теплоносіїв. В апараті не повинна виникати корозія від впливу теплоносіїв і навколишнього середовища. Цього можна домогтися в основному вибором матеріалу і конструкції. Відкладення на поверхні теплообміну мають бути мінімальними, але можливості конструктора в цьому випадку обмежені застосуванням більш високих швидкостей, припустимих для втрат напору й обмеження на ерозію і вібрації, а також гарантією того, що забруднена відкладеннями поверхня буде доступна для очищення.

Третій показник – це вимога до періодичного ремонту апарата, що передбачає очищення поверхонь теплообміну, заміну труб, ущільнень і будь-яких інших елементів конструкції, особливо схильних до корозії, ерозії, вібрації або старіння. Ця вимога може також стати причиною обмежень на розміщення апарата і забезпечення вільного простору навколо нього.

Четвертий показник безпосередньо впливає з другого і третього висновку і зводиться до того, що конструктор має враховувати переваги багатокорпусного компонування. Це дозволяє ремонтувати по черзі кожний апарат без особливого збитку для роботи всієї установки.

П'ятий показник зводиться до того, що апарат повинен мати мінімальну вартість за умови, що він відповідає перерахованим показникам. При економії початкової вартості слід завжди мати на увазі, що збільшення експлуатаційних витрат внаслідок зменшення розмірів і зниження надійності апарата призведе до того, що будь-який можливий початковий вииграш буде витрачений за короткий експлуатаційний період.

Якщо не вийде досягти заданої для конкретного випадку ефективності, то і не варто розробляти апарат з надією, що він може бути використаний в інших умовах.

3.9. Випарні апарати з оберненою циркуляцією

Для концентрування розчинів, які містять органічні термолабільні домішки, що утворюють накип і частково кристалізуються (солей із прямою і зворотною розчинністю), застосовуються апарати з оберненою циркуляцією. Такі апарати є різновидом апаратів із винесеною зоною кипіння і відрізняються від них напрямком циркуляції розчину, що йде по трубах зверху вниз – протилежно до природної конвекції. Запуск цих апаратів забезпечується подачею в труби кипіння повітря і нагрітого розчину. В апаратах з оберненою циркуляцією не спостерігається кипіння на нагрівальній поверхні. Вони компактні, оскільки мають меншу висоту в порівнянні із звичайними апаратами з винесеною зоною кипіння. Однак зараз вони застосовуються обмежено, позаяк відсутні дослідження, методики розрахунку і досвід їх експлуатації.

Теоретичні основи робочого процесу закладені в роботах В.І.Толубінського. При використанні оберненої циркуляції в нагрівальних трубах апаратів виключається пароутворення в них і значно знижується відкладення солей на поверхнях нагрівання, у наслідок чого збільшується тривалість безперервної роботи апаратів. Зараз тривають роботи з оптимізації їхньої конструкції і режимів експлуатації. При оптимізації елементів конструкції апаратів вирішують питання вибору діаметра і довжини труб поверхонь нагрівання, типу і розмірів кип'ятильних труб [13, 38, 40, 41].

При нисхідному русі в кип'ятильних трубах апаратів із оберненою циркуляцією виникає додатковий температурний перегрів розчину, обернено пропорційний швидкості опускного руху. Такий перегрів може погіршити якість випарюваних продуктів. Для зниження додаткових перегрівів можна використовувати принцип оберненої циркуляції у сполученні з накладенням пульсацій. При цьому поряд із зниженням температури розчину на виході з кип'ятильних труб, зменшенням накипоутворення в них, підвищується інтенсивність теплообміну. Тому дослідженню теплообміну при пульсуючій течії рідини в трубах останнім часом приділяється значна увага.

Проведені дослідження теплообміну, гідравлічних опорів і витрат потужності дозволили з'ясувати економічну ефективність застосування пульсацій. Промислові випробування підтвердили три позитивні сторони пульсаційного ефекту: значне збільшення теплопередачі; зниження гідравлічних опорів і зменшення витрати потужності на насосі, що прокачує; можливість роботи в безнакипному режимі.

Рівняння, що описує процес тепловіддачі при пульсуючій течії рідини в умовах різнонапрявленої конвекції, має вигляд:

$$Nu_n = 1,8 \cdot 10^{-4} [8 + 0,14(GrPr)^{1/3} + 0,023Re^{0,78}Pr^{1/3}] Re^{0,62} \cdot Re_n^{3,4} Re_0^{-0,26}. \quad (3.2)$$

Рівняння (3.2) можна використовувати для розрахунку тепловіддачі при

пульсуючій течії рідини, що нагрівається в niskідному потоці всередині вертикальних труб. У цьому рівнянні $Nu_n = \alpha_{2n} D / \lambda$ – число Нуссельта при пульсуючій течії рідини в трубі, $Re_n = w_{\max}^* D / \nu$ – число Рейнольдса при пульсуючій течії рідини, $Re_0 = w_0 D / \nu$ – число Рейнольдса при стаціонарній течії, α_{2n} – пульсаційний коефіцієнт тепловіддачі, виміряний при однакових витратах рідини; λ і ν – відповідно коефіцієнт теплопровідності і кінематичної в'язкості; витратні швидкість рідини і максимальна пульсаційна складова цієї швидкості.

Максимальне значення пульсаційної складової швидкості обчислюється за рівнянням:

$$w_{\max}^* = \omega A \sqrt{1 + i^2} (D_n / D)^2,$$

де ω , A – кутова швидкість і радіус кривошипа, i – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна; D_n – діаметр поршня пульсатора.

3.10. Плівкові випарні апарати

Зараз не існує чіткої класифікації плівкових апаратів, незважаючи на їхнє широке застосування в техніці. Можна класифікувати їх за конструктивними ознаками і технологічними особливостями [11, 40].

Залежно від фазових перетворень розрізняють конвективні, киплячі і апарати для розчинів, що кристалізуються; залежно від гідродинамічних особливостей – апарати з природною організацією плівкової течії внаслідок продування газу або паротворення при киплячій формі течії і апарати зі спеціальною організацією плівкової течії. Розрізняють також апарати з однофазним і двофазним плівковими течіями. За родом теплоносіїв можуть бути апарати з паровим, газовим і електричним обігрівом, а також апарати з обігрівом за допомогою рідких теплоносіїв. Залежно від способу омивання поверхні нагрівання можна виділити апарати з зовнішнім обігрівом трубчастого пучка і з плівковою течією всередині труб.

За формою і конструкцією поверхні нагрівання розрізняють апарати трубчасті, пластинчасті, спіральні, апарати з гладкою, хвилястою або ребристою поверхнею нагрівання, із поверхнею, що має штучну накатку або шорсткість, і апарати з генерацією плівки всередині конічного або циліндричного бабана. У залежності від розташування поверхні нагрівання бувають вертикальні, горизонтальні і похилі апарати.

Вертикальні апарати виконують із поверхнею нагрівання різної форми. Горизонтальні апарати бувають зрощувального або роторного типу. Похиле розташування поверхні теплообміну можна застосовувати в пластинчастих апаратах.

За способом генерації плівки апарати можуть бути ударно-струминними, гравітаційно-щілинними, відцентровими або роторними, завихрювально-гвинтовими і зрошувальними. Плівкові апарати виконують однопрохідними або секційними і багатопрохідними.

Залежно від способу інтенсифікації процесу плівкові апарати діляться на апарати з пасивною й активною інтенсифікацією. До першої групи належать апарати зі штучною шорсткістю, до другої – з мішалками і роторами, зривом пристінного шару іншими способами, продуванням газу над плівкою і прискоренням її течії, вібрацією стінок, пульсаціями живленням рідиною і газом, завихренням плівки і забезпеченням її гвинтового руху.

Плівкові випарні апарати в порівнянні з іншими відрізняються високою інтенсивністю тепловіддачі, меншою питомою металоємністю, для їхньої установки потрібно значно менше виробничої площі. Вони мають відносно невеликий гідравлічний опір, розчини в них перебувають у контакті з поверхнею нагрівання більш короткий час, що значно зменшує термічне розкладання продукту і дозволяє упарювати їх до високої концентрації. Крім того, у таких апаратах тиск постійний по всій висоті, при цьому виключається підвищення температури кипіння. У апаратах не спостерігається піноутворення, а малі об'єми розчинів, що знаходяться в них, дозволяють швидко змінювати продукти, які випарюються. Апарати прості в обслуговуванні.

Плівкові апарати застосовують для теплової обробки в'язких і термічно нестійких розчинів, випарювання продуктів, що сильно піняться, і розчинів, які кристалізуються, а також швидкого видалення низькокиплячих компонентів із сумішей, що розділяються. Найбільш широко застосовуються апарати з трубчастими нагрівальними камерами, їх випускають із вимушеною, природною циркуляцією і заглибленою поверхнею нагрівання, а також природною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою.

Схема апарата з вимушеною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою для кипіння розчину показана на рис.56, а. До цього типу належить апарат фірми «Ешер Вісс» (Швейцарія) із пропелерним насосом рис.56, б, який застосовують для випарювання розчинів, що не кристалізуються.

В апараті з висхідною плівкою (рис.56, в) коефіцієнт тепловіддачі змінюється по висоті труб і в зоні кипіння вищий, ніж у нижній частині труби. Швидкість руху плівки вздовж труб становить 20–25 м/с при довжині труб 6–10 м. Недоліками апаратів із висхідною плівкою є нерівномірність руху розчину по трубах, а також можливість зриву плівки, коли частки розчину, обриваючись вниз, захоплюють частки, що рухаються їм назустріч. Крім того, у цих апаратах при низьких температурних напорах і температурах кипіння незначна теплопередача.

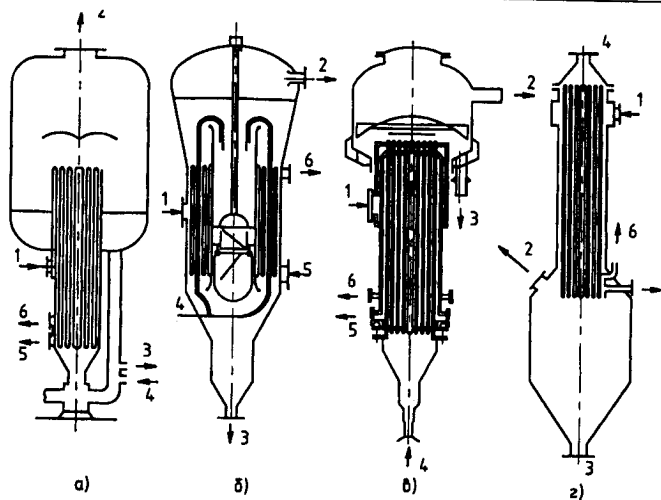


Рис.56. Випарні апарати з падаючою і сповзаючою плівкою: 1) нагрівальна пара, 2) вторинна пара, 3) готовий продукт, 4) вхід розчину, 5) вихід конденсату, 6) вихід неконденсованих газів

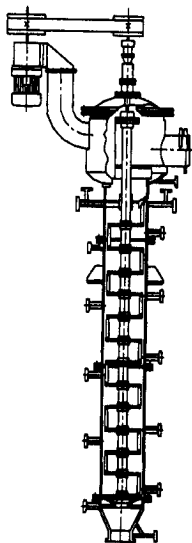


Рис.57. Схема плівкового апарата фірми "Контор К°"

В апаратах із падаючою плівкою (рис.56, г) розчин подається в труби зверху, у результаті чого усувається можливість зриву і висихання плівки на окремих ділянках кип'ятильних труб. Вони комплектуються насадками, що забезпечують необхідну усталеність плівки. Такі апарати застосовують для продуктів, чутливих до нагрівання. Вони мають відносно високі коефіцієнти тепловіддачі, обумовлені прямострумом розчину і вторинної пари, а також великими швидкостями падаючої плівки, в якій відбувається випарювання. Апарати виготовляють із поверхнею нагрівання до 3000 м².

Плівковий випарний апарат фірми «Контро К^о» (США) із рухомими лопастями (рис. 57) є вертикальною циліндричною посудиною із сорочкою, усередині якого вмонтований ротор із рівномірно розташованими лопатами, підвішеними на шарнірах. Ротор приводиться в рух від електродвигуна. Апарат працює таким чином. Розчин, що надходить, потрапляє в обертальне кільце і рівномірно розподіляється по внутрішній поверхні колони над верхнім рядом лопатей. Стікаючи вниз по колоні, рідина притискається лопатями до стінок апарата, у зв'язку з чим товщина плівки безупинно зменшується. Пара через внутрішню частину живильного кільця підіймається в сепаратор, де відокремлюється захоплений паром розчин. З сепаратора пара надходить на конденсацію. Апарат характеризується низьким перепадом тиску, малим часом перебування розчину, надійною і рівномірною теплопередачею, плавним режимом роботи. Його виготовляють із вуглецевої і легированої сталі, а також інших матеріалів. Апарат можна використовувати для випарювання, дистиляції й одержання сухих порошків. Такі апарати випускаються також фірмами «В.Г.Фрезер Ромфора» (Англія) і «Заместройтер» (ФРН).

Випарний апарат із падаючою плівкою фірми «Вудкан меніфактуринг К^о» (США) складається з циліндричних обичайок, що переходять в усічені конуси. Розчин, що надходить в апарат, розподіляється по поверхні нагрівання за допомогою обертючих дисків. Розчин, що стікає по поверхні нагрівання з нижнього краю конуса, надходить на диск, розташований безпосередньо під конусом. Процес повторюється доки розчин не стече по всім обичайкам у нижню частину апарата, із якої він видалиться. Диски встановлюють залежно від розміру апарата на відстані 51 мм від краю конуса. Вторинна пара і газу, що підіймаються вгору, проходять через розчин, що розбризкується диском, і через плівку розчину, який стікає з конуса, створюють високу інтенсивність масообміну. Розчин в апараті знаходиться нетривалий час, що виключає можливість термічного розкладання продуктів. Апарат застосовують для випарювання нев'язких розчинів. Він обігрівается за допомогою зовнішньої парової сорочки. Апарат випускається діаметром 0,2...1,22 м.

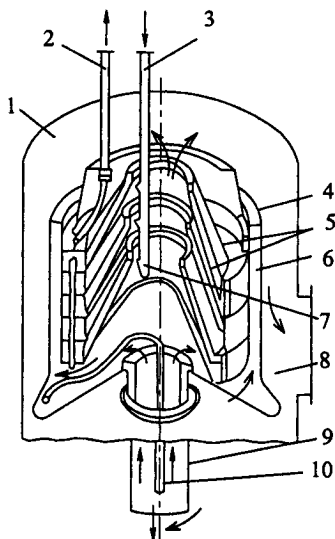


Рис.58. Схема відцентрового випарного апарата фірми «Де Лаваль Сепаратер К°»

У відцентровому випарному апараті фірми «Де Лаваль Сепаратер К°» (США) плівка рідини товщиною до 0,1 мм рухається по поверхні нагрівання під впливом відцентрової сили. У результаті малої товщини плівки і великої швидкості забезпечується високий коефіцієнт теплопередачі. Конструкція апарата наведена на рис.58. Апарат знаходиться у корпусі 1, в якому обертається ротор 4. Усередині ротора розташовані конічні елементи 5. Ротор змонтований на порожнинному валі 9, усередині якого знаходиться нагрівальна пара, що поступає через отвори 6, на обігрів конічних елементів поверхні випарювання. Розчин у ротор подається трубою 3 через розподільчі сопла 7. Кінцевий продукт із випарника направляється збірник через канал 2. Конденсат із ротора видаляється трубою 10, а вторинна пара з корпусу апарата – через штуцер 8. Всі деталі випарника, що знаходяться у контакті з випарюваною рідиною, виготовлені з нержавіючої сталі. Продуктивність апарата складає 70...815 кг/год і більше. При короткочасному перебуванні розчинів у випарнику (до 1с) виключається їхнє термічне розкладання.

У плівковому апараті фірми «Лува» (Швейцарія), що працює під вакуумом, корпусом є вертикальна труба 1, у верхній частині якої встановлений уловлювач крапель вторинної пари (рис. 59). В середині труби встановлений вал 6, що проходить через верхню і середню її частини. На валу закріплені шість лопатей 5. Товщина плівки

розчину, що стікає по внутрішній поверхні труби, залежить від зазору між лопатями і внутрішньою стінкою труби. Товщину плівки регулюють зміною лопатей. Розчин в апарат надходить через штуцер 2, упарений продукт видалється через штуцер 8. Пара для обігріву надходить у простір між трубою і сорочкою 7. Вал обертається від електродвигуна 4. Вакуум в апараті забезпечується ущільнювачем 3.

Фірмою «Лува» випускаються також апарати, в яких лопаті закріплені шарнірно. Характеристики таких апаратів наведені в табл.28. Товщина плівки в них регулюється зміною числа обертів вала. Для зменшення конденсації вторинної пари у верхній частині є парова сорочка. Апарати цього типу використовують для кристалізації розчинів і одержання порошкоподібного продукту.

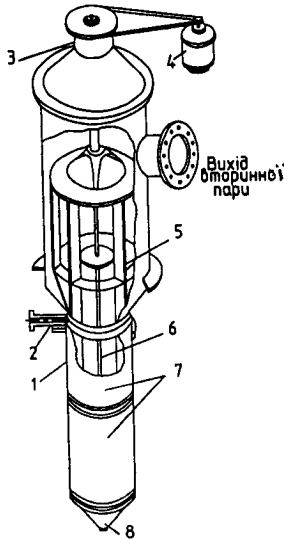


Рис.59. Відцентрований апарат фірми «Лува»

Випарна плівкова установка фірми «Бархет, Лтд.» (Англія) складається з попереднього нагрівача і випарника, у корпус якого встановлені горизонтальні труби з нержавіючої сталі, що обігріваються зовні паром, а також сепаратора і конденсатора. Установка працює таким способом. Розчин насосом подається в попередній нагрівач, а потім через фільтр і регулювальний клапан надходить у випарник. Готовий продукт і конденсат, що утворюється в конденсаторі, видалються відповідними насосами. Подача розчину враховується витратоміром на вході в апарат. Для візуального спостереження за процесом випарювання в установці є оглядові вікна. Холодна вода в конденсатор подається насосом. Внаслідок горизонтального розташування

кип'ятильних труб у випарнику продукт випарюється при низьких температурах (до 300 К) і мінімальних перепадах тиску. Розчин у вигляді тонкої плівки стікає по внутрішніх стінках труб, у результаті чого виключається кипіння і забезпечується високій коефіцієнт тепловіддачі. Втрати випарюваного продукту в установці мінімальні.

28. Характеристика випарних апаратів фірми "Лува"

Характеристика апарата	Тип апарата						
	B50	B100	B160	B300	B450	B600	B1000
Внутрішній діаметр труби, мм	50	100	160	300	450	600	1000
Довжина нагрівальної труби, мм	500	1000	1500	2100	3100	3950	4440
Поверхня нагріву, м ²	0,0785	0,314	0,75	2,0	4,0	7,2	12

Установки випускають в одно- або багатокорпусному виконанні. Технічна характеристика установок фірми «Бархет, Лтд.» наведена в табл.29.

29. Характеристика установок фірми "Бархет, Лтд"

Тип випарної установки	Кіл-сть пари на випарювання 1 кг води, кг	Кіл-сть охолоджувальної води на 1 кг випареної води, кг	Продуктивність, т випареної води/год.	Габаритні розміри установок, м		
				Довжина	Ширина	Висота
Однокорпусна (при 0,035 МПа)	1,04	19	0,454	4,11	1,98	2,44
Однокорпусна з термокомпресором (при 0,7 МПа)	0,41	8,3	0,907	4,42	2,74	2,44
Двокорпусна	0,54	10,4	1,814	5,18	2,74	2,44
Двокорпусна з термокомпресором	0,38	4,9	3,628	6,70	3,35	2,90
Трикорпусна	0,38	8,2	5,443	6,70	3,35	2,90
Трикорпусна з термокомпресором	0,33	4,4	–	–	–	–
Чотирікорпусна	0,29	4,6	9,072	6,70	6,10	2,90
Чотирікорпусна з термокомпресором	0,23	3,4	18,144	7,32	7,32	3,06

У США випускається випарний апарат із спадаючою плівкою й обігрівом через сорочку, призначений для випарювання в'язких пінливих розчинів. Апарат працює під вакуумом. Всередині корпусу є лопатева мішалка з гвинтовим розподільником, бризки, що утворюються, ловляться у верхній розширеній частині апарата – сепараторі. Товщина плівки в апараті регулюється від 0,22 до 12,7 мм змінними мішалками. Тиск в апараті підтримується в межах 66,6...199,9 Па. Для нагрівання можна використовувати теплоносії із температурою 523...533 К. Піна, що утвориться, гаситься розподільником розчину. Пара і газ, що не конденсуються, з апарата потрапляють в сепаратор, де звільняються від бризок і видаляються вакуумнасосом.

3.11. Перспективні випарні апарати з ударно-струменевою генерацією плівки

Одним із перспективних випарних апаратів є тонкоплівковий апарат з ударно-струменевою генерацією плівки, що характеризується високою інтенсивністю теплообміну в порівнянні з інтенсивністю її при плівкових течіях, генерованих іншими методами. Це досягається в результаті високої швидкості руху рідини, зворотного впливу товщини плівки, малих температурних напорів, що розмивають струмінь і перешкоджають утворенню накипу. Це обумовлює широке застосування ударно-струменевих апаратів у випарній техніці [11, 29, 30, 40].

Струменевий спосіб генерації плівки полягає в одержанні на теплообмінній поверхні тонкої плівки рідини за рахунок удару об неї струменя, що виходить із сопла або отвору. При цьому використовується ефект додаткового розтікання струменя в плівці рідини при ударі її об поверхню нагрівання. Локальні швидкості в ділянці удару (критичної точки) досягають 10–15 м/с, а товщина плівки до 0,1 мм. У результаті цього досягаються високі коефіцієнти тепловіддачі в плівці.

Перевага ударно-струменевої генерації полягає ще й у тому, що порівняно простими конструктивними способами можна досягти рівномірності зрошення теплообмінної поверхні, запобігти відшаруванню плівки від поверхні і її оголенню при коливаннях тиску і витраті зрошуваної рідини. Крім того, гідродинамічні характеристики плівкової течії для всієї теплообмінної поверхні приблизно однакові. Оскільки плівка генерується локально в багатьох місцях поверхні нагрівання, легко забезпечити оптимальний режим роботи апарата.

Характеристики струминних елементів визначаються складними гідродинамічними явищами в проточній частині. Особливістю течії у порожнинах струминних елементів є наявність високих градієнтів швидкостей, тисків і малих розміри проточної частини. Це створює великі труднощі при визначенні параметрів робочого процесу. За суттю робочий процес є сукупністю одночасних

гідродинамічних явищ, що тривають в різних ділянках струминного елемента. Точний розрахунок усіх явищ, що супроводжують функціонування струминного пристрою, є практично нездійсненним завданням. Однак на підставі досліджень, досвіду розробки і застосування гідравлічних струменевих елементів можна сформулювати низку практичних рекомендацій для вибору параметрів струменевих пристроїв.

Вихідними даними для розробки гідравлічного струменевого елемента є параметри, що задаються у вигляді необхідних тиску p і витрат Q . Тиск на вході в сопло p_o вибирається рівним або трохи більшим за необхідний тиск. Витрату в живильному соплі Q_o рекомендується вибирати в межах $(1,1 \dots 1,25) Q$.

Живильне сопло гідравлічного струминного елемента має забезпечувати формування високошвидкісного компактного струменя рідини. Тому основна увага повинна бути надана профілю сопла.

Базовим розміром об'ємного струменевого елемента є діаметр сопла на виході. Всі інші геометричні розміри елемента визначаються в частках діаметра:

$$d_o = [(4/\pi)(Q_o/\mu_o)(\rho/2p_o)^{0.5}]^{0.5}.$$

Коефіцієнт витрати сопла μ_o , що входить в формулу, на стадії проектування можна приймати рівним $0,9 \dots 0,95$. Отримане значення діаметра округлюється до найближчого значення з розмірного ряду кращих чисел R 10: 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0 мм. При цьому відношення попереднього члена ряду до наступного складає 1,25, що близько до оптимального співвідношення.

Допуск на діаметр визначається з рівняння проливочної характеристики сопла:

$$Q_o = \mu_o(\pi d_o^2/4)(2p_o/\rho)^{0.5}.$$

Якщо вважати p_o постійним, тоді:

$$\partial Q_o / \partial d_o = (\pi/2)\mu_o(2p_o/\rho)^{0.5},$$

і тиск через витрати, можна виразити так:

$$\partial Q_o / \partial d_o = 2Q_o/d_o.$$

Переходячи від диференціалів до прирощень, отримаємо залежність відносної зміни витрат до відносної зміни діаметра:

$$\Delta Q_o / Q_o = 2\Delta d_o / d_o.$$

Допуск на діаметр: $\Delta d_o = d_o/2(\Delta Q_o/Q_o)$.

Задаючись допустимими змінами витрати 1%, отримаємо, наприклад, для сопла з діаметром $d_o = 3$ мм допустиме відхилення діаметра $\Delta d_o = 15$ мкм, що відповідає допуску IT8 (14 мкм). З ряду переважаючих відхилень на діаметр сопла доцільно призначити поле допуску H8, яке має нульове нижнє відхилен-

ня. Тому витрата в живильному соплі з урахуванням можливих відхилень його діаметра не може бути меншою за своє номінальне значення.

Діаметр трубопроводу, яким підводиться рідина, повинен бути рівний діаметру на вході в живильне сопло. Останній вибирається з умов зменшення вихреутворень на вході в сопло. Доцільно забезпечити ламінарний режим руху в трубопроводі і на вході. При цьому число Рейнольдса трубопроводу повинно бути меншим за критичне.

Діаметр трубопроводу на вході в сопло може бути поданий у вигляді $d_{mo} = 4Q_o / \pi v Re$. Для ламінарного режиму в трубі $Re_{кр} \leq 2300$, прийнявши $Re_{кр} = 2120$, одержимо $d_{mo} = 6 \cdot 10^{-4} Q_o / v$. Розрахункове значення доцільно округляти до найближчого більшого значення зі стандартного ряду.

Місцеві гідравлічні опори на вході в сопло за можливістю повинні бути виключені, позаяк вони є джерелом небажаних збурень потоку. Для забезпечення плавного підведення рідини до сопла необхідно передбачити на вході в нього прямолінійну ділянку трубопроводу.

Процес формування струменя в соплі визначається співвідношенням розмірів вхідного і вихідного отворів і конфігурацією каналу сопла. Зазвичай використовуються сопла з конічними (конфузорними) каналами (рис.60). Вони найбільш прості у виготовленні. При збільшенні кута конусності конфузора β_o від 3 до 15° коефіцієнт гідравлічного опору помітно знижується. При кутах $15 \dots 50^\circ$ коефіцієнт опору практично не змінюється, а при великих кутах спостерігається різке підвищення опору. З умов мінімальних втрат рекомендується вибирати кут рівним $13,5^\circ$ при швидкостях витікання води до 50 м/с.

Для перевірки правильності цієї рекомендації щодо до витікання високошвидкісних струменів в'язкої мінералізованої рідини в струминних елементах при швидкостях до 250 м/с проведені дослідження, якими встановлено, що кут конусності сопла $13 \dots 15^\circ$ забезпечує мінімум гідравлічних втрат при співвідношенні діаметрів на вході і виході сопла $d_{mo}/d_o > 8$.

При розрахунках на ЕОМ встановлено, що в інтервалі кутів $10 \dots 60^\circ$ розподіл швидкостей у перерізі сопла істотно залежить від розміру кута. Нерівномірність розподілу швидкостей враховується коефіцієнтом Коріоліса α_k . У соплах із кутом конусності 15° абсолютна різниця швидкостей у перерізі не перевищує 5% , $\alpha_k \approx 1$ у всіх перерізах сопла. Для сопел із кутом 30° розходження у значеннях швидкостей у перерізі досягає 10% , $\alpha_k \approx 1,04$.

Базуючись на теоретичних і експериментальних дослідженнях, можна рекомендувати вибирати кут $\beta_k = 13 \dots 25^\circ$. ГОСТ 8908-81 у цьому інтервалі надає переваги значенню кутів 15 і 20° . Можуть бути використані також значення ку-

тів 18, 22, 25°. Через незначний вплив у зазначеному інтервалі розміру кута на структуру потоку і, відповідно, на характеристики сопла, вимоги до точності виконання кута конусності можуть бути знижені. Можна рекомендувати 14...17 ступінь точності. При цьому допуск на кут складе 1...2°.

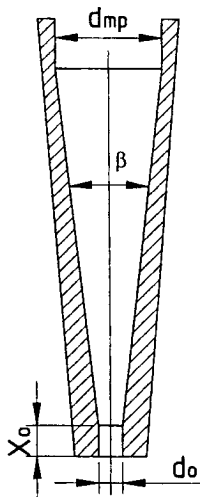


Рис.60. Сопло струменевого елемента з конічним конфузурним каналом

Конічні сопла (рис.60) можуть проектуватися з циліндричною ділянкою на виході або без неї. Сопло без циліндричної ділянки трохи простіше у виготовленні. Однак при цьому складно витримати необхідний діаметр на виході. Таке сопло більш схильне до зносу і має низькі кавітаційні характеристики. Тому рекомендується використовувати сопла з циліндричною ділянкою, довжина якого x_0 повинна складати 1...2 діаметра сопла.

Конічні сопла одержали найбільше застосування. Вони прості у виготовленні, їхні характеристики добре вивчені. Недоліком таких сопел є порівняно велика довжина й, отже, великі розміри струменевих пристроїв.

Меншу довжину має сопло з криволінійними твірними. Таке сопло має рівномірний профіль швидкостей у вихідному перерізі з мінімальним ступенем завихреності і, отже, із малими втратами енергії в проточній частині. Узагальнена залежність змінного значення діаметра сопла d_c від повздовжньої координати x_c , що вимірюється від торця сопла, має вигляд:

$$d_c = (d_{m0} + d_0) / 2 + [(d_{m0} - d_0) / 2] \operatorname{th}(2x_c / (d_{m0} - d_0) - 3,4).$$

Сопло, профіль каналу якого побудований за цією залежністю, подано на

рис. 61,а. Його довжина приблизно вдвічі менша за довжину конічного сопла. Користуватися функціональною залежністю діаметра від повздожньої координати, що містить гіперболічний тангенс, не завжди зручно при проектуванні. Ця крива може бути приблизно апроксимована відрізками прямих і дуг кіл, наведених на мал.61,б. Рекомендуються такі відношення розмірів: $x_1/d_o=0,5...1$; $R_1/(d_c - d_o)=1,5...2,5$; $b_k=40...50^\circ$; $R_2/R_1=1,0...1,2$.

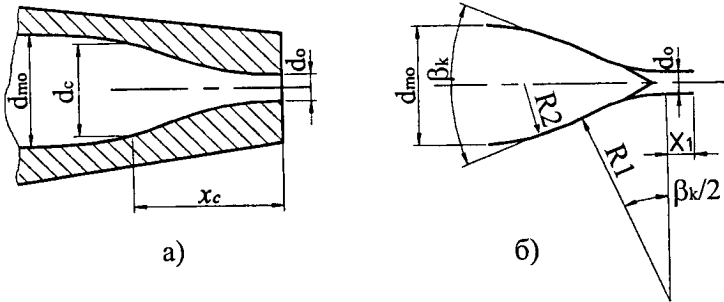


Рис.61. Сопло з криволінійними твірними

При виготовленні сопел основну увагу слід приділяти якості оброблення поверхні, хоча допуски на форму і розташування поверхні, як правило, звичайно не регламентуються. Виняток складає відхилення прямолінійної осі, що приводить до утворення вторинних течій у каналі сопла, а також до відхилення осі струменя сопла, що рухається в камері від осі. Доцільно призначити припустиме відхилення від прямолінійності осі в просторі в межах $0,01...0,02$ мм. Шорсткість поверхні сопла поблизу виходу впливає не тільки на втрати енергії у соплі, але також на структуру течії вільного струменя і на робочий процес струменевого елемента загалом. При проектуванні і виготовленні сопел необхідно прагнути до того, щоб вони були «гідравлічно гладкими», тобто виключити вплив шорсткості на ділянку течії в соплі. Допустима висота мікронерівностей може бути визначена за формулою:

$$Rz=50d_o/Re_o$$

Якщо припустити, що мікронерівності допускають апроксимацію гармонійною функцією, то співвідношення між середнім арифметичним відхиленням профілю і висотою нерівностей профілю по десятих точках можуть бути зв'язані приблизною залежністю $Ra \approx (2/p)Rz$, отже, $Ra=(100/p)d_o/Re_o$.

Розрахункове значення відхилення профілю повинно бути округлене до найближчого, що рекомендує ГОСТ 2789-73. У таблиці 30 подані значення середнього арифметичного відхилення профілю $Ra=100d_o/\pi Re_o$, отримані розрахунковим шляхом і скориговані за результатами експериментів.

На вході в сопло швидкість течії на порядок менша, ніж на виході, і тому вимоги до шорсткості можуть бути істотно знижені. Шорсткість поверхні на вході визначається формулою: $Ra_{вх} = (d_{mo}/d_o)Ra$.

Досягнення необхідного розміру шорсткості є необхідною умовою надійної роботи сопла і важливою проблемою технології його виготовлення, особливо малорозмірних. При виготовленні сопел слід забезпечити високу твердість поверхні каналу. З умови забезпечення довговічності і зниження зносу рекомендується твердість поверхні понад HRC 58.

Для виключення кавітаційних явищ у соплі тиск у камері повинен задовільняти залежність:

$$p_k \geq p_n + (2/\sqrt{3})(\rho v_{cp}^2 / d_o^2)(Re_o \beta)^{1,5},$$

де p_n – тиск насиченої пари, Re_o – число Рейнольдса на торцевому зрізі сопла.

При проектуванні сопел діаметр торця вибирається з конструктивних розумінь, зазвичай він складає $(1,5 \dots 4,0)d_o$. Вимоги до шорсткості торця рекомендується призначати такі ж, як і до шорсткості поверхонь стінок отвору.

30. Залежність середнього арифметичного відхилення профілю каналу від діаметра сопла і числа Рейнольдса

Re·10 ⁻³	Діаметр сопла d_o , мм											
	0,315	0,400	0,500	0,630	0,800	1,0	1,25	1,6	2,00	2,50	3,15	4,0
5	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	20,0
10	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
15	0,63	0,80	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0
20	0,50	0,63	0,8	1,00	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3

Розділ 4. ВИПАРНІ СТАНЦІЇ

4.1. Матеріальний баланс випарної станції

Матеріальний баланс безперервного процесу випарювання поданий на рис.62 графіком, що зображує зміну кількості розчину, розчинника і розчинених речовин за час згущення розчину в апараті. Для простоти розглядається трикорпусна установка з головним живленням розчином і відведенням вторинної пари з хвостового корпусу для цілей обігріву інших апаратів.

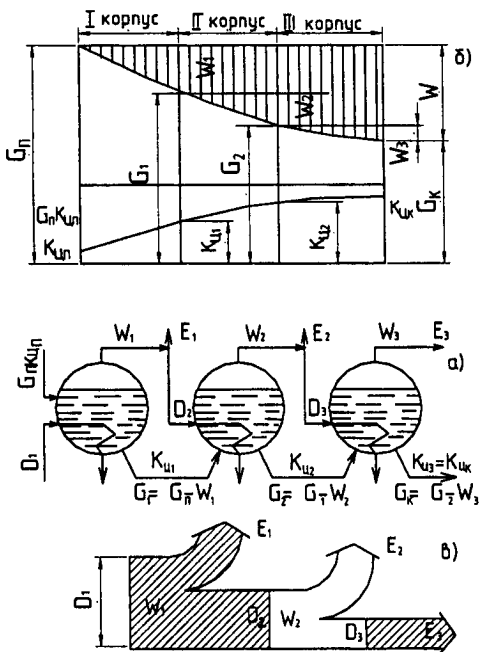


Рис.62. Матеріальний баланс процесу випарювання: а) схема випарної станції, б) матеріальний баланс розчину, в) матеріальний баланс випарної води

Вважаємо, що в кожному корпусі 1 кг нагрівальної пари при конденсації віддає кількість теплоти, достатню для одержання біля 1 кг вторинної пари. Це рівноцінно припущенню, що кількість води, недовипареної у даному корпусі внаслідок теплових втрат апарата в навколишнє середовище, компенсується

кількістю води, що випаровується за рахунок самовипарювання, обумовлено-го перегрівом розчину, який надходить. Одержуємо такі точні співвідношення для початкового і кінцевого станів процесу [27, 40, 41].

Рівняння балансу всієї речовини:

$$G_n = G_k + W, \quad (4.1)$$

де G_n – масові витрати розчину, що надходить в головний корпус, кг/с; G_k – масова витрата згущеного розчину, що видаляється з останнього корпусу, кг/с;

$\sum_1^3 W_i = W$ – загальна масова витрата води, що випарюється в трьох корпусах

випарної станції (продуктивність установки), кг/с; i – порядковий номер корпусу.

Рівняння матеріального балансу по розчиненій речовині (рівняння сталості маси розчинених речовин, що не переходять у пару і залишаються в розчині):

$$G_n K_{Ц_n} = G_k K_{Ц_k}. \quad (4.2)$$

де $K_{Ц_n}$ і $K_{Ц_k}$ – відповідно, початкова і кінцева масова концентрація розчинених речовин у розчині, виражена в частках одиниці чи у відсотках, або у кілограмах $K_{Ц}$ на 1 кг розчину.

Подані рівняння містять п'ять величин: три величини мають бути задані, а дві, що залишилися, визначаються з рівнянь. Зазвичай відомі G_n , $K_{Ц_n}$ і $K_{Ц_k}$, тоді, вирішуючи сумісно рівняння (4.1) і (4.2), можна знайти:

$$G_k = G_n K_{Ц_n} / K_{Ц_k},$$

$$W = G_n - G_k = G_n [1 - (K_{Ц_n} / K_{Ц_k})] \quad (4.3)$$

Рівняння (4.3) дозволяє визначити кількість випареної води. Якщо задані G_n , W , $K_{Ц_n}$, тоді з рівнянь (4.1) і (4.2) вираховується кінцева концентрація розчину:

$$K_{Ц_k} = G_n K_{Ц_n} / (G_n - W),$$

а із рівняння (4.1) визначається G_k .

Загальна масова витрата випарюваної води:

$$W = W_1 + W_2 + W_3,$$

де $W_1 = D_1 = E_1 + D_2$ – масова витрата води, що випарюється в першому корпусі,

кг/с; $W_2 = E_2 + D_3$ – масова витрата води, що випарюється у другому корпусі, кг/с;

$W_3 = E_3$ – масова витрата води, що випарюється в третьому корпусі, кг/с; E_1 , E_2 ,

E_3 – паровідбори з корпусів випарної станції, тобто масові витрати екстрапари,

що відбирається для обігріву інших апаратів, кг/с; D_1 , D_2 , D_3 – масові витрати

нагрівальної пари у відповідних корпусах, кг/с.

Масові витрати розчину, що виходить з корпусів станції, в кг/с:

$$G_1 = G_n - W_1, \quad G_2 = G_1 - W_2, \quad G_3 = G_2 - W_3 = G_k$$

Кінцеві концентрації розчину, що виходить з корпусів станції:

$$K_{ц1} = G_n K_{цn} / (G_n - W_1), \quad K_{ц2} = G_n K_{цn} / (G_n - W_1 - W_2),$$

$$K_{ц3} = G_n K_{цn} / (G_n - W_1 - W_2 - W_3) = K_{цк}.$$

Масові витрати води, що випарена в даному корпусі і до даного корпусу включно:

$$W_1 = G_n [1 - (K_{цn} / K_{ц1})], \quad W_2 = G_1 [1 - (K_{ц1} / K_{ц2})],$$

$$W_3 = G_2 [1 - (K_{ц2} / K_{ц3})] = G_2 - G_3, \quad W_1 + W_2 = G_n [1 - (K_{цn} / K_{ц2})],$$

$$W_1 + W_2 + W_3 = G_n [1 - (K_{цn} / K_{ц3})].$$

Крім того, прийняті допущення дозволяють записати такі приблизні співвідношення.

Витрата нагрівальної пари в окремих корпусах:

$$D_3 = W_3 = E_3, \quad D_2 = W_2 = E_2 + D_3 = E_2 + E_3,$$

$$D_1 = W_1 = E_1 + D_2 = E_1 + E_2 + E_3 \quad (4.4)$$

Отже, витрати нагрівальної пари на перший корпус дорівнюють сумі паравідборів, тобто $D_1 = \sum_1^3 E_i$.

Продуктивність випарної станції є сумою рівнянь (4.4):

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = E_1 + 2E_2 + 3E_3.$$

Кількість розчину, що відводиться з даного корпусу:

$$G_1 = G_n - W_1 = G_n - (E_1 + D_2) = G_n - E_1 - W_2,$$

$$G_2 = G_1 - W_2 = G_n - E_1 - W_2 - W_2 = G_n - E_1 - 2(E_2 + D_3) = G_n - E_1 - 2(E_2 + W_3),$$

$$G_3 = G_2 - W_3 = G_n - E_1 - 2E_2 - 2W_3 - W_3 = G_n - E_1 - 2E_2 - 3E_3.$$

Наведені співвідношення ілюструються рис.62, на якому показана зміна у часі випарювання співвідношень між масами пари, розчину і розчинених речовин. Показано збільшення концентрації розчину, сталість маси розчинених речовин і зростаюча кількість випареної води при одночасному зменшенні маси розчину. Справа загальна кількість випареної води подана у вигляді доданків кількості води, випареної в окремих корпусах, і через величини паровідбору. На рис.62,а наведена схема трикорпусної випарної станції з позначенням величин потоків пари і розчину. Рис.62,в зображує матеріальний баланс випареної води, заснований на приблизному співвідношенні $D_i = W_i$, де i – будь-який корпус.

Наведені тут співвідношення можна поширити на випарні станції з будь-якою кількістю корпусів.

4.2. Тепловий баланс випарного апарата і випарної станції

4.2.1. Тепловий баланс одиничного випарного апарата

Складемо тепловий баланс апарата за статтями приходу і витрат теплоти [25,27].

Прихід теплоти.

1. З початковим розчином $Q_1 = G_n c_n T_n$

де c_n і T_n – теплоємність і температура розчину, що надходить на випарювання.

Маса рідини, що надходить в апарат для випарювання, визначається або безпосереднім ваговим способом, або визначається шляхом розрахунку за формулою $G = V \cdot \rho$, де V секундна об'ємна витрата розчину, що подається в апарат, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – густина розчину.

Для визначення об'єму розчину необхідно зробити тарування ємностей і витратних збірників і витрати з них урахувувати у часі. Найточніше тарування виконується мірними ємностями або градуйованими посудинами. У цьому випадку вода переливається у вимірюваний бак з тарованих посудин, і на мірній рейці або водомірному склі, якими обладнано посудину, робляться відмітки, що відповідають визначеній кількості рідини.

Більш просто градуювання виконується за допомогою обмірювання об'ємів посудин, але при цьому можуть бути значні похибки, особливо в заводських умовах, внаслідок нерівності днищ, стінок, а також наявності у них рейок, балок, кутників, поплавків, засобів КВП і А та інше. Поправки на температуру рідини в даному випадку робити даремно, оскільки неточність обмірювання дає більші похибки, ніж поправка на температуру.

Крім названого способу виміру рідини, іноді застосовується діафрагмений спосіб. Він дає правильні показання, якщо проводиться ретельно при правильно змонтованих приладах. За деяких умов він є незамінним і переважним, а саме при безперервному надходженні і виході рідини з апарата в апарат і у випадку відсутності запасних живильних і приймальних збірників, і якщо розчин сильно кородує збірник або ж коли, з тих або інших причин, не можна довго й у великих кількостях зберігати розчин (сильно окислюється або розкладається).

2. З гриючою парою:

$$Q = D(i'' - i')$$

де D – витрата пари, $\text{кг}/\text{с}$; i'' – її ентальпія, $\text{Дж}/\text{кг}$; i' – ентальпія конденсату, що видаляється з апарата, $\text{Дж}/\text{кг}$.

Урахування кількості пари, яка надходить на випарку, можна здійснювати трьома шляхами: вимірюванням кількості пари, що проходить по звукувальній

діафрагмі на підставі визначення швидкості пари; визначенням кількості сконденсованої рідини; по зміні густин розчину після випарювання в кожному корпусі.

3. З теплою інших фізико-хімічних процесів – Q_3 . При випарюванні відбуваються різноманітні фізико-хімічні реакції, внаслідок яких відбувається як виділення теплоти (екзотермічні явища), так і поглинання її (ендотермічні явища). При виконанні розрахунків цікавляться результативною теплою, тобто отриманою у результаті всіх названих реакцій даної речовини при випарюванні, що відповідним чином відбивається в тепловому балансі. Виявлено, що в усіх випадках розчинення має місце процес утворення певних хімічних сполук, розчиненої речовини з різними кількостями розчинника. Ці сполуки можуть бути виділені різними методами з розчинів у вигляді твердих сполук кристалогідратів або сольватів. Внаслідок цього розчини є неміцними, цілком визначеного хімічного складу в стані дисоціації.

Кількість гідратів може бути нескінченна. Йон літію утворює гідрат із 200 молекулами води. При випарюванні розчину менш міцні гідрати розпадаються і залишаються лише більш стійкі, що містять стехіометричні молекули води в координаційній сфері, яка існує у вигляді твердих кристалічних сполук гідратів. Наприклад, кристалогідрати $CuSO_4 \cdot 5H_2O$, $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ тощо.

При приєднанні до безводної молекули кристалогідратів перша молекула води приєднується з більшим виділенням теплоти, ніж наступні.

При розчиненні відбувається, насамперед, руйнація кристалічної решітки твердої речовини, яка ніби «випаровується» в об'ємі розчинника, і це пов'язано з витратою теплоти. Крім того, розчинена речовина гідратується (сольватується), причому в результаті цієї реакції виділяється теплота. Якщо перший тепловий ефект ми позначимо через $-Q_1^*$, а другий – Q_2^* , то можемо знайти зовнішню теплоту розчинення у вигляді їхньої суми:

$$Q_3 = -Q_1^* + Q_2^* .$$

У випадку, коли $Q_1^* < Q_2^*$, спостерігається екзотермічна реакція. Якщо $Q_1^* > Q_2^*$ – реакція ендотермічна. Кількість можливих гідратів у розчині велика, причому зі збільшенням кількості молекул розчинника, тепловий ефект зменшується, і коли число молекул розчинника досягне максимуму, виділення теплоти припиняється. Тому теплою розчинення називається та кількість теплоти, що виділяється при розчиненні грам-молекули речовини в такій кількості розчинника, коли подальше додавання його вже не викликає зміни температури. У таблицях 31...33 подані дані про кількість теплової енергії при розчиненні солей кислот і лугів.

При випарюванні можуть відбуватися реакції нейтралізації. За теорією електролітичної дисоціації молекули електролітів (солей, кислот, лугів) розпадаються цілком.

31. Інтегральна теплота розчинення солей у воді при 25°C (кДж/моль)

Молялі солі на 1 кг води	LiCl	LiBr	NaCl	NaBr	NaJ	KCl	KBr
1/∞	-37,13	-49,02	3,89	-0,63	-7,57	17,23	20,04
0,01	-36,97	-48,91	4,06	-0,50	-7,41	17,39	20,17
0,02	-36,86	-48,87	4,10	-0,42	-7,36	17,44	20,25
0,05	-36,71	-48,74	4,18	-0,31	-7,24	17,51	20,29
0,1	-36,48	-48,62	4,25	-0,29	-7,20	17,55	20,33
0,2	-36,34	-48,39	4,27	-0,27	-7,15	17,57	20,29
0,3	-36,19	-48,28	4,25	-0,29	-7,24	17,55	20,25
0,4	-36,07	-48,20	4,16	-0,40	-7,32	17,50	20,15
0,5	-35,98	-48,12	4,10	-0,44	-7,41	17,43	20,04
1,0	-35,65	-47,74	3,79	-0,86	-7,82	17,28	19,54
2,0	-35,15	-47,11	3,18	-1,65	-8,62	16,72	18,68
3,0	-34,52	-46,53	2,66	-2,28	-9,37	16,17	17,99
4,0	-33,89	-46,02	2,26	-2,78	-10,04	15,75	17,36
5,0	-33,18	-45,50	1,99	-3,20	-10,54	–	16,82
6,0	-32,43	-44,85	1,88	-3,47	-10,92	–	–
7,0	-31,63	-44,22	–	-3,66	-11,13	–	–
8,0	-30,79	-43,51	–	-3,70	-11,25	–	–
9,0	-29,92	-42,80	–	-3,62	-11,25	–	–
10,0	-29,00	-41,97	–	–	-11,17	–	–
12,0	-27,03	-35,82	–	–	-10,17	–	–
15,0	-23,97	-36,57	–	–	–	–	–
18,0	–	–	–	–	–	–	–
Насич. розчин	-19,35	-31,88	1,95	-3,61	-10,59	15,45	16,49
К _ц насиченого розчину, молялі солі на 1 кг води	19,9	18,6	6,15	9,15	12,33	4,82	5,70

Так, при розчиненні у воді на NaOH останній розпадається на Na^+ і OH^- ; H_2O майже не дисоціює на йони, і тому нейтралізація їдкою натрію, наприклад, здійснюється соляною кислотою: $\text{HCl} + \text{NaOH} = \text{NaCl} + \text{H}_2\text{O}$, або $\text{H} + \text{Cl} + \text{Na} + \text{OH} = \text{Na} + \text{Cl} + \text{H}_2\text{O}$, беручи до уваги незмінність Na і Cl як у правій, так і лівій частини рівняння, $\text{H} + \text{OH} = \text{H}_2\text{O}$. Звідси видно, що процес нейтралізації – це є нейтралізація іонів водню і гідроксиду, а отже, в усіх випадках теплота нейтралізації при реакції еквівалента кислоти з еквівалентом основи є величина постійна і рівна приблизно 16,01 Вт.

продовження табл. 31

KJ	KClO ₄	KNO ₃	K ₂ SO ₄	NH ₄ Cl	NH ₄ NO ₃	CaCl ₂
20,50	50,84	34,93	23,71	14,75	25,77	-82,93
20,67	50,89	35,03	24,48	14,85	25,77	-82,68
20,71	50,84	35,02	24,58	14,94	25,79	-82,38
20,73	50,66	34,94	24,75	15,02	25,82	-81,25
20,71	50,37	34,77	24,78	15,10	25,75	-80,88
20,67	–	–	24,58	15,19	25,56	-80,50
20,59	–	–	24,27	15,23	25,38	-80,25
20,42	–	–	23,95	15,27	25,21	-80,02
20,29	–	–	23,58	15,27	25,06	-79,83
19,73	–	–	–	15,31	24,31	-79,04
18,62	–	–	–	15,27	23,05	-77,74
17,66	–	–	–	15,23	21,97	–
16,82	–	–	–	15,19	21,17	–
16,09	–	–	–	15,15	20,46	–
15,47	–	–	–	15,10	19,92	–
14,92	–	–	–	15,02	19,41	–
14,46	–	–	–	–	18,95	–
–	–	–	–	–	18,54	–
–	–	–	–	–	18,16	–
–	–	–	–	–	17,45	–
–	–	–	–	–	16,84	–
–	–	–	–	–	16,61	–
14,07	–	–	22,78	15,02	–	–
8,98	–	–	0,69	7,35	–	–

Витрата теплоти.

1. З вторинною парою $Q' = Wi$, де i – ентальпія вторинної пари в Дж/кг.
2. З кінцевим упареним розчином $Q'' = G_k c_k T_k$, де c_k і T_k – питома теплоємність і температура кінцевого розчину, G_k – визначається за допомогою мірних збірників або діафрагм.

Найбільше поширений спосіб визначення кількості кінцевого розчину – за різницею між кількістю розчину, що надходить в апарат, і кількістю випареної тут води, що дорівнює кількості конденсату і непотрібних викидів – у разі наявності.

3. На покриття теплових втрат у навколишнє середовище $Q_{н.с.}$

32. Інтегральна теплота розчинення кислот і лугів у воді при 25°C
(кДж/моль)

Число молів води на 1 моль кислоти, лугу	HCl	H ₂ SO ₄	HNO ₃	NH ₃ (г.)	NaOH	KOH
0,5	–	15,73	–	–	–	–
1	26,23	28,07	13,11	29,54	–	–
2	48,82	41,92	20,08	32,05	–	–
3	56,85	48,99	24,30	32,76	28,89	41,80
4	61,20	54,06	26,98	33,26	34,43	45,77
5	64,05	58,03	28,73	33,60	37,76	48,24
6	65,89	60,75	29,84	–	39,87	49,87
8	68,23	64,60	31,12	–	41,92	51,76
10	69,49	67,03	31,84	34,27	42,51	52,66
15	70,99	70,17	32,46	–	42,84	53,62
20	71,78	71,50	32,67	34,43	42,87	53,95
30	72,59	72,68	32,76	34,48	–	–
40	73,02	73,09	32,75	34,48	–	–
50	73,28	73,35	32,74	34,52	42,53	54,33
75	73,65	73,68	32,74	–	–	–
100	73,85	73,97	32,75	34,56	42,34	54,45
200	74,20	74,94	32,80	34,64	42,30	54,56
500	74,52	76,73	32,90	–	42,36	54,75
700	74,61	77,57	32,94	–	–	–
1000	74,68	78,58	32,98	–	42,47	54,87
2000	74,82	80,88	33,05	–	42,55	55,00
5000	74,93	84,43	33,13	–	42,66	55,10
10000	74,99	87,07	33,19	–	42,72	55,17
20000	75,04	89,62	–	–	–	–
50000	75,08	92,34	33,27	–	42,80	55,25
∞	75,14	96,19	33,34	34,64	42,87	55,31

33. Інтегральна теплота розчинення солей, що утворюють кристало-гідрати, при 18°C (кДж/моль)

Речовина	Число молів води на 1 моль солі	Енергія розчинення
BaCl ₂	400	-8,66
BaCl ₂ ·H ₂ O	400	-6,49
BaCl ₂ ·2H ₂ O	400	+18,49
CuSO ₄	800	-66,53
CuSO ₄ ·H ₂ O	800	-39,04
CuSO ₄ ·3H ₂ O	800	-15,10
CuSO ₄ ·5H ₂ O	800	+11,72
MgSO ₄	400	-84,94
MgSO ₄ ·H ₂ O	400	-55,65
MgSO ₄ ·2H ₂ O	400	-46,23
MgSO ₄ ·4H ₂ O	400	-17,74
MgSO ₄ ·6H ₂ O	400	+0,42
MgSO ₄ ·7H ₂ O	400	+16,11
Na ₂ SO ₃	800	-11,30
Na ₂ SO ₃ ·7H ₂ O	800	+46,86
Na ₂ HPO ₄	400	-23,64
Na ₂ HPO ₄ ·2H ₂ O	400	+1,59
Na ₂ HPO ₄ ·7H ₂ O	400	+48,53
Na ₂ HPO ₄ ·12H ₂ O	400	+95,14
ZnSO ₄	400	-77,57
ZnSO ₄ ·H ₂ O	400	-41,84
ZnSO ₄ ·6H ₂ O	400	+3,51
ZnSO ₄ ·7H ₂ O	400	+17,70

4. На покриття організаційно технічних втрат Q_{np} . Ці втрати складаються із втрат через відтяжки конденсатоприймачів, через відтяжки нагрівальних камер апаратів і ін., причому ці втрати різні для кожної станції або апарата і ненормовані. При випарюванні, крім концентрування розчину, відбувається нерідко і виділення газів у результаті хімічних реакцій. Ці гази разом із паром надходять у нагрівальні камери наступних апаратів. Пара конденсується і видаляється у той час, коли гази накопичуються. Газ, що накопичується, перешкоджає нормальній теплопередачі, і в процесі роботи апарата його слід видаляти. Видалення газів здійснюється за допомогою відтяжок, що бувають двох систем.

Газ іде з нагрівальної камери безпосередньо в конденсатор. У цьому випадку втрати визначаються заміром кількості газової суміші за допомогою діафрагми. При приєднанні відтяжок до конденсатора маємо втрати теплоти, позаяк відтяжками із газами йде значна кількість пари, що, у свою чергу, відбивається на збільшенні витрати пари.

Для запобігання зайвої витрати пари приходять до зміненої схеми приєднання відтяжок, а саме: паровий простір першого корпусу з'єднується відтяжкою з паровим простором другого корпусу і т.д., а останній корпус з'єднується з конденсатором. При такому сполученні теплота газів першого корпусу використовується в другому корпусі, другого – в третьому, крім того, іде значно менша кількість пари разом із газами на конденсатор. Однак у випадках недбалої експлуатації умовах (неправильне регулювання відтяжок) ця система може негативно позначитися на роботі всієї станції, позаяк гази в цьому випадку, проходячи ряд парових камер, погіршують коефіцієнт тепловіддачі поверхні нагрівання.

Тепловий баланс. Теплота дегідратації є втратою теплоти на підвищення концентрації розчину. Вона дорівнює за величиною і зворотна за знаком теплоті розведення розчинів, поданих у таблицях 31...33. Таким чином, якщо при розведенні розчину водою виділяється теплота, тоді при його концентруванні теплота поглинається. Теплота дегідратації невелика і її значенням можна знехтувати.

Втратами нагрівальної пари, пов'язаними з неправильною експлуатацією газових відтяжок, можна знехтувати, оскільки навіть при паралельному з'єднанні відтяжок діаметром біля 30 мм і повністю відкритих вентилях, витрата пари збільшується до 5% у порівнянні з нормально відрегульованими відтяжками.

З огляду на названі допущення, прирівнюючи прихід тепла його витратам, отримаємо:

$$G_n c_n T_n + Q = W i + G_k c_k T_k + Q_{n.c.} \quad (4.5)$$

Ентальпію кінцевого розчину можна подати як різницю між ентальпіями початкового розчину й води при цій само кінцевій температурі з питомою теплоємністю c_g :

$$G_k c_k T_k = G_n c_n T_n - W T_k c_g$$

Підставимо цей вираз у рівняння (4.5) і визначимо кількість теплоти, що потрапляє з нагрівальною парою:

$$Q = W(i - c_g T_k) + G_n c_n (T_k - T_n) + Q_{n.c.} \quad (4.6)$$

У рівнянні (4.6) член $G_n c_n (T_k - T_n)$ вказує на витрату теплоти для підігріву, розчину, що надходить, до температури кипіння, $W(i - c_g T_k)$ – витрата теплоти на випарювання води, $Q_{n.c.}$ – на теплові втрати у навколишнє середовище.

На основі рівняння (4.6) визначаємо кількість нагрівальної пари:

$$D = Q / (i'' - i'). \quad (4.7)$$

Якщо в це рівняння підставити значення Q , отримаємо:

$$D = [W(i - c_6 T_{\kappa}) / (i'' - i')] + [G_n c_n (T_{\kappa} - T_n) / (i'' - i')] + [Q_{н.с.} / (i'' - i')]. \quad (4.8)$$

З рівняння (4.8) можна дійти таких висновків:

- при випарюванні нагрівальна пара витрачається на утворення вторинної пари, на підігрівання розчину до температури кипіння і на покриття теплових втрат;
- для зменшення витрати пари потрібно перед випарюванням підігріти розчин до точки кипіння, тоді $T_n = T_{\kappa}$ і другий член правої частини рівняння (4.8) перетворюється в нуль; витрата тепла на підігрівання розчину до кипіння неминуча, але підігрівати розчин доцільно не в випарному апараті, а в більш простому і дешевому теплообміннику;
- для зменшення витрати пари слід ретельно ізолювати зовнішню поверхню апарата і комунікації.

Приймаючи, що початковий розчин потрапляє на випарювання при температурі кипіння, що відсутні теплові втрати і що реакція йде без виділення чи поглинання теплоти, знайдемо теоретичну витрату пари при випарюванні в одному корпусі:

$$D = W(i - c_6 T_{\kappa}) / (i'' - i').$$

Звідси питома витрата пари в кг пари на 1 кг випареної води складає $m = D/W = (i - c_6 T_{\kappa}) / (i'' - i')$. В середньому $m = 1,04$; практично, внаслідок теплових втрат $m = 1,1 \dots 1,2$.

Теплове навантаження апарата може бути визначена як з рівняння (4.6), так і з рівняння (4.7). При відомій витраті пари зручніше користуватися такою формулою:

$$Q = D(i'' - i').$$

З рівняння теплового балансу отримаємо також кількість води, яка може бути випарена в даних умовах. Розв'язуючи рівняння (4.6) і (4.7) відносно W , знайдемо:

$$W = [D(i'' - i')(i - c_6 T_{\kappa})] + [G_n c_n (T_n - T_{\kappa}) / (i - c_6 T_{\kappa})] - [Q_{н.с.} / (i - c_6 T_{\kappa})]. \quad (4.9)$$

У цьому рівнянні $\alpha = 1/m = (i'' - i') / (i - c_6 T_{\kappa})$ – кг випареної води / кг нагрівальної пари; коефіцієнт випарювання, який показує кількість кг води, що випарюється за рахунок використання теплоти 1 кг нагрівальної пари; $D\alpha$ – кількість води, що випарюється за рахунок теплоти D нагрівальної пари, кг/с; $\beta = (T_n - T_{\kappa}) / (i - c_6 T_{\kappa})$ – коефіцієнт самовипарювання, К·кг вторинної пари / Дж; $G_n c_n \beta$ – кількість води, що випарюється за рахунок самовипарювання, якщо $T_n > T_{\kappa}$, коли розчин подається підігрітим вище за точку кипіння в апараті, або кількість недовипареної води при $T_n < T_{\kappa}$, кг/с; $Q_{н.с.} / (i - c_6 T_{\kappa})$ – кількість води, що недовипарена за рахунок теплових втрат, кг/с.

Рівняння (4.9) можна записати, якщо опустити індекси, в короткій формі:

$$W=(D\alpha+Gc\beta)\delta, \quad (4.10)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує теплові втрати.

З рівняння (4.9) і (4.10) виходить, що

- вода в апараті випарюється за рахунок теплоти нагрівальної пари і за рахунок надлишкової теплоти розчину, яка потрапляє у корпус;
- кількість випареної води зменшується при недогріванні розчину і за рахунок теплових втрат у навколишнє середовище.

4.2.2. Випарювання в багатокорпусній випарній станції

При сталому безперервному процесі випарювання і відсутності теплових втрат у навколишнє середовище і на дегідратацію розчинів в I корпус, відповідно до рис.63, поступає:

- D_1 , кг/с нагрівальної пари з загальною ентальпією $D_1 i_1''$;
- G , кг/с розчину з ентальпією GcT_n .

З I корпусу виходить:

- W_1 , кг/с вторинної пари з ентальпією $W_1 i_1$;
- $(G-W_1)$, кг/с частково випареного розчину з ентальпією $GcT_{p1} - W_1 c_e T_{p1} = (Gc - c_e W_1) T_{p1}$;
- D_1 , кг/с конденсату з ентальпією $D_1 i_1'$.

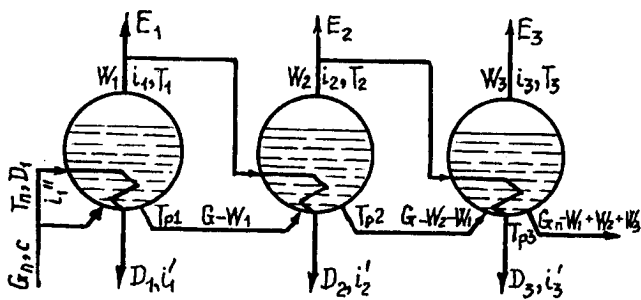


Рис.63. До теплового балансу випарної станції

Рівняння теплового балансу для I корпусу має вигляд:

$$D_1 i_1'' + GcT_n = W_1 i_1 + (Gc - c_e W_1) T_{p1} + D_1 i_1'$$

Тепло, винесене розчином із I корпусу в кількості $(Gc - c_e W_1) T_{p1}$, переходить з цим розчином у II корпус; частково випарений розчин виносить з II корпусу в III $(Gc - c_e W_1 - c_e W_2) T_{p2}$, Вт.

Рівняння теплового балансу для II корпусу запишеться так:

$$D_2 i_2'' + (Gc - c_e W_1) T_{p1} = W_2 i_2 + (Gc - c_e W_1 - c_e W_2) T_{p2} + D_2 i_2'.$$

Аналогічно для III корпусу тепловий баланс запишеться так:

$$D_3 i_3'' + (Gc - c_e W_1 - c_e W_2) T_{p2} = W_3 i_3 + (Gc - c_e W_1 - c_e W_2 - c_e W_3) T_{p3} + D_3 i_3'.$$

Для будь-якого i -го корпусу рівняння теплового балансу має вигляд:

$$D_i i_i'' + (Gc - c_e \sum_1^{i-1} W) T_{pi-1} = W_i i_i + (Gc - c_e \sum_1^i W) T_{pi} + D_i i_i'.$$

Звідси визначається кількість води, випарюваної в даному i -ому корпусі:

$$W_i = [D_i (i_i'' - i_i') / (i_i - c_e T_{pi})] + (Gc - c_e \sum_1^{i-1} W) (T_{pi-1} - T_{pi}) / (i_i - c_e T_{pi}).$$

Позначимо $\alpha_i = (i_i'' - i_i') / (i_i - c_e T_{pi})$ – коефіцієнт випарювання для даного корпусу;

$\beta_i = (T_{pi-1} - T_{pi}) / (i_i - c_e T_{pi})$ – коефіцієнт самовипарювання для того ж i -го корпусу.

Відповідно до прийнятих позначень можна записати:

$$W_i = D_i \alpha_i + (Gc - c_e \sum_1^{i-1} W) \beta_i.$$

Перший член правої частини рівняння – це кількість води, що випарилася за рахунок теплоти нагрівальної пари, другий член – кількість води, що випарилася в результаті самовипарювання. Враховуючи теплові втрати і дегідратаційні ефекти коефіцієнтом δ_i , знайдемо більш загальний вираз:

$$W_i = [D_i \alpha_i + (Gc - c_e \sum_1^{i-1} W) \beta_i] \delta_i. \quad (4.11)$$

Коефіцієнт випарювання близький до одиниці, коефіцієнт самовипарювання складає соту частку одиниці і, звичайно, збільшується для останніх корпусів станції. Коефіцієнт $\delta_i = 0,97 \dots 0,98$ також збільшується для останніх корпусів. У наближених розрахунках можна прийняти $\alpha_i = 1$, $\beta_i = 0$ і $\delta_i = 1$, припускаючи, що теплові і дегідратаційні втрати компенсуються самовипарюванням. Тоді $W_i = D_i$ і розрахунок суттєво спрощується.

При розрахунку за Класеном не потрібно точних даних про температурний режим окремих корпусів станції, необхідні лише дані про кількості відбираних екстрапарів. Недоліком такого розрахунку є неточність визначення W_i , особливо для останніх корпусів, ця неточність зростає з числом корпусів (кратністю випарювання).

Для розрахунку W_i за загальним методом потрібно знати температурний режим у корпусах для розрахунку коефіцієнтів α_i і β_i і кількість екстрапарів, крім того, попередньо потрібно розрахувати за громіздкими формулами D_i і тільки після цього можна послідовно визначити такі величини:

$$W_1 = D_1 \alpha_1 + Gc\beta_1; D_2 = W_1 - E_1;$$

$$W_2 = D_2 \alpha_2 + (Gc - c_6 W_1) \beta_2; D_3 = W_2 - E_2;$$

$$W_3 = D_3 \alpha_3 + (Gc - c_6 W_1 - c_6 W_2) \beta_3 \text{ і т.п.}$$

У кінці розрахунку перевіряють рівність $\sum_1^n W_i = W = G_n [1 - (K_{чн} / K_{чк})]$,

допускається розходження не більше 0,5%. Недоліком методу є громіздкість, особливо відчутна при варіантних розрахунках, знехтування тепловими втратами і дегідратаційним ефектом, що тягне неточність у визначенні W_i , і цим знецінює складні обчислення. Тому уточнені методи можна рекомендувати тільки для розрахунку вибраного варіанта, знайденого в результаті приблизних розрахунків.

Для випарювання розчинів, що мають велику теплоту розчинення і значну депресію, рівняння (4.11) буде мати інший вид. При випарюванні харчових продуктів внесена похибка несуттєва і не враховується.

4.3. Аналіз роботи випарної станції

Для аналізу роботи станції використовуємо найпростіші співвідношення, для чого приймемо $\delta_i = 1$, $\beta_i = 0$ і $\alpha_i = 1$, при цьому $D_i = W_i$. Нехай для п'ятикорпусної установки, яка наведена на рис.64, відомі продуктивність W , кг/с, і паровідбір E_1, E_2, E_3, E_4 кг/с. Визначимо кількість води, випареної в кожному корпусі, і витрату нагрівальної гострої пари D_1 , кг/с [14, 27, 28, 31].

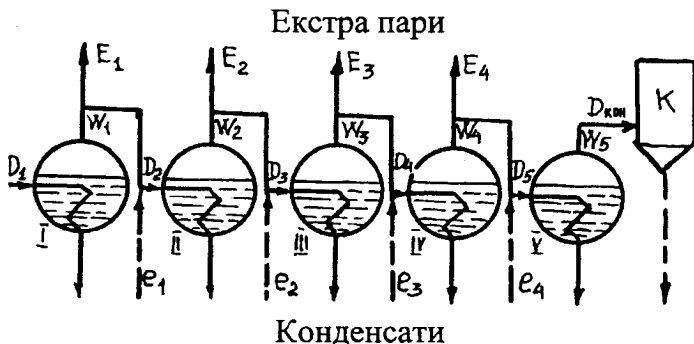


Рис.64. Розподіл пари п'ятикорпусної випарної станції

Позначимо через x кількість води, випареної в останньому V корпусі. Ця кількість складає вихід пари в конденсатор. Тоді кількість води, випареної в кожному корпусі, виразиться такою системою рівнянь Класена (рівнянь завантаження корпусів):

$$\left. \begin{aligned} \text{в V корпусі } W_5 &= D_5 = D_{\text{кон}} = x; \\ \text{в IV корпусі } W_4 &= D_4 = D_5 + E_4 = x + E_4; \\ \text{в III корпусі } W_3 &= D_3 = D_4 + E_3 = x + E_4 + E_3; \\ \text{в II корпусі } W_2 &= D_2 = D_3 + E_2 = x + E_4 + E_3 + E_2; \\ \text{в I корпусі } W_1 &= D_1 = D_2 + E_1 = x + E_4 + E_3 + E_2 + E_1; \end{aligned} \right\} (4.12)$$

Оскільки $W = \sum_1^5 W_i$, тоді, склавши ці п'ять рівнянь, отримаємо:

$$W = 5x + 4E_4 + 3E_3 + 2E_2 + E_1.$$

Звідси визначаємо кількість води, випареної в останньому корпусі:

$$x = W_5 = D_5 = D_3 = (W - 4E_4 - 3E_3 - 2E_2 - E_1) / 5. \quad (4.13)$$

Підставляючи значення x у всі рівняння системи, знайдемо W_4, W_3, W_2, W_1 , отже, визначиться і витрата нагрівальної пари в кожному корпусі D_4, D_3, D_2, D_1 .

Система рівнянь (4.12) може бути побудована і в зворотному порядку, якщо невідоме $x = W_1$:

$$\left. \begin{aligned} \text{в I корпусі } W_1 &= x; \\ \text{в II корпусі } W_2 &= x - E_1; \\ \text{в III корпусі } W_3 &= x - E_1 - E_2; \\ \text{в IV корпусі } W_4 &= x - E_1 - E_2 - E_3; \\ \text{в V корпусі } W_5 &= x - E_1 - E_2 - E_3 - E_4. \end{aligned} \right\}$$

Складаючи ці рівняння, знайдемо друге рівняння для витрати гострої пари:

$$x = W_1 = D_1 = (W + 4E_1 + 3E_2 + 2E_3 + E_4) / 5.$$

Отримані рівняння справедливі і для випарної станції з одним або кількома нуль-корпусами, якщо замість E_i підставити величину $(E_i - R_d)$, де R_d – кількість ретурної пари.

Введення нагрівальної пари в проміжні корпуси представляється як негативний паровідбір. Звичайно, останній корпус, який працює під розрідженням і дає вторинну пару в конденсатор, розглядається і розраховується як конденсатор, в якому відбувається лише самовипаровування перегрітого розчину без затрати нагрівальної пари ($E_4 = W_4, D_5 = 0, W_5 > 0$). Однак поверхня нагрівання в останньому корпусі необхідна, оскільки при коливаннях паравідбору (в динамічному режимі) з'являється надлишок пари ($W_4 > E_4$), котрий балансується активною роботою концентратора.

У результаті зроблених перетворень отримаємо такі основні рівняння навантаження корпусів без урахування парів самовипарювання:

Рівняння витрати нагрівальної пари I корпусу:

$$W_1 = D_1 = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + W_5 = (W + 4E_1 + 3E_2 + 2E_3 + E_4) / 5. \quad (4.14)$$

При використанні для обігріву екстрапарів всіх корпусів витрата пари, що поступає в I корпус,

$$D_1 = W_1 = \sum_1^5 E_i,$$

за умови $W_4 = E_4$ і $W_5 = 0$

$$D_1 = W_1 = \sum_1^4 E_i,$$

Кількість випареної води і витрати пари:

у II корпусі: $W_2 = D_2 = E_2 + E_3 + E_4 + W_5$;

у III корпусі: $W_3 = D_3 = E_3 + E_4 + W_5$;

у IV корпусі: $W_4 = D_4 = E_4 + W_5$;

у V корпусі: $W_5 = D_5 = (W - 4E_4 - 3E_3 - 2E_2 - E_1) / 5. \quad (4.15)$

Кількість води, випареної у всіх корпусах станції:

$$W = \sum_1^5 E_i = E_1 + 2E_2 + 3E_3 + 4E_4 + 5W_5. \quad (4.16)$$

Аналізуючи наведені рівняння, можна дійти таких висновків.

Продуктивність випарної станції залежить від величини паравідбору і зростає при його збільшенні; вплив паравідбору, відповідно до (4.16), збільшується в міру віддалення від головного корпусу.

При збільшенні паровідбору зростає витрата гострої пари на I корпус, відповідно до (4.14); при незмінній продуктивності більший вплив на витрату пари робить зміна паравідбору з головних корпусів – це впливає з (4.13).

При визначенні W_5 за рівнянням (4.15) можна отримати від'ємне значення; це вказує на необхідність зміни паравідбору, зменшивши його за рахунок хвостових корпусів і збільшивши для головних.

Економічно вигідніше підвищити паровідбір із хвостових корпусів, позаяк при цьому значно підвищиться продуктивність установки, відповідно до (4.16) або зменшиться витрата гострої пари – рівняння (4.14). Однак вторинна пара з різних корпусів нерівноцінна, оскільки має різну температуру. На практиці більше застосування для обігріву заводських теплообмінників знаходить екстрапара з високою температурою, і паровідбори з головних корпусів, звичайно, переважають.

При випарюванні без паровідбору $W_1=W_2=W_n$; $W_i=W/n$; де n – число корпусів, тобто випарювана вода рівномірно, відповідно до рівняння (4.12), розподіляється корпусами станції.

За відсутності паровідбору витрата гострої пари на випарювання менша, ніж при паровідборі. Однак при паровідборі економічність всієї установки, включаючи заводські теплообмінники, що обігріваються вторинною парою, підвищується. Ця обставина з'ясовується при порівнянні таких рівнянь:

- для установки без паровідбору витрата гострої пари тільки на випарювання складає $D_1=W/n$; крім того, на теплообмінники замість вторинної тратиться гостра пара в кількості $\sum_1^n E_i$; загальна витрата гострої пари по заводу складає:

$$D=D_1+\sum_1^{n-1} E_i=(W/n)+\sum_1^{n-1} E_i=(W/n)+E_1+E_2+\dots+E_{n-1};$$

- для установки з паравідбором витрата гострої пари по заводу:

$$D'=D_1=(W/n)+[(n-1)/n]E_1+[(n-2)/n]E_2+\dots+(1/n)E_{n-1}.$$

Різниця між витратою пари при відборі і без відбору вторинної пари показує економію у витраті пари на всю станцію:

$$D-D'=(1/n)E_1+(2/n)E_2+\dots+[(n-1)/n]E_{n-1}.$$

У цих формулах коефіцієнти $[(n-1)/n]$, $(1/n)$ показують як змінюється витрата пари на випарну станцію залежно від зміни величини і розподілу відборів. Ці коефіцієнти називаються еквівалентами гріючої пари. Величина iE_i/n показує економію у витраті гострої пари при відборі з 1-го корпусу; ця економія зростає зі збільшенням i -порядкового номера корпусу. Отже, вигідніше підвищувати паровідбір із хвостових корпусів.

Перенесення паравідбору на головні корпуси викликає одночасне збільшення виходу пари в конденсатор $D_{кон}=Wn$, що знижує економічність роботи станції. Відвід вторинної пари в конденсатор замість використання його для обігріву слід розглядати як тепловтрату випарної станції. Бажаним є такий режим роботи, коли останній корпус, що знаходиться під розрідженням, не вимагає нагрівальної пари і працює тільки на самовипарюванні ($W_{n-1}=E_{n-1}$).

При заданій продуктивності випарної станції W і відомій (нормованій) витраті пари на випарювання D_1 існують визначені співвідношення паровідбору з окремих корпусів. З теплового розрахунку споживачів вторинної пари визначається сума паровідбору $\sum_1^{n-1} E_i$, що розподіляється між корпусами так,

щоб забезпечити підігрів розчинів і задану продуктивність станції. Вибір паровідбору з того або іншого корпусу визначається кінцевою температурою

розчину на виході з підігрівників. Температура екстрапари, використовуваної як нагрівальна пари, у підігрівачі повинна перевищувати кінцеву температуру розчину на 5...6 К, для забезпечення стійкого теплообміну при забрудненні поверхні нагріву підігрівача. У відомих межах можливий вибір нагрівальної вторинної пари різного потенціалу. Застосування пари з головних корпусів, що мають більшу температуру, зменшить вартість теплообмінників, поверхня нагріву у котрих зменшується із збільшенням різниці температур екстрапари і розчину, що нагрівається. Застосування вторинної пари з хвостових корпусів підвищує економічність випарної установки, але підвищить поверхню підігрівачів. Перенесення пароспоживання підігрівача з одного корпусу на інший практично не впливає на застосування екстрапари, оскільки для будь-якого корпусу $i''-i' \approx const$.

Однак при заданих W і D_1 зміна паровідбору з даного корпусу тягне за собою зміну паровідбору з інших корпусів. Можливий паровідбір з кожного корпусу при вказаних умовах (сталості W і D_1) визначається за методом І.А.Тіщенко з рівнянь наближеного розрахунку навантаження корпусів. Наприклад, для трикорпусної випарної станції це будуть рівняння:

$$\begin{aligned} D_1 &= E_1 + E_2 + E_3 \quad (\text{при } W_3 = E_3); \\ W &= E_1 + 2E_2 + 3E_3. \end{aligned}$$

Сумісне вирішення цих рівнянь дає два вирази функціональної залежності E_2 і E_3 від E_1 :

$$\begin{aligned} E_2 &= -2E_1 + 3D_1 - W; \\ E_3 &= E_1 + W - 2D_1. \end{aligned}$$

Збільшення паровідбору з першого корпусу E_1 відповідає зменшенню паровідбору з другого корпусу E_2 і збільшенню паровідбору з третього корпусу E_3 . При максимальному паровідборі з першого корпусу паровідбір з другого корпусу знижується до нуля.

Використання у випарній станції парів самовипаровування конденсатів при їх каскадному відводі e_1, e_2 і e_{n-1} призводить до зменшення відборів вторинної пари з корпусів станції, оскільки частина вторинної пари компенсується парами самовипаровування.

При заданому розподіленні паровідборів фактичні відбори безпосередньо з корпусів випарної станції складають:

$$E'_1 = E_1 - e_1; \quad E'_2 = E_2 - e_2; \quad E'_3 = E_3 - e_3; \quad E'_4 = E_4 - e_4; \quad E'_5 = D_{\text{кон.}}$$

Визначимо, починаючи з V корпусу, кількість випареної води за корпусами:

$$\left. \begin{aligned} W_5' &= D_{\text{кон}}; \\ W_4' &= E_4' + D_{\text{кон}} = E_4 - e_4 + D_{\text{кон}}; \\ W_3' &= E_3' + W_4' = E_3 - e_3 + E_4 - e_4 + D_{\text{кон}}; \\ W_2' &= E_2' + W_3' = E_2 - e_2 + E_3 - e_3 + E_4 - e_4 + D_{\text{кон}}; \\ W_1' &= E_1' + W_2' = E_1 - e_1 + E_2 - e_2 + E_3 - e_3 + E_4 - e_4 + D_{\text{кон}}. \end{aligned} \right\} (4.17)$$

Додамо п'ять рівнянь системи (4.17) і отримаємо:

$$\sum_1^5 W_i' = E_1 + 2E_2 + 3E_3 + 4E_4 + 5D_{\text{кон}} - (e_1 + 2e_2 + 3e_3 + 4e_4),$$

або в загальному вигляді:

$$\sum_1^n W_i' = \sum_1^n W_i' - (e_1 + 2e_2 + \dots + ne_n).$$

Таким чином, при постійних величинах паровідборів за корпусами станції і величині $D_{\text{кон}}$, використання парів самовипаровування призведе до зменшення продуктивності випарної станції. Зменшення продуктивності може компенсуватися відповідним збільшенням виходу пари на конденсатор, який становить:

$$\Delta D_{\text{кон}} = (e_1 + 2e_2 + 3e_3 + \dots + ne_n) / n. \quad (4.18)$$

Витрата пари на випарну станцію з урахуванням $\Delta D_{\text{кон}}$ складає:

$$\begin{aligned} D' &= E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_n + D_{\text{кон}} - (e_1 + e_2 + \dots + e_n) + \Delta D_{\text{кон}} = \\ &= D - [ne_1 + (n-1)e_2 + (n-2)e_3 + \dots + e_n] / n \end{aligned} \quad (4.19)$$

де D -витрата пари на випарну станцію без використання парів самовипаровування.

У випадку, якщо п'ятий корпус працює в режимі концентратора, рівняння (4.18) і (4.19) замість величини n в знаменнику будуть мати $(n+1)$.

З поданих рівнянь видно, що використання парів самовипаровування призводить до зменшення витрат пари на станцію. При незмінному розподілі вторинних парів збільшується їх вихід на конденсатор на величину $\Delta D_{\text{кон}}$. Для збільшення економічності використання парів самовипаровування необхідно віднести паровідбір на хвостові поверхні випарної станції, за цих умов досягнемо режиму, коли $\Delta D_{\text{кон}} = 0$.

4.4. Вплив витрат пари і води конденсатора на продуктивність випарної станції

Продуктивність випарної станції за упареним розчином становить:

$$G_k = \sum_{i=1}^n W_i K_{i,n} / (K_{i,k} - K_{i,n}).$$

Сумарна продуктивність станції в упареній воді, відповідно до рівняння (4.12) дорівнює:

$$\sum_{i=1}^n W_i = W_1 + W_2 + \dots + W_n$$

або у випадку відсутності паровідбору ця продуктивність може бути визначена за наближеною формулою:

$$\sum_{i=1}^n W_i = (T_n - T_{\text{кон}} - \sum_{i=1}^n \Delta_i) \sum_{i=1}^n r_i^{-1} / \sum_{i=1}^n (k_i F_i)^{-1} \quad (4.20)$$

де T_n – температура гріючої пари І-го корпусу, °С; $T_{\text{кон}}$ – температура пари в конденсаторі, °С; Δ_i – повна температурна депресія i -го апарату; k_i – коефіцієнт теплопередачі i -го корпусу; F_i – поверхня нагріву; r_i – прихована теплота пароутворення; або:

$$\sum_{i=1}^n W_i' = D r \sum_{i=1}^n r_i^{-1},$$

де D – витрата гріючої пари на випарну станцію; r – теплота пароутворення в нагрівальній камері 1-го корпусу.

Залежність температури пари в нагрівальній камері 1-го корпусу від його витрати можна визначити за рівнянням:

$$T_n = D r \sum_{i=1}^n (k_i F_i)^{-1} + \sum_{i=1}^n \Delta_i + T_{\text{кон}}.$$

У більшості випадків випарювання підвищення температури нагрівальної пари i , відповідно, її витрати обмежено загоранням апаратів і погіршенням якості кінцевого продукту [14, 23, 35].

З рівняння (4.20) випливає, що при заданій температурі пари T_n продуктивність установки збільшується зі зменшенням температури пари в конденсаторі (збільшення вакууму). Для збільшення вакууму в конденсаторі слід підвищувати витрати охолоджувальної води, однак, при цьому зростають витрати на воду і електроенергію. Для визначення оптимальної витрати води на конденсатор, який працює сумісно з випарною станцією, необхідне рівняння, що зв'яже $\sum_{i=1}^n \Delta_i$ з витратами води G_e . Це рівняння можна отримати, якщо розглянути

сумісне рівняння теплового балансу конденсатора:

$$G_e c_e T_e + W_n i_n'' = (W_n + G_e) c_e (T_{\text{кон}} - \Delta T) - Q'_{\text{кон}}, \quad (4.21)$$

де G_e – витрати води на конденсацію; c_e – теплоємність води; T_e – температура охолоджувальної води в °С на вході в конденсатор; $W_n i_n''$ – витрата і ентальпія

вторинної пари на виході з останнього корпусу; ΔT – різниця температур пари в конденсаторі води на виході з конденсатора, як правило $\Delta T < 3$ °C; $Q'_{\text{кон}}$ – втрати конденсатором теплоти в навколишнє середовище; а також рівняння для витрати вторинної пари з останнього корпусу:

$$W_n = (T_n - T_{\text{кон}} - \sum_{i=1}^n \Delta_i) / r_n \sum_{i=1}^n (k_i F_i)^{-1}. \quad (4.22)$$

Підставляючи рівняння (4.22) в (4.21) і виключаючи за допомогою отриманого рівняння T_n з рівняння (4.20), отримаємо рівняння для визначення продуктивності випарної станції залежно від витрати води на конденсатор при заданій температурі в нагрівальній камері 1-го корпусу:

$$\left(\sum_{i=1}^n W_i \right)^2 + (a_1 + a_2 G_d) \sum_{i=1}^n W_i + a_3 G_e - a_4 = 0, \quad (4.23)$$

$$\text{де } a_1 = [i_n'' + c_e(\Delta T + \sum_{i=1}^n \Delta_i)] \sum_{i=1}^n (r_n/r_i)/c_e \sum_{i=1}^n (r_n/k_i F_i), \quad a_2 = \sum_{i=1}^n (r_n/r_i);$$

$$a_3 = (T_e + \Delta T + \sum_{i=1}^n \Delta_i - T_{\text{кон}}) \left[\sum_{i=1}^n (r_n/r_i) \right]^2 / \sum_{i=1}^n (r_n/k_i F_i), \quad a_4 = Q'_{\text{кон}} \left[\sum_{i=1}^n (r_n/r_i) \right]^2.$$

Аналіз рівнянь засвідчує, що зі збільшенням витрати води, починаючи з деякої межі, продуктивність випарної станції змінюється незначно. При цьому вважаємо, що в діапазоні зміни витрати охолоджуваної води і вакууму коефіцієнт теплопередачі останнього корпусу не змінюється. Насправді, при зниженні тиску у випарних апаратах знижується температура кипіння розчину, а отже, погіршується циркуляція і знижується інтенсивність кипіння розчину. Зменшення інтенсивності процесу кипіння за рахунок зниження тиску незначне, і зміна величини коефіцієнта теплопередачі по корпусах унаслідок зменшення тиску в них несуттєво впливає на продуктивність випарної станції.

4.5. Вплив відтяжки неконденсованих газів і паровідбору на продуктивність випарної станції

Відбір вторинної пари, крім збільшення економічності, сприяє підвищенню продуктивності випарної станції. Економія теплоти при цьому складає:

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^n (i E_i r_i / n)$$

Однак при збільшенні паровідбору з 1-го корпусу зменшується температура вторинної пари цього корпусу i , відповідно, зменшується продуктивність $(i+1)$ -го $(i+2)$ -го і т.д. корпусів. У зв'язку з цим в окремих випадках при надмір-

ному розвитку паровідбору продуктивність випарної станції може зменшитися. В умовах експлуатації для нормальної роботи вакуумних випарних станцій здійснюється перепуск пари на конденсатор по трубах відтяжки неконденсованих газів. Доцільно оцінити вплив цього перепуску на продуктивність і економічність (питомі витрати пари і води). Ці дані необхідні при виборі оптимальної величини паравідбору на стадії проектування, а також для оцінки змін продуктивності і економічності випарних установок при змінних режимах паровідбору [23, 35].

Як приклад розглянемо двокорпусну випарну станцію. Продуктивність установки за випареною водою:

$$\sum_{i=1}^2 W_i = W_1 + W_2 \quad (4.24)$$

Продуктивність I-го корпусу:

$$W_1 = k_1 F_1 (T_n - T_{кип1}) / r_1, \quad (4.25)$$

де k_1 – коефіцієнт теплопередачі I-го корпусу; F_1 – поверхня нагріву; r_1 – теплота пароутворення; $T_n, T_{кип1}$ – температура нагрівальної пари і киплячої рідини.

Продуктивність II-го корпусу:

$$W_2 = k_2 F_2 (T_1 - T_{кип2}) / r_2, \quad (4.26)$$

де k_2 – коефіцієнт теплопередачі II-го корпусу; F_2 – поверхня нагріву; T_n – температура вторинної пари I-го корпусу; $T_{кип2}$ – температура кипіння розчину у II-ому корпусі.

Значення $T_{кип.1}$ і $T_{кип.2}$ визначаються з рівнянь:

$$T_{кип.1} = T_n + \Delta_1, \quad (4.27)$$

$$T_{кип.2} = T_{кон} + \Delta_2, \quad (4.28)$$

де $T_{кон}$ – температура пари в конденсаторі; Δ_1, Δ_2 – сумарні температурні депресії в I-ому і II-ому корпусах.

Підставляючи рівняння (4.25) і (4.26) в (4.24) і враховуючи вирази (4.27) і (4.28), отримаємо:

$$\Sigma W = a - b T_1, \quad (4.29)$$

де $a = [k_1 F_1 (T_n - \Delta_1) / r_1] - [k_2 F_2 (T_{кон} + \Delta_2) / r_2]$; $b = (k_1 F_1 / r_1) - (k_2 F_2 / r_2)$.

Витрата пари у відбір дорівнює:

$$E = W_1 - D_2 - D'_2,$$

де D'_2 – витрата пари на відтяжку.

Якщо прийняти $D_2 = W_2$, тоді $E_1 = W_1 - W_2 - D'_2$, враховуючи рівняння (4.25) і (4.26), отримаємо:

$$E_1 = a_1 - b_1 T_n - D', \quad (4.30)$$

де $a_1 = [k_1 F_1 (T_{\text{кон}1} - \Delta_1) / r_1] + [k_2 F_2 (T_{\text{кон}2} + \Delta_2) / r_2]$; $b_1 = (k_1 F_1 / r_1) + (k_2 F_2 / r_2)$.

Розглядаючи разом рівняння (4.29) і (4.30), отримаємо:

$$\Sigma W = a_2 + b_2 (E_1 + D' / 2). \quad (4.31)$$

У цьому рівнянні $a_2 = a_1 - (b a_1 / b_1)$; $b_2 = b / b_1$.

На основі формули (4.31) розраховується залежність продуктивності двокорпусної випарної станції від розміру паравідбору.

Розглянемо вплив величини розміру відтяжки неконденсованих газів на продуктивність випарної станції. З рівняння (4.31) випливає, що величина D' впливає на продуктивність випарної станції так само, як і відбір пари E (якщо знехтувати впливом D' на теплообмін при конденсації пари). Насправді при $D' = 0$ неконденсовані гази не видаляються і станція не може нормально працювати, бо наявність цих газів значно знижує продуктивність другого корпусу і всієї станції.

Величина D' , що забезпечує нормальну дегазацію гріючої камери, не перевищує 5% і коливається в межах 2...3% від витрати пари цього апарата, що нагріває.

Наведений матеріал засвідчує, що при регулюванні продуктивності випарної станції зміною витрати пари і води необхідно враховувати взаємопов'язаність цих впливів. При цьому можливі такі випадки:

- продуктивність регулюється зміною D_1 за умови $T_n = \text{const}$. При цьому продуктивність станції змінюється тільки у випадку зміни витрати води на конденсатор згідно з рівнянням (4.23).

- продуктивність регулюється шляхом зміни D_1 за умови $G_g = \text{const}$. У цьому випадку змінюється температура пари в нагрівальній камері і конденсаторі. При збільшенні продуктивності станції $-\Delta T_n > \Delta T_{\text{кон}}$, а при її зменшенні $-\Delta T_n < \Delta T_{\text{кон}}$, де ΔT_n , $\Delta T_{\text{кон}}$ – зміни в процесі регулювання температури в нагрівальній камері I-го корпусу і в конденсаторі.

- змінюється витрата води на конденсатор за умови $D_1 = \text{const}$. У цьому випадку, незважаючи на зміну витрати води в широкому діапазоні, продуктивність випарної станції не змінюється, позаяк залишається незмінним температурний напір станції.

Витрата рідини на вході в I-й корпус або на виході зі станції при кратності циркуляції апаратів більше п'яти практично не впливає на продуктивність станції по випарованій воді за умови відсутності паровідбору. Ця витрата при заданій кількості випареної води $\sum_{i=1}^n W_i$ і концентрації розчину на вході в установку визначається величиною концентрації, заданої на виході з установки.

4.6. Вплив накипоутворення на продуктивність і економічність випарної станції

При випарюванні розчинів, що містять зважені частки або кристали, на коефіцієнт тепловіддачі впливають додаткові чинники. У виробничих умовах тепловіддача при випарюванні розчинів ускладнюється забрудненням поверхні нагрівання частіше накипом з боку киплячої рідини, іноді біологічними, технологічними й іншими забрудненнями, у деяких випадках і нагаром з боку конденсації пари. Обов'язковою умовою інженерного розрахунку випарної станції є урахування впливу накипоутворення. Одна з методик такого розрахунку запропонована Г.Н. Костенко [14, 27].

Загальний термічний опір випарного апарата, що зростає при накопиченні накипу, визначається за формулою:

$$R = R_0 + R_n$$

де $R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2$ – термічний опір при чистій поверхні нагріву, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$;
 R_n – термічний опір накипу, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

Приріст термічного опору обумовлений накипом. Приймається, що кількість накипу пропорційна часу випарювання і кількості випареної води. В цьому випадку термічний опір накипу як інтегральна величина виражається рівнянням:

$$R_n = \int_0^{\tau} \varepsilon u d\tau,$$

де ε – розмірний термічний коефіцієнт накипоутворення, визначається з досліду, $\text{м}^4 \text{К} / (\text{Вт} \cdot \text{кг})$; u – масова напруга нагрівальної поверхні (питома продуктивність корпусу), $\text{кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$; τ – час від початку випарювання, с.

При $\varepsilon = \text{const}$ одержується таке рівняння термічного опору даного корпусу:

$$R = R_0 + \varepsilon \int_0^{\tau} u d\tau. \quad (4.32)$$

Це рівняння інтегрується при різних крайових умовах, які характерні для окремих режимів роботи випарного апарату. Основним режимом роботи випарного апарату є режим усталеності його продуктивності за випареною водою, що відповідає умові $u = \text{const}$. Тому загальний термічний опір випарного апарата:

$$R = R_0 + R_n = R_0 + \varepsilon u \tau.$$

Температурний напір, що забезпечує задану питому продуктивність корпусу, виражається таким рівнянням навантажувальної характеристики:

$$\Delta T = qR = ru(R_0 + \varepsilon u \tau) = ruR_0 + \varepsilon ru^2 \tau = \Delta T_0 + \delta T \tau, \quad (4.33)$$

де $\Delta T_0 = ruR_0$ – початковий температурний перепад при чистій поверхні нагріву,

$\tau=0$; $\delta T = \varepsilon u^2 r$ – приріст температурного перепаду в одиницю часу, який компенсує приріст термічного опору накипу, К/с; $ru = q$ – тепловий потік, Вт/м²; r – теплота випаровування, Дж/кг.

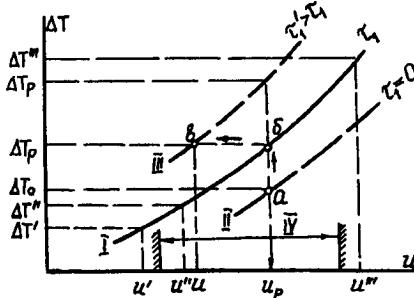


Рис. 65. Навантажувальні характеристики випарного апарата: I) основна при $\tau_1 = \text{const}$, II) для чистої нагрівальної поверхні $\tau_1 = 0$, III) для $\tau_1 > \tau_2$, IV) ділянка оптимальних масових напружень нагрівальної поверхні

Навантажувальна характеристика будується за рівнянням (4.33). Задаючись рядом значень u (u' , u'' , u''') при відомому τ_1 , розраховують і будують криву $\Delta T = f(u)$, представлену на рис.65. За кривою I визначають розрахункове значення u_p , яке відповідає максимально наявному температурному перепаду ΔT_p . Якщо на цьому ж графіку побудувати другу навантажувальну характеристику (крива II) для чистої поверхні нагріву ($\tau_1 = 0$) за рівнянням $\Delta T = ruR_0$, тоді на цій кривій буде знаходитись значення ΔT_0 , що відповідає початку роботи апарата. Процес збільшення температурного перепаду від ΔT_0 до ΔT_p при постійній масовій нарузі u_p відобразиться лінією ab (стрілка вгору).

Якщо там показати криву III, розраховану при $\tau_1' > \tau_1$, тоді в зв'язку зі зростаючим термічним опором накипу ($R_n = \varepsilon u \tau_1' > \varepsilon u \tau_1$) при цьому ж значенні розрахункового масового напруження u_p отримаємо більшу величину необхідного перепаду $\Delta T_p'$, яка може перевищити наявний температурний перепад ΔT_p ($\Delta T_p' > \Delta T_p$). Коли перепад ΔT_p при τ_1 буде вичерпаний, подальший процес випарювання відобразиться лінією bc (стрілка наліво), що відповідає падінню масового напруження від u_p до u ($u < u_p$).

Таким чином, аналіз відносного розташування навантажувальних характеристик, побудованих при різних $\tau_1 = \text{const}$, дозволяє зробити вибір раціональних значень τ_1 , ΔT_p і u_p . У всіх випадках бажано, щоб значення u_p знаходились у ді-

лянді IV оптимальних масових напружень, встановлених для конкретних умов даної випарної станції.

Загальною закономірністю для будь-яких режимів роботи випарних станцій є зростання термічного опору корпусів відповідно до рівняння (4.32). Однак характер цього зростання різний залежно від конкретного режиму роботи. У чистому вигляді можна виділити принаймні два граничних випадки:

- коли продуктивність випарних апаратів і всієї станції у часі не змінюються. При цьому режимі масові напруги по корпусах залишаються постійними. Цей режим бажаний для виробництва, позаяк забезпечує сталість концентрації згущеного розчину, якщо початкова концентрація розчину постійна.

- коли температурні перепади в окремих корпусах не змінюються. Цей режим небажаний, оскільки при постійному температурному перепаді і зростаючому термічному опорі зменшуються масова напруга і продуктивність корпусів.

На практиці можливі різні проміжні і комбіновані режими роботи випарних станцій. Зокрема, протягом періоду стійкої роботи τ_1 установка відповідає режиму $u=const$, що забезпечується безупинним ростом температурного перепаду в кожному корпусі. Повний перепад у всій станції зростає за рахунок поступового підвищення тиску нагрівальної пари у головному корпусі («головне» регулювання) або зниження тиску вторинної пари в хвостовому корпусі («хвостове» регулювання), або при одночасному впливі на головний і хвостовий корпуси. Коли наявний температурний перепад вичерпаний, випарювання починає працювати при режимі $\Delta T=const$, що витримується протягом припустимого часу τ_2 , поки кінцева концентрація розчину зменшиться в припустимих межах. Після цього випарна станція піддається виварюванню – хімічному очищенню від накипу і механічному видаленню осадів із поверхні нагріву.

Збільшення часу між виварками випарки призводить до збільшення поверхні нагріву, що спричиняє підвищення капітальних витрат поряд з експлуатаційними й амортизаційними збитками, але, водночас, разом з тим зменшується кількість виварок з усіма непродуктивними витратами, пов'язаними з їх проведенням, скорочуються втрати продукту.

4.7. Техніко-економічний оптимум випарної станції

Оцінимо вплив різних управляючих впливів на собівартість кінцевого продукту C , процесу випарювання C_1 і прибутку Π . При цьому завданням оптимізації є досягнення максимуму продукту і прибутку при мінімальній собівартості процесу випарювання і кінцевого продукту.

Собівартість 1 кг продукту визначається за формулою:

$$C = [(b_1 E + b_2 D + b_3 G + A_1) / K_{\text{чн}} (K_{\text{чк}} - K_{\text{чн}})^{-1} \sum_{i=1}^n W_i] + A_2 \quad (4.34)$$

а собівартість процесу випарювання становить:

$$C_1 = [(b_1 E + b_2 D_1 + b_3 G_0 + B_1) / \sum_{i=1}^n W_i] + B_2, \quad (4.35)$$

де b_1, b_2, b_3 – вартість 1 кВт·год електроенергії, 1 т пари і 1 м³ води; E, D, G – витрати електроенергії, нагрівальної пари і води на технологічній лінії; E_1, D_1, G_1 – витрати електроенергії, нагрівальної пари і води на випарну станцію; A_1, A_2 – стала і змінна складові сумарних затрат на зарплату, цехові і заводські витрати при виробництві 1 кг готового продукту; B_1, B_2 – стала і змінна складові затрат на зарплату, цехові і заводські витрати при випарюванні 1 кг води.

Для розрахунку C і C_1 залежно від витрати пари і води необхідно врахувати, яким чином здійснюється варіація цих впливів. Якщо здійснюється варіант $D_1 = \text{var}, T_n = \text{const}$, тоді для розрахунку залежностей C і C_1 від витрати пари слід користуватися рівнянням:

$$\sum_{i=1}^n W_i = D r \sum_{i=1}^n r_i^{-1} \quad (4.36)$$

виключивши з рівнянь (4.23), (4.34) і (4.35) величину $\sum_{i=1}^n W_i$. Далі розраховуються C і C_1 при різних значеннях G_0 , при цьому D_1 визначається за рівняннями (4.36) і (4.23).

При здійсненні варіанта регулювання $D_1 = \text{var}, G_0 = \text{const}, T_n = \text{var}$ C і C_1 визначаються при різних D_1 на основі рівнянь (4.34) і (4.35) після виключення з цих рівнянь за допомогою виразу (4.36) $\sum_{i=1}^n W_i$. Розрахунок C і C_1 для варіанта $D_1 = \text{const}, G_0 = \text{var}$ не відрізняються методичними особливостями.

Таким чином, для встановлення оптимального режиму випарної станції без парвідбору необхідно [26, 35]:

- 1) установити витрату пари на випарну станцію, за якої досягається максимально припустима температура пари в нагрівальній камері (температура поверхні нагрівання першого корпусу);
- 2) витрата води на конденсатор вибирається з розрахунку одержання екстремума прийнятого критерія оптимізації;
- 3) визначається оптимальний час роботи випарної станції;
- 4) мінімальна витрата пари на відтяжку неконденсованих газів визначається експериментально;

5) витрата розчину на виході з установки визначається, виходячи з умови забезпечення необхідної концентрації розчину на виході з випарної станції $K_{цк}$.

4.8. Принципові схеми багатокорпусних випарних станцій

Залежно від способу подачі розчину розрізняють такі основні схеми багатокорпусних випарних станцій безперервної дії (рис.66) [37].

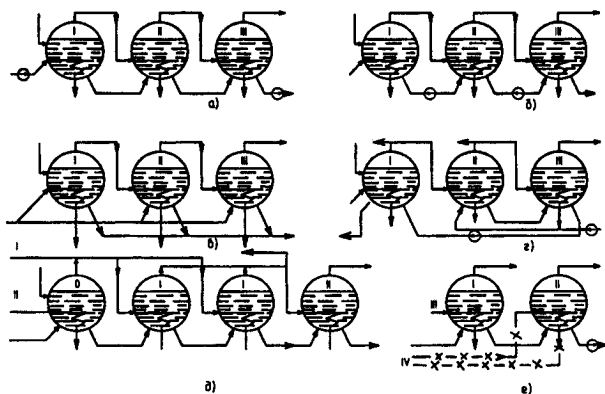


Рис. 66. Схеми багатокорпусних випарних станцій: а) прямотечійна, б) протитечійна, в) з паралельним живленням, г) зі змішаною подачею розчину і відбором екстрапари, д) з нуль-корпусом і подвійним першим корпусом, е) з двома нагрівальними агентами (пара і олія); I) ретурна пара, II і III) гостра пара, IV) олія

У схемі з прямотечійним живленням (рис.66,а) нагрівальна пара, вторинна пара і розчин проходять в одному напрямку. Розчин переходить з одного корпусу в інший за рахунок різниці тисків у корпусах. Внаслідок зниження температури кипіння розчину в кожному наступному корпусі розчин надходить в усі корпуси (крім першого) із температурою більш високою, ніж температура кипіння. У результаті розчин охолоджується, і за рахунок теплоти, що при цьому віддається, випаровується деяка кількість води (самовипаровування). Однак при живленні першого корпусу холодним розчином значна кількість нагрівальної пари у цьому корпусі тратиться на підігрів розчину. Тому при прямотечійному живленні доцільно подавати в перший корпус попередньо підігрітий розчин (шляхом установки підігрівачів, що обігріваються екстрапарою або конденсатом).

Недолік схеми з прямотечійним живленням полягає в тому, що в останньому корпусі, де температура кипіння найнижча, випарюється саме концентрований розчин. Одночасне зниження температури і підвищення концентрації розчину призводить до підвищення його в'язкості і зниження коефіцієнтів тепловіддачі. Тому в даній схемі коефіцієнти тепловіддачі зменшуються від першого корпусу до останнього.

У схемі протитечійної випарної станції (рис.66,б) рідкий розчин подається в останній корпус, з нього в передостанній і т.д. за допомогою насосів. Розчин і вторинна пара рухаються з корпусу в корпус у протилежному напрямку.

Протитечійні станції застосовуються для випарювання в'язких розчинів, що в умовах прямотечійного випарювання стають настільки в'язкими, що погано рухаються по трубопроводах. При протитечійному живленні найбільш висока концентрація розчину досягається в першому корпусі, де і температура кипіння найбільша. Тому значного падіння коефіцієнта тепловіддачі в корпусі з найбільш концентрованим розчином не відбуваються, і коефіцієнти тепловіддачі мало змінюються по корпусах. Це є найбільш істотною перевагою протитечійного живлення перед прямотечійним. Крім того, при протитечійному живленні кількість води, що випарюється в останньому корпусі, менша, ніж при прямотечійному живленні, що зменшує навантаження на конденсатор (при випарюванні у вакуумі). За витратою теплоти протитечійне живлення вигідніше прямотечійного при живленні холодним розчином, але поступається йому при живленні гарячим розчином.

Недоліками протитечійної схеми в порівнянні з прямотечійною (при однаковому робочому режимі) є збільшення на 5...10% витрат грійочої пари і додаткова витрата електроенергії на роботу насосів.

При схемі з паралельним живленням (рис.66,в) рідкий розчин подається одночасно в усі корпуси, а упарений розчин також відбирається з усіх корпусів. Ця схема застосовується рідко, головним чином при незначному підвищенні концентрації розчину і при випарюванні розчинів, що кристалізується, оскільки передача з корпусу в корпус у цьому випадку складна внаслідок можливого закупорювання перепускних трубопроводів і арматури.

На рис.66, г показана схема випарної станції зі змішаною подачею розчину і відбором екстрапари.

На рис.66, д подана схема випарної станції з нуль-корпусом. Нульовий корпус є ніби редуктором гострої пари, що додає пару при нестачі ретурної пари. Система з нуль-корпусом поширена в цукровій промисловості.

Здвоєний корпус застосовується в тому випадку, коли, наприклад, поверхня нагрівання всіх корпусів повинна бути однаковою, а перший корпус має використовувати як ретурну пару, так і вторинну пару з нуль-корпуса, щоб за-

безпечити обігрів другого корпусу і відпустити значну кількість екстрапару, як показано на схемі.

На рис.66, є наведена схема двокорпусної випарної станції з двома агентами, що гріють, наприклад, пара і масло. Така схема застосовується в тих випадках, коли в другому корпусі різко підвищується температура кипіння розчину за рахунок росту його концентрації в першому корпусі, і температура вторинної пари, як такої, що гріє, виявляється недостатньою.

4.9. Проектні і перевірочні розрахунки випарних апаратів і станцій

4.9.1. Завдання розрахунку випарної станції

Основним завданням теплового розрахунку випарної станції при проектуванні є визначення структури теплової схеми і конструктивно-режимних параметрів, що забезпечують екстремум відповідного критерію оптимізації при заданій продуктивності установки [14, 37, 35].

Основне завдання перевірочних розрахунків – перевірка можливості використання наявних апаратів у заданих умовах роботи або визначення фактичної продуктивності діючої випарної станції для визначення оптимального режиму і приведення фактичної продуктивності у відповідність із заданою. При проектних розрахунках поверхні нагрівання апаратів є визначеними величинами, а при перевірочному – заданими.

При проектуванні випарної станції знаходять поверхні нагрівання апаратів, різні конструктивно-режимні параметри, кількість випарних апаратів, теплову схему та ін. При виконанні проектних розрахунків можливі два основних випадки:

1. Кількість апаратів випарної станції і її тепла схема задані. Визначаються поверхні нагрівання і конструктивно-режимні параметри апаратів.
2. Визначаються не тільки конструктивно-режимні параметри апаратів, включаючи поверхні нагрівання, але і кількість апаратів і оптимальна теплова схема станції.

У першому випадку визначаються оптимальні конструктивно-режимні параметри випарних апаратів, що забезпечують при визначеній продуктивності і заданій схемі одержання екстремуму відповідного критерію оптимізації або виконання спеціальної умови.

У другому випадку для кожної схеми і кількості апаратів визначаються відповідні оптимальні параметри, потім зіставляються різні схеми при різних кількостях апаратів n . Вибирають таку схему і значення n , що забезпечують, при заданій продуктивності, екстремум відповідного критерію оптимізації або виконання спеціальних умов. Цими умовами можуть бути:

- проектування станції з мінімальною поверхнею нагрівання;

- проектування станції з випарними апаратами рівної поверхні нагрівання;
- проектування станції з мінімальною питомою витратою теплоти при виконанні деяких додаткових умов, наприклад, кількість ступенів випарювання або маса станції не повинна перевищувати визначеної величини;

- проектування станції з мінімальними сумарними експлуатаційними і капітальними витратами і т. ін.

При виборі оптимальної кількості апаратів і схеми випарної станції особливого значення набувають техніко-економічні критерії проектування випарної установки.

При перевірочному розрахунку вирішуються такі завдання:

1. Визначення оптимального температурного режиму або режиму паровідбору, що забезпечують екстремум одного із заданих критеріїв оптимізації режиму, наприклад, продуктивності випарної станції або собівартості готового продукту.

2. Визначення фактичної продуктивності випарної станції або інших техніко-економічних показників із метою співставлення цих величин із нормативними значеннями.

3. Визначення можливості підвищення продуктивності випарної станції або поліпшення її техніко-економічних показників за допомогою різних заходів:

- зміни сумарного температурного напору установки;
- визначення оптимальних параметрів паровідбору;
- вибір місця і кількості добавки гострої пари в нагрівальні камери проміжних апаратів (можливі добавки пари до вторинної пари апаратів);
- додаткова інтенсифікація процесів випарювання, наприклад, установка додаткових циркуляційних насосів або заміна існуючих більш потужними; застосування способів, що забезпечують краплинну конденсацію пари;
- зміна теплової схеми випарної станції, наприклад, установка додаткових термокомпресорів;
- установка додаткових апаратів або збільшення поверхні нагрівання існуючих;
- зупинка випарної станції на очищення.

Можливі інші різновиди перевірочних розрахунків, за яких вирішуються проблеми, що виникають при експлуатації випарних станцій. Перевірочний розрахунок є зворотним проектному розрахунку.

Розходження між проектними і перевірочними розрахунками умовне, наприклад, у випадку, коли наявна випарна станція не забезпечує заданої продуктивності або яких-небудь інших показників і потребує реконструкції установки зі зміною теплової схеми, установкою додаткових апаратів або збільшення поверхні нагрівання діючих. У цьому випадку в програму перевірочних розрахун-

ків включається розрахунок поверхонь нагрівання апаратів, наявність якого є основною ознакою проектного розрахунку. Поділ розрахунків випарних станцій на проектні і перевірочні умовний, не тільки виходячи з розрахунку, але і внаслідок використання для тих і інших розрахунків однієї і тієї ж вихідної системи рівнянь, що описують статику процесів випарювання. Проектні теплові розрахунки випарних станцій містять три основних розділи:

1. Визначення продуктивності окремих апаратів.
2. Визначення коефіцієнтів теплопередачі апаратів із визначенням їхніх поверхонь.
3. Техніко-економічні розрахунки.

Для розрахунку за першим розділом застосовується ряд методів. Спрощений метод розрахунку ґрунтується на допущенні, що

$$D_i = W_i \quad (4.37)$$

Якщо задана витрата вторинної пари для І-го апарата установки і необхідно визначити витрату нагрівальної пари або витрата її задана і потрібно визначити кількість вторинної пари, то відносна похибка розрахунку за найпростішим методом у порівнянні з точним рівнянням теплового балансу може бути обчислена за формулою:

$$\varepsilon = 1 - (1 - \Omega)^n, \quad (4.38)$$

де Ω – похибка розрахунку за рівнянням (4.37), %, n – кількість апаратів.

Формула (4.38) отримана за умови, що похибки розрахунку по апаратах Ω_i рівні між собою. З неї випливає, що похибка розрахунку на основі найпростішого методу зростає зі збільшенням кількості апаратів. Найбільша помилка спостерігається для останнього корпусу. Похибка зростає також тому, що в цьому апараті ефект самовипарювання найбільший, а теплові втрати в навколишнє середовище найменші, що не враховується в спрощеному методі.

4.9.2. Розрахунок випарного апарата

Проектний розрахунок. Вихідні дані для розрахунку: температура нагрівальної пари T_n , °С; тиск (температура) вторинної пари, p_{em} (T_{em}), МПа (°С); початкова кількість розчину, що поступає, G_n , кг/с; початкова і кінцева концентрації упарюваної речовини K_{yn} і K_{yk} ; температура розчину при поступанні в апарат T_n , °С; теплофізичні параметри упарюваної речовини; схема, будови апарата; бажаний період стійкої роботи апарата τ_1 , г.

У процесі розрахунку послідовно визначаються такі показники.

Продуктивність апарата за упарюванням розчинником:

$$W = G_n (1 - K_{yn} K_{yk}^{-1}).$$

Розрахункова концентрація:
в прямотечійному апараті

$$Ku_p = 0,5(Ku_n + Ku_k);$$

в апараті з багатократною циркуляцією

$$Ku_p = Ku_k.$$

Температура кипіння розчину:

$$T_p = T_{em} + (\Delta_z + \Delta_{\phi x}).$$

Корисна різниця температур:

$$\Delta T_p = T_n - T_p.$$

Навантажувальна характеристика:

$$\Delta T = ruR = ru(R_o + R_n),$$

за нею визначається розрахункове значення $q_p = k\Delta T_p$.

Площа нагрівальної поверхні апарата визначаємо одним із таких способів:

$$F = Q/k\Delta T = x(R_o + R_n)[G_n c_n(T_p - T_n) + W(i - c_s T_p)]/\Delta T,$$

де $x = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує тепловтрати апарата в навколишнє середовище.

Приблизно, приймаючи $T_n = T_p$; $i - c_s T_p = r$; $q = k\Delta T = ur$, отримаємо:

$$F = W(i - c_s T_p)/u_p r \approx W/u_p.$$

Витрата нагрівальної пари D , кг/с:

$$D = Q/(i'' - i') = x[G_n c_n(T_p - T_n) + W(i - c_s T_p)]/(i'' - i') \approx u_p F.$$

8. Розташовують нагрівальну поверхню в прийнятному ескізі апарата і роблять конструктивний розрахунок. Розрахунок може закінчуватись вибором стандартного апарата з найближчою за розміром нагрівальною поверхнею за каталогами машинобудівних заводів.

Перевірочний розрахунок. Вихідні дані для розрахунку: поверхня нагріву і розміри апарата (його ескіз або креслення); продуктивність апарата, робочий режим випарювання; продуктивність апарата; коефіцієнт використання поверхні нагріву – ϕ .

Порядок розрахунку.

1. Кількість випареної води W_p , кг/с, обчислюється за фактичними концентраціями і масою вхідного продукту:

$$W_p = G_n(1 - Ku_n Ku_k^{-1}).$$

2. Фактичне масове напруження u_p , кг/м²·с:

$$u_p = W_p F^{-1}.$$

3. Коефіцієнт теплопередачі k_p , Вт/м²·К; або загальний термічний опір R_p , м²·К/Вт:

$$k_p = R_p^{-1}; R_p = R_o + R = (R_1 + R_c + R_2) + (1 - \phi)\phi^{-1}(R_1 + R_c + R_2) = R_o\phi^{-1};$$

де R_1 і R_2 знаходять при обчисленому раніше значенні u_p .

4. Розрахункова різниця температур, К:

$$\Delta T_p = T_n - T_p$$

5. Фактичне теплове навантаження, Вт:

$$Q_p = k_p \Delta T_p F$$

6. Необхідна продуктивність апарата W , кг/с, обчислена за заданою кількістю продукту і розрахунковими концентраціями:

$$W = G_n (1 - K_{цн} K_{цк}^{-1})$$

7. Необхідне теплове навантаження:

$$Q = [G_n c_n (T_p - T_n) + W (i - c_6 T_p)] x$$

8. Коефіцієнт запасу продуктивності:

$$\chi_i = Q_p / Q$$

Аналогічний результат отримаємо, порівнюючи наявний температурний перепад з необхідним:

$$\chi_2 = \Delta T_p / \Delta T_{\text{треб}}$$

У цьому випадку k обчислюється за необхідним масовим напруженням $u = W/F$, отже:

$$Q_p / Q = k_p \Delta T_p F / k \Delta T_{\text{необ}} F; \chi_1 = \chi_2 k_p / k$$

9. Розрахунок закінчується аналізом результатів і висновками про необхідні заходи для зміни режиму роботи апарата з метою наближення режиму до оптимального або висновком про заміну апарата другим з іншою поверхнею нагріву. Рішення залежить від величини χ . Якщо $\chi < 1$, тоді апарат не забезпечує задану продуктивність. У цьому випадку можна рекомендувати, наприклад, збільшення корисної різниці температур. Якщо $\chi > 1$, тоді доцільно зменшити ΔT_p , наприклад, шляхом зниження тиску нагрівальної пари. Питання про заміну апарата іншим слід ставити в крайньому випадку, коли χ суттєво відрізняється від одиниці й інші можливості поліпшення роботи апарата вичерпані. Нормальним можна вважати запас продуктивності в 5...10%.

Перевірочним розрахунком зазвичай закінчують проектний розрахунок випарного апарата, якщо апарат вибирають за каталогом і фактична нагрівальна поверхня значно відрізняється від першопочаткової розрахункової.

4.9.3. Розрахунок багатокорпусної випарної станції

Розрахунок багатокорпусної установки ґрунтується на застосуванні рівнянь матеріального і теплового балансу. Ускладнення розрахунку в порівнянні з розрахунком окремого апарата обумовлено впливом роботи одного корпусу на роботу інших корпусів і взаємозв'язком паровідбору з навантаженням корпусів.

До певного моменту розрахунку багатокорпусна станція розглядається як єдине ціле; при визначенні термічних опорів і поверхні нагрівання кожний корпус розглядається як одиничний апарат.

Порядок проектного розрахунку можна викласти в такій послідовності.

1. Установлюються вихідні дані – схема випарної станції, температура нагрівальної пари, кількість продуктів, їхня концентрація, температура й інші теплофізичні параметри.

2. Визначаються витрати пари на теплообмінники, що споживають вторинну пару випарної станції. У результаті цього стає відомою сума паровідбору $\sum_1^{n-1} E_i$.

3. Установлюється оптимальний паровідбір. Для відомих технологічних схем притримуються типових схем паровідбору залежно від схеми випарної станції. В інших випадках і для нових, невивчених виробництв розраховують ряд варіантів паровідбору, користуючись діаграмами і наближеними рівняннями навантаження корпусів.

4. Визначається кількість води, випареної в кожному корпусі станції W_i за рівняннями навантаження корпусів.

Найпростіший розрахунок робиться за спрощеними рівняннями Классена. Якщо визначити D_1 при відомому паровідборі і заданій продуктивності випарної станції, то кількість випареної води визначають послідовно з рівнянь

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= D_1; \\ W_2 &= D_1 - E_1 = D_2; \\ W_3 &= D_2 - E_2 = D_3; \\ W_i &= D_{i-1} - E_{i-1} = D_i; \\ W_n &= D_{n-1} - E_{n-1} = D_n. \end{aligned} \right\}$$

Підсумовуючи ці рівняння, робимо перевірку:

$$\sum_1^{n-1} E_i = G_n (1 - K_{\text{цн}} K_{\text{цк}}^{-1}).$$

Цей метод простий, але не завжди забезпечує достатню точність внаслідок нехтування тепловтратами і самовипаровуванням. Похибка у визначенні W_i і D_i зростає при збільшенні числа корпусів. Найбільша помилка спостерігається для останнього корпусу і для малих значень W_n ; похибка при визначенні W_5 може досягати 50%. Для дво-, трикорпусних випарних станцій із роботою останнього корпусу під тиском найпростіший метод дає задовільні результати.

5. Розраховується бажаний температурний режим, у результаті чого наявний температурний перепад, що відповідає заданому періоду стійкої роботи τ_1 , розподіляється між корпусами станції з урахуванням таких міркувань:

– в останніх корпусах умови теплообміну погіршуються, і коефіцієнт тепловіддачі падає. Щоб для цих корпусів не знадобилася надмірно велика поверхня нагрівання, корисний перепад збільшують від першого до останнього корпусу;

– для зменшення поверхні нагрівання корпусів, що мають велике теплове навантаження, у них повинна бути забезпечена велика різниця температур;

– для кожного корпусу повинен бути забезпечений мінімум корисного перепаду – приблизно 6...7 К, а для апаратів із вимушеною циркуляцією – 4...5 К.

При розподілі температурного перепаду треба враховувати також додаткові умови, наприклад, можна прагнути, щоб усі корпуси мали однакову поверхню нагрівання; сумарна поверхня нагрівання станції була мінімальною; мінімальна поверхня нагрівання була при рівності корпусів і т.ін.

При будь-яких способах розподілу температурного перепаду температура вторинної пари визначається умовами технологічного процесу даного виробництва.

6. Будуються для кожного корпусу навантажувальні характеристики $\Delta T=f(u)$, за якими визначаються розрахункові масові напруги u_i , що відповідають вибраним температурним перепадам ΔT_i .

7. Визначається поверхня нагрівання кожного корпусу $F_i=W_i/u_i$, розрахунок закінчується вибором апаратів за каталогом, причому береться найближча за стандартом поверхня. Вона може істотно відрізнитися від розрахункової, що вимагатиме перерозподілу температур (у гіршому випадку і навантажень корпусів).

8. Виконується перевірочний розрахунок станції по прийнятих за стандартом апаратах. Ціль перевірочного розрахунку – встановити оптимальний режим роботи випарної станції при оптимальних масових напругах поверхні нагрівання згідно з паровідбором і прийнятим компонуванням корпусів. При відомих поверхнях нагрівання F_i розрахунки зводяться до обчислення масових напруг u_i , і відповідних їм температурних опорам R_i і корисних різниць температур ΔT_i . Оптимальний режим роботи досягається, якщо $\sum_1^j \Delta T_{pi} \geq \sum_1^j \Delta T_{нооб.і}$, або,

інакше, при коефіцієнту запасу продуктивності $\chi \geq 1$ для кінця заданого періоду стійкої роботи τ_j . Тому термічні опори корпусів визначають через певну кількість діб роботи.

Оптимальний режим змінюється залежно від умов роботи станції і для кожної установки має індивідуальний характер. Розрахунки випарних станцій щодо вибору оптимального варіанта робляться приблизно. Уточнення розрахункових величин доцільне тільки для вибраного або близького до нього варіанта.

4.10. Приклади розрахунків багатокорпусних випарних станцій

4.10.1. Розрахунок двокорпусної станції для випарювання аміачної селітри

Приклад 22. Розрахувати двокорпусну випарну станцію, показану на рис. 67, для концентрування $G_n = 5400$ кг/год (1,5 кг/с) водного розчину NH_4NO_3 від початкової концентрації $K_{i_n} = 56\%$ до кінцевої $K_{i_k} = 90\%$ за таких умов:

1. Температура розчину, що надходить в підігрівач $T_{nid} = 20^\circ\text{C}$.
2. Температура розчину, що надходить в 1-й корпус $T_{pnid} = 100^\circ\text{C}$.
3. Екстра-пара I-го корпусу, що надходить на підігрів розчину в підігрівачі.
4. Початкова теплоємність розчину визначається за правилом адитивності:

$$c_n = [K_{i_n} \cdot c + (100 - K_{i_n})c_a] / 100 = (56 \cdot 1,77 + 44 \cdot 4,19) / 100 = 2,83 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Тут c – теплоємність сухої речовини, $c = 1,77$ кДж/(кг·К).

5. Кількість теплоти, що витрачається на підігрівач розчину:

$$Q_{nid} = G_n c_n (T_{pnid} - T_{nid}) = 1,5 \cdot 2830 (100 - 20) = 339900 \text{ Вт.}$$

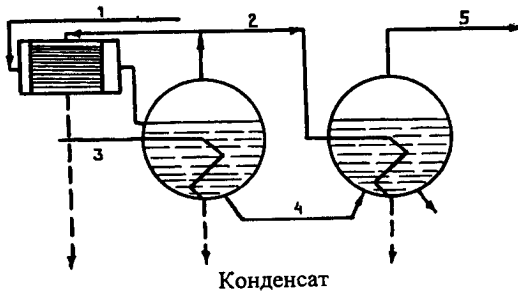


Рис.67. Схема випарної станції аміачної селітри.

1 – розчин, 2 – екстра-пара, 3 – гриюча пара, 4 – розчин, 5 – до конденсатора

6. Тиск нагрівальної пари I-го корпусу $p_{e1} = 0,6$ МПа, $T_{e1} = 159^\circ\text{C}$.
7. Тиск вторинної пари II-го корпусу $p_{e2} = 9,6$ кПа, $T_{e2} = 45^\circ\text{C}$.
8. Випарні апарати алюмінієві з природною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою.

Рішення: 1. Попередньо визначаємо кількість екстра-пари I-го корпусу, приймаючи $T_{en1} = 110^\circ\text{C}$, $r_{en1} = 2230$ кДж/кг.

$$E_1 = Q_{nid} / r_{en1} = 339900 / 2230000 = 0,152 \text{ кг/с.}$$

2. Загальна кількість випареної води:

$$W = G_n (1 - K_{i_n} \cdot K_{i_k}^{-1}) = 1,5 (1 - 0,56 / 0,90) = 0,568 \text{ кг/с.}$$

3. Розподілення випареної води за корпусами:

$$\left. \begin{aligned} W_2 &= E_2 \\ W_1 &= E_1 + E_2 \\ W &= E_1 + 2E_2 = 2W_2 + E_1 \end{aligned} \right\}$$

звідси: $W_2 = (W - E_1) / 2 = (0,568 - 0,152) / 2 = 0,208$ кг/с, $W_1 = 0,208 + 0,152 = 0,36$ кг/с.

4. Визначаємо концентрації розчину при випарюванні:

$$K_{ч1} = G_n K_{чn} / (G_n - W_1) = 1,5 \cdot 0,56 / (1,5 - 0,36) = 0,737 \text{ (73,7\%)}$$

$$K_{ч2} = 0,9 \text{ (90\%)} - \text{згідно умови.}$$

5. Кількість розчину, що надходить у II-й корпус:

$$G_1 = G_n - W_1 = 1,5 - 0,36 = 1,14 \text{ кг/с.}$$

6. Розподілення температурної різниці за корпусами.

Повна різниця температур $\Delta T_{повн} = T_{2I} - T_{кін} = 159 - 45 = 114^\circ\text{C}$.

Температурні втрати в першому корпусі:

$$\Delta_1 = \Delta_{фх1} + \Delta_{21} + \Delta_{вм1} = 22,6 + 2,4 + 1 = 26^\circ\text{C.}$$

Значення фізико-хімічної депресії визначається за графіком на рис.68.

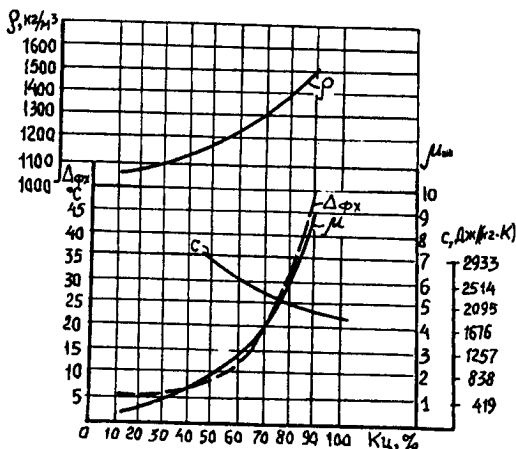


Рис.68. Теплофізичні властивості аміачної селітри

Температурні втрати у II-ому корпусі:

$$\Delta_2 = \Delta_{фх2} + \Delta_{22} + \Delta_{вм2} = 46 + 5 + 2 = 53^\circ\text{C.}$$

Корисну різницю температур $\Delta T_n = \Delta T_{повн} - \sum \Delta = 114 - (26 + 53) = 35^\circ\text{C}$ попе-

редньо розподіляємо пропорційно продуктивності корпусів:

для I-го корпусу $\Delta T_{n1} = \Delta TW_1/W = 35 \cdot 0,36/0,567 = 22,2^\circ\text{C}$;

для II-го корпусу $\Delta T_{n2} = \Delta TW_2/W = 35 \cdot 0,208/0,567 = 12,8^\circ\text{C}$.

7. Робимо розподілення температур за корпусами і вносимо в табл.34.

I-й корпус: $T_{к1} = T_{z1} - \Delta T_1 = 159 - 22,2 = 136,8^\circ\text{C}$;

$T_{en1} = T_{p1} - \Delta_1 = 136,8 - 26 = 110,8^\circ\text{C}$.

II-й корпус: $T_{к2} = T_{z2} - \Delta T_2 = 110,8 - 12,8 = 98^\circ\text{C}$;

$T_{en2} = T_{p2} - \Delta_2 = 98 - 53 = 45^\circ\text{C}$.

34. Попередній температурний режим випарної станції

Найменування	Позначення	Корпуси	
		I	II
Температура нагрівальної пари	T_z	159	110,8
Корисна різниця температур	ΔT	22,2	12,8
Температура кипіння	T_k	136,8	98,0
Депресія	Δ	26	53
Температура вторинної пари	T_{en}	110,8	45

8. Кількість тепла, що передається корпусам:

$$Q_1 = W_1 r + G_n c_n (T_{к1} - T_{pid}) = 0,36 \cdot 2230000 + 1,5 \cdot 2830 (136,8 - 100) = 959000 \text{ Вт,}$$

$$Q_2 = W_2 r = 0,208 \cdot 2230000 = 463840 \text{ Вт.}$$

Самовипаровуванням у II-ому корпусі нехтуємо.

Витрати нагрівальної пари в I-ому корпусі:

$$D_1 = Q_1 / (i'' - i') = 959000 / (2757000 - 671200) = 0,46 \text{ кг/с.}$$

9. Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою:

$$k^{-1} = \alpha_2^{-1} + \alpha_1^{-1} + \Sigma \delta / \lambda,$$

де $\Sigma \delta / \lambda$ – термічний опір стінки $\delta_1 = 2$ мм і накипу $\delta_n = 0,5$ мм, дорівнює:

$$\Sigma \delta / \lambda = 0,002/58 + 0,0005/2,32 = 0,00025 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт.}$$

Розрахунок тепловіддачі при кипінні виконуємо за емпіричною формулою:

$$\alpha_2 = 6,52 \cdot 10^{-5} (\rho_p^2 c_p / \mu_{від})^{0,435} \cdot \alpha_{вод}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К),}$$

де густина $\rho_1 = 1380$, $\rho_2 = 1580$ кг/м³; відносна в'язкість $\mu_{від1} = 4,9$, $\mu_{від2} = 9,3$; теплоємність розчину:

$$c_1 = 0,737 \cdot 1,77 + 0,263 \cdot 4,19 = 2,41 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К),}$$

$$c_2 = 0,9 \cdot 1,77 + 0,1 \cdot 4,19 = 2,0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні води визначаємо за формулою:

$$\alpha_{вод} = 25,52 p^{0,58} \Delta T^{2,33}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К),}$$

в якому тиск виражений у барах, ΔT – корисна різниця температур корпусу випарної станції.

$$\alpha_{2,I} = 6,52 \cdot 10^{-5} \cdot 35600 (1380^2 \cdot 2410/4,9)^{0,435} = 18570 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_{2,II} = 6,52 \cdot 10^{-5} \cdot 3700 (1580^2 \cdot 2000/9,8)^{0,435} = 1485 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розрахунок тепловіддачі при конденсації пари проводимо за формулою Нуссельта для труб довжиною $H=2,46$ м:

$$\alpha_1 = b / [H(T_n - T_{cm})]^{0,25},$$

де b – фактор фізичних властивостей конденсату в шарі на поверхні:

$$b = 0,943 (r \rho_p^2 \lambda_p^3 / \mu_p)^{0,25}.$$

Цей фактор визначається при середній температурі $T_{cp} = 0,5(T_s + T_{cm})$ за табл.35.

35. Фактор фізичних властивостей конденсату залежно від температури

T_{cp}	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
b	5476	5745	5983	6199	6392	6536	6623	6692	6772	6865	6975	6982	7011	7025	7063	7085

Тоді, $T_{cpl} = 0,5(159 + 136,8) = 147,9$; $b_1 = 6952$;

$$\alpha_{1,I} = 6952 / [2,46(159 - 147,9)]^{0,25} = 3040 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$T_{cplI} = 0,5(110,8 + 98) = 104,4$; $b_2 = 6589$;

$$\alpha_{1,II} = 6589 / [2,46(110,8 - 98)]^{0,25} = 2782 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k_1^{-1} = 18570^{-1} + 3040^{-1} + 0,00025 = 0,0006328 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad k_1 = 1580 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К};$$

$$k_2^{-1} = 1485^{-1} + 2782^{-1} + 0,00025 = 0,0001282 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad k_2 = 780 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

10. Уточнюємо розподілення температур за корпусами I, базуючись на їх значеннях, уточнюємо температурний режим випарної станції і отриманні значення заносимо в табл.36.

36. Уточнений температурний режим випарної станції

Найменування	Позначення	Корпуси	
		I	II
Температура нагрівальної пари	T_s	159	115,4
Корисна різниця температур	ΔT_n	17,6	17,4
Температура кипіння розчину	T_k	141,4	95,7
Депресія	Δ	26	53
Температура вторинної пари	T_{en}	115,4	45

$$\Delta T_I = \Delta T [Q_1 k_1^{-1}]^{0,5} / [(Q_1 k_1^{-1})^{0,5} + (Q_2 k_2^{-1})^{0,5}] = 35(959000/1580)^{0,5} / [(959000/1580)^{0,5} + (463840/780)^{0,5}] = 17,6^\circ\text{C},$$

$$\Delta T_2 = \Delta T (Q_2 k_2^{-1})^{0,5} / [(Q_1 k_1^{-1})^{0,5} + (Q_2 k_2^{-1})^{0,5}] = 35(463840/780)^{0,5} / [(959000/1580)^{0,5} + (463840/780)^{0,5}] = 17,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. Використовуючи дані уточненого температурного режиму, визначаємо поверхні нагріву:

$$F_1 = Q_1 / (\Delta T_1 \cdot k_1) = 959000 / (17,6 \cdot 1580) = 35 \text{ м}^2,$$

$$F_2 = Q_2 / (\Delta T_2 \cdot k_2) = 463840 / (17,4 \cdot 780) = 34,2 \text{ м}^2.$$

Приймаємо два корпуси з рівною поверхнею нагрівання 35 м².

4.10.2. Розрахунок трикорпусної станції для випарювання розчину NaOH при відомих коефіцієнтах теплопередачі

Приклад 23. Розрахувати трикорпусну випарну станцію для концентрування $G_n = 13,9$ кг/с водного розчину NaOH від початкової концентрації $K_{чн} = 0,1$ до кінцевої $K_{чк} = 0,4$ за таких умов:

1) температура розчину, що надходить в підігрівач $T_{нід} = 25^\circ\text{C}$;

2) температура розчину що надходить в І-й корпус $T_{рнід} = 115^\circ\text{C}$;

3) на підігрівання розчину в підігрівачах використовуються екстра-пари І і ІІ-го корпусів випарної станції;

4) температура нагрівальної пари І-го корпусу $T_{2I} = 140^\circ\text{C}$, температура насичення екстра-пари ІІІ-го корпусу $T_{ен3} = 60^\circ\text{C}$.

Рішення. 1. Кількість випареної води знаходимо за формулою:

$$W = 13,9 \cdot (1 - 0,1/0,4) = 10,4 \text{ кг/с}.$$

2. Витрата теплоти на підігрів розчину:

$$Q_{нід} = 13,9 \cdot 3,86 \cdot (115 - 25) = 4820 \text{ кВт},$$

де 3,86 кДж/(кг·К) – питома теплоємність розчину, що надходить. Приймаємо, що теплота випаровування складає 2260 кДж/кг, що відповідає тиску 0,1 МПа, тоді витрата екстра-пари складає:

$$E = 4820 / 2260 = 2,14 \text{ кг/с}.$$

Цю кількість потрібно розподілити між екстра-парою, що відбирається з І-го корпусу (E_1) та із ІІ-го корпусу (E_2). Вигідно розподілити відбір екстра-пари таким чином, щоб відбір з ІІ-го корпусу був більше, ніж з І-го корпусу. Приймаємо $E_1 = 0,75$ кг/с і $E_2 = 1,39$ кг/с. Приблизний розрахунок виконується за рівняннями:

$$W_3 = (W - 2E_2 - E_1) / 3 = (10,4 - 2 \cdot 1,39 - 0,75) / 3 = 2,29 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = W_3 + E_2 = 2,29 + 1,39 = 3,68 \text{ кг/с};$$

$$W_1 = W - W_2 - W_3 = 10,4 - 3,68 - 2,29 = 4,43 \text{ кг/с}.$$

3. Визначаємо концентрації розчину за корпусами:

$$K_{ч1} = 13,9 \cdot 0,1 / (13,9 - 4,43) = 0,147;$$

$$K\alpha_2 = 13,9 \cdot 0,1 / (13,9 - 4,43 - 3,68) = 0,241;$$

$$K\alpha_3 = 0,4 \text{ – відповідно до умови.}$$

4. Фізико-хімічні депресії водного розчину NaOH для кожного з корпусів знаходимо за табл.17: $\Delta_{\text{фх1}} = 8,4^\circ\text{C}$; $\Delta_{\text{фх2}} = 14,7^\circ\text{C}$. Для перших двох корпусів, працюючих під тиском, близьким до атмосферного, похибкою на тиск нехтуємо.

Останній корпус працює під тиском 0,02 МПа, і тут сильно впливає температурна депресія, яка визначається за формулою:

$$\Delta_{\text{фх3}} = 6,75 \cdot T^2 \Delta_{\text{фх3}}^{\text{ам}} / r,$$

де T – абсолютна температура кипіння, К; r – теплота пароутворення для води при даному тиску, кДж/кг; $\Delta_{\text{фх3}}^{\text{ам}}$ – фізико-хімічна депресія розчину NaOH при атмосферному тиску, $\Delta_{\text{фх3}}^{\text{ам}} = 28^\circ\text{C}$.

Позначаючи величину $6,75 \cdot T^2 / r$ через b , можна, використовуючи табл.37, визначити поправочний коефіцієнт $b = 0,76$ (при тиску 0,02 МПа).

37. Значення величини поправочного коефіцієнта залежно від тиску

Тиск, МПа	0,006	0,008	0,01	0,015	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4
b	0,64	0,665	0,69	0,73	0,76	0,81	0,85	0,88	0,91	0,95	1,0	1,07	1,14	1,19	1,23	1,3

Отже, фізико-хімічна депресія дорівнює:

$$\Delta_{\text{фх3}} = 28 \cdot 0,76 = 21,3^\circ\text{C}.$$

Приймаємо гідростатичну і гідравлічну депресії, відповідно, 2 і 1°C одержимо:

$$\Delta_3 = 21,3 + 2 + 1 = 24,3^\circ\text{C}.$$

Визначаємо сумарне значення депресій:

$$\Sigma\Delta = 8,4 + 14,7 + 24,3 = 47,4^\circ\text{C},$$

корисний температурний напір складає:

$$\Delta T = 140 - 60 - 47,4 = 32,6^\circ\text{C},$$

або при рівномірному розподілу по корпусах:

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_3 = 32,6/3 = 10,9^\circ\text{C}.$$

5. Визначаємо температури за корпусами і розподіл зводимо в табл.38.

6. Після виконаного приблизного розрахунку, робимо точний розрахунок.

Питомі теплоємності розчину, що надходить в корпуси $c_1 = 3,860$; $c_2 = 3,770$; $c_3 = 3,690$ кДж/(кг·К).

Складаємо рівняння теплового балансу випарної станції для випарюваного по корпусах розчину:

$$\begin{aligned}
 D(2730-4,19 \cdot 140) &= 13,9 \cdot 3,86(129,1-115) + W_1(2710-4,19 \cdot 129,1); \\
 (W_1-0,75)(2710-4,19 \cdot 120,7) &= (13,9-W_1) \cdot 3,77(109,8-129,1) + W_2(2670-4,19 \cdot 109,8); \\
 (W_2-13,9)(2670-4,19 \cdot 95,1) &= (13,9-W_1-W_2) \cdot 3,69(84,3-109,8) + W_3(2610-4,19 \cdot 84,3); \\
 W_1+W_2+W_3 &= 104
 \end{aligned}$$

38. Розподіл температур за корпусами випарної станції

Величини	Позначення	Корпуси		
		I	II	III
Температура нагрівальної пари	$T_2, ^\circ\text{C}$	140	120,7	95,1
Корисна різниця температур	$\Delta T_n, ^\circ\text{C}$	10,9	10,9	10,9
Температура кипіння розчину	$T_k, ^\circ\text{C}$	129,1	109,8	84,3
Депресія	$\Delta, ^\circ\text{C}$	8,4	14,7	24,3
Температура вторинної пари	$T_{сп}, ^\circ\text{C}$	120,7	95,1	60,0
Ентальпія нагрівальної пари	$i_{2n}, \text{кДж/кг}$	2730	2710	2670
Ентальпія вторинної пари	$i_{сп}, \text{кДж/кг}$	2710	2670	2610

Із сумісного рішення системи рівнянь визначаємо (кг/с):

$$W_1=4,17; W_2=3,7; W_3=2,53; D=4,65.$$

Перерозподілення корисного температурного напору за корпусами виконуємо з розрахунку однакових поверхонь корпусів.

7. Для коефіцієнтів теплопередачі прийняті такі значення:

$$k_1=1,62; k_2=1,275; k_3=0,695 \text{ кВт}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

8. Теплові завантаження за корпусами в кВт:

$$Q_1=4,65 \cdot 2730-4,19 \cdot 140=9970$$

$$Q_2=4,17-0,75 \cdot 2710-4,19 \cdot 120,7=7540$$

$$Q_3=3,70-13,9 \cdot 2670-4,19 \cdot 95,10=5260$$

Знаходимо відношення:

$$Q_1/k_1=6150; Q_2/k_2=5900; Q_3/k_3=7550; \Sigma(Q/k)=19600.$$

9. Температурні напори за корпусами складають:

$$\Delta T_1=6150 \cdot 32,6/19600=10,2^\circ\text{C}; \Delta T_2=5900 \cdot 32,6/19600=9,8^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_3=7550 \cdot 32,6/19600=12,6^\circ\text{C}.$$

Якщо температурні напори за корпусами мало відрізняються від раніше прийнятих, тоді перерахунок можна не робити.

10. Визначаємо поверхні нагрівальних камер корпусів випарної станції за рівняннями теплопередачі (м²):

$$F_1 = 9970 / (1,62 \cdot 10,2) = 600; \quad F_2 = 7540 / (1,275 \cdot 9,8) = 600;$$

$$F_3 = 5260 / (0,695 \cdot 12,6) = 600.$$

4.10.3. Розрахунок трикорпусної станції для випарювання розчину КОН

Приклад 24. Розрахувати трикорпусну випарну станцію для концентрування $G_n = 11,12$ кг/с водного розчину КОН від початкової концентрації $K_{чн} = 5\%$ до кінцевої $K_{чк} = 40\%$ за таких умов.

1. Обігрів ведеться насиченою водяною парою з тиском $p_{21} = 1,079$ МПа.
2. Тиск у барометричному конденсаторі $p_{6к} = 0,0147$ МПа.
3. Випарні апарати з природною циркуляцією і винесеною нагрівальною камерою (рис.37, табл.20).
4. Взаємне направлення пари і розчину – прямотечія.
5. Відбір екстра-пари не робиться.
6. Розчин надходить у перший корпус нагрітим до температури кипіння.

Рішення:

1. Продуктивність станції за випареною водою:

$$W = 11,12 \cdot (1 - 5/40) = 9,72 \text{ кг/с.}$$

2. У першому наближенні приймаємо, що продуктивність за випареною водою розподіляється між корпусами у співвідношенні:

$$W_1 : W_2 : W_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2.$$

Тоді,

$$W_1 = 1,0W / (1,0 + 1,1 + 1,2) = W/3,3 = 2,95 \text{ кг/с,}$$

$$W_2 = 1,1W / 3,3 = 3,24 \text{ кг/с, } W_3 = 1,2W / 3,3 = 3,53 \text{ кг/с.}$$

3. Визначаємо концентрації розчинів за корпусами:

$$K_{ч1} = 11,12 \cdot 0,05 / 11,12 - 2,95 = 0,068 \text{ (6,8\%),}$$

$$K_{ч2} = 11,12 \cdot 0,05 / 11,12 - 2,95 - 3,24 = 0,113 \text{ (11,3\%),}$$

$$K_{ч3} = 11,12 \cdot 0,05 / 11,12 - 2,95 - 3,24 - 3,53 = 0,4 \text{ (40,0\%).}$$

4. Загальний перепад тисків випарної станції:

$$\Delta p_{32} = p_{21} - p_{6к} = 1,079 - 0,0147 = 1,064 \text{ МПа}$$

розподіляємо між корпусами порівно, тоді тиск нагрівальної пари у корпусах (в МПа) становить:

$$p_{21} = 1,079,$$

$$p_{22} = p_{21} - \Delta p_{32} / 3 = 1,079 - 1,064 / 3 = 0,7242,$$

$$p_{23} = p_{22} - \Delta p_{32} / 3 = 0,7242 - 1,064 / 3 = 0,3694.$$

Тиск пари в барометричному конденсаторі:

$$p_{бк} = p_{з3} - \Delta p_{зс}/3 = 0,3694 - 1,064/3 = 0,0147 \text{ МПа},$$

що відповідає заданій величині $p_{бк}$.

За тисками пари визначаємо її температуру і ентальпію.

Тиск, МПа $p_{z1} = 1,079$; $p_{z2} = 0,7242$; $p_{z3} = 0,3694$; $p_{бк} = 0,0147$.

Температура, °С $T_{z1} = 183,2$; $T_{z2} = 166,3$; $T_{z3} = 140,6$; $T_{бк} = 53,6$.

Ентальпія, кДж/кг $i_1 = 2787$; $i_2 = 2772$; $i_3 = 2741$; $i_{бк} = 2596$.

5. Визначаємо депресію температури за корпусами випарної станції, при цьому втрати температури при переході розчину з корпусу в корпусу дорівнюють $1,0 \dots 1,5^\circ\text{C}$. Для розрахунку прийmemo для кожного корпусу $\Delta_{вмп} = 1^\circ\text{C}$. Тоді температура вторинної пари в корпусах (°С) становить:

$$T_{ен1} = T_{z2} + \Delta_{вмп1} = 166,3 + 1,0 = 167,3;$$

$$T_{ен2} = T_{z3} + \Delta_{вмп2} = 140,6 + 1,0 = 141,6;$$

$$T_{ен3} = T_{бк} + \Delta_{вмп3} = 53,6 + 1,0 = 54,6.$$

Сумарні втрати температур складають:

$$\Sigma \Delta_{вмп} = \Delta_{вмп1} + \Delta_{вмп2} + \Delta_{вмп3} = 1 + 1 + 1 = 3^\circ\text{C}.$$

За температурами вторинних парів визначаємо їх тиски:

температура, °С $T_{ен1} = 167,3$; $T_{ен2} = 141,6$; $T_{ен3} = 54,6$;

тиск, МПа $p_{ен1} = 0,745$; $p_{ен2} = 0,378$; $p_{ен3} = 0,0154$.

Гідростатична депресія визначається за тиском у середньому шарі розчину $p_{ср}$ кожного корпусу:

$$p_{ср} = p_{ен} + 0,5\rho gH(1-\varepsilon),$$

де H – висота кип'ятильних труб в апараті, м; ε – об'ємна частка пари в киплячому розчині, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Для вибору значення H необхідно орієнтовно оцінити площу гріючої камери $F_{оп}$, для цього прийmemo $q = 40000 \text{ Вт}/\text{м}^2$, тоді для I-го корпусу:

$$F_{оп} = Q/q = W_1 r_1 / q = 2,95 \cdot 2086000 / 40000 = 152 \text{ м}^2,$$

де r_1 – теплота пароутворення вторинної пари, Дж/кг.

За даними рис.37 і табл.20 приймаємо висоту кип'ятильних труб $H = 4$ м при товщині стінки $\delta_{ст} = 2$ мм.

При бульбашковому кипінні паронаповнення становить $\varepsilon = 0,4 \dots 0,6$. Приймемо $\varepsilon = 0,5$. Густина водних розчинів КОН при температурі 15°C і відповідних концентраціях у корпусах, згідно з табл.39, дорівнює:

$$\rho_1 = 1062$$
; $\rho_2 = 1104$; $\rho_3 = 1399 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Тиск у середньому шарі кип'ятильних труб корпусів (в Па) становить:

$$P_{ср1} = p_{ен1} + (\rho_1 gH/2)(1-\varepsilon) = 74,0 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1062 \cdot 9,8/2 \cdot (1-0,5) = 75,5 \cdot 10^4;$$

$$p_{cp2} = p_{en2} + (\rho_2 gH/2)(1-\varepsilon) = 37,8 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1104 \cdot 9,8/2 \cdot (1-0,5) = 38,9 \cdot 10^4;$$

$$p_{cp3} = p_{en3} + (\rho_3 gH/2)(1-\varepsilon) = 1,54 \cdot 10^4 + 4 \cdot 1399 \cdot 9,8/2 \cdot (1-0,5) = 2,91 \cdot 10^4.$$

Цим тискам відповідають такі температури кипіння і теплоти випарювання розчинника:

$$\text{Тиск, МПа: } p_{cp1} = 0,755; \quad p_{cp2} = 0,389; \quad p_{cp3} = 0,0291;$$

$$\text{Температура, } ^\circ\text{C: } T_{cp1} = 168,0; \quad T_{cp2} = 142,8; \quad T_{cp3} = 69,3;$$

$$\text{Теплоти випарювання, кДж/кг: } r_{en1} = 2068; \quad r_{en2} = 2140; \quad r_{en3} = 2340.$$

Визначаємо гідростатичну депресію за корпусами (в $^\circ\text{C}$):

$$\Delta_{z1} = T_{cp1} - T_{en1} = 168,0 - 167,3 = 0,7,$$

$$\Delta_{z2} = T_{cp2} - T_{en2} = 142,8 - 141,6 = 1,2,$$

$$\Delta_{z3} = T_{cp3} - T_{en3} = 69,3 - 54,6 = 14,7.$$

Сума гідростатичних депресій становить:

$$\Sigma \Delta_z = \Delta_{z1} + \Delta_{z2} + \Delta_{z3} = 0,7 + 1,2 + 14,7 = 16,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Фізико-хімічну депресію $\Delta_{\phi x}$ визначаємо за формулою:

$\Delta_{\phi x} = 1,62 \cdot 10^{-2} (T^2/r_{en}) \Delta_{\phi x}^{амм}$, де T – температура пари в середньому перерізі кип'ятильних труб, К; $\Delta_{\phi x}^{амм}$ – фізико-хімічна депресія при атмосферному тиску визначається за табл.17.

$$\Delta_{\phi x1} = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot 168 + 273^2 \cdot 1,4/2068 = 2,07^\circ\text{C},$$

$$\Delta_{\phi x2} = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot 142,8 + 273^2 \cdot 3,0/2140 = 3,94^\circ\text{C},$$

$$\Delta_{\phi x3} = 1,62 \cdot 10^{-2} \cdot 69,3 + 273^2 \cdot 23,6/2340 = 18,13^\circ\text{C}.$$

Сума фізико-хімічних депресій буде:

$$\Sigma \Delta_{\phi x} = \Delta_{\phi x1} + \Delta_{\phi x2} + \Delta_{\phi x3} = 2,07 + 3,94 + 18,13 = 24,14^\circ\text{C}.$$

6. Температура кипіння розчинів за корпусами (в $^\circ\text{C}$):

$$T_{\kappa1} = T_{z2} + \Delta_{\phi x1} + \Delta_{z1} + \Delta_{вмп1} = 166,3 + 2,07 + 0,7 + 1 = 170,07;$$

$$T_{\kappa2} = T_{z3} + \Delta_{\phi x2} + \Delta_{z2} + \Delta_{вмп2} = 140,6 + 3,94 + 1,2 + 1 = 146,74;$$

$$T_{\kappa3} = T_{\text{ок}} + \Delta_{\phi x3} + \Delta_{z3} + \Delta_{вмп3} = 53,6 + 18,13 + 14,7 + 1 = 87,43.$$

7. Визначаємо загальну корисну різницю температур:

$$\Sigma \Delta T_n = \Delta T_{n1} + \Delta T_{n2} + \Delta T_{n3}.$$

Корисна різниця температур за корпусами (в $^\circ\text{C}$) становить:

$$\Delta T_{n1} = T_{z1} - T_{\kappa1} = 183,2 - 170,07 = 13,13;$$

$$\Delta T_{n2} = T_{z2} - T_{\kappa2} = 166,3 - 146,74 = 19,56;$$

$$\Delta T_{n3} = T_{z3} - T_{\kappa3} = 140,6 - 87,43 = 53,17.$$

Тоді загальна корисна різниця температур складає:

$$\Sigma \Delta T_n = 13,13 + 19,56 + 53,17 = 85,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

39. Поверхневий натяг, густина і в'язкість деяких водних розчинів при різних концентраціях (в % мас.) і температурах розчину

Розчинена речовина	Густина при 20°C				Поверхневий натяг $\sigma \cdot 10^3$					Динамічна в'язкість, МПа·с				
	5%	10%	20%	50%	Температура, °C	5%	10%	20%	50%	Концентрація, %	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C
NaOH	1054	1109	1219	1525	20	74,6	77,3	85,8	–	5	1,3	1,05	0,85	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	15	2,78	2,10	1,65	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25	7,42	5,25	2,86	–
NaCl	1034	1071	1148	–	18	74,0	75,5	–	–	5	1,07	0,87	0,71	0,51
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	15	1,34	1,07	0,89	0,64
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	25	1,86	–	–	–
Na ₂ SO ₄	1044	1092	1192	–	18	73,8	75,2	–	–	10	1,29	–	–	–
NaNO ₃	1032	1067	1143	–	30	72,1	72,8	74,7	79,8	10	1,07	0,88	0,72	0,54
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	20	1,18	1,03	0,86	0,62
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	30	1,33	1,30	1,17	0,79
KCl	1030	1063	1133	–	18	73,6	74,8	77,3	–	5	0,99	0,80	0,66	0,48
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	15	1,00	0,83	0,69	0,52
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	20	1,02	0,85	0,72	0,54
K ₂ CO ₃	1044	1090	1190	1540	10	75,8	77,0	79,2	106,4	–	–	–	–	–
NH ₄ NO ₃	1019	1040	1033	1226	100	59,2	60,1	61,6	67,5	10	0,96	0,79	0,66	0,50
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	30	1,00	0,84	0,73	0,57
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	50	1,33	1,14	0,99	0,77
MgCl ₂	1040	1082	1171	–	18	73,8	–	–	–	10	1,5	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	20	2,7	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	35	10,1	–	–	–
NH ₄ Cl	1014	1029	1057	–	18	73,3	74,5	–	–	–	–	–	–	–
KOH	1045	1092	1118	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
CaCl ₂	1014	1084	1178	–	18	73,7	–	–	–	10	1,5	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	20	2,7	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	35	10,1	–	–	–

Перевіримо загальну корисну різницю температур:

$$\Sigma \Delta T_n = T_{z1} - T_{\delta k} - (\Sigma \Delta_{фх} + \Sigma \Delta_2 + \Sigma \Delta_{вип}) = 183,2 - 53,6 - (24,14 + 16,6 + 3,0) = 85,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

8. Витрата нагрівальної пари в І-й корпус, продуктивність кожного корпусу за випареною водою і теплові навантаження за корпусами визначаємо шляхом сумісного рішення рівнянь теплового балансу за корпусами і рівняння балансу по воді для всієї випарної установки:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= D(i_{z1} - i_1) = 1,03[G_n c_n (T_{к1} - T_n) + W_1(i_{вн1} - c_v T_{к1}) + Q_{конц1}]; \\ Q_2 &= W_1(i_{z2} - i_2) = 1,03[(G_n - W_1)c_1(T_{к2} - T_{к1}) + W_2(i_{вн2} - c_v T_{к2}) + Q_{конц2}]; \\ Q_3 &= W_2(i_{z3} - i_3) = 1,03[(G_n - W_1 - W_2)c_2(T_{к3} - T_{к2}) + W_3(i_{вн3} - c_v T_{к3}) + Q_{конц3}]; \\ W &= W_1 + W_2 + W_3, \end{aligned} \right\}$$

де 1,03 – коефіцієнт втрат теплоти в навколишнє середовище.

Розв'язуючи систему рівнянь, можна прийняти $i_{вн1} \approx i_{z2}$; $i_{вн2} \approx i_{z3}$; $i_{вн3} \approx i_{бк}$; $Q_{конц1}$, $Q_{конц2}$, $Q_{конц3}$ – теплота концентрування за корпусами, кВт; T_n – температура кипіння вихідного розчину при тиску в І-му корпусі, $^\circ\text{C}$:

$$T_n = T_{вн1} + \Delta_{фхн} = 167,3 + 1,0 = 168,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $\Delta_{фхн}$ – фізико-хімічна депресія для вихідного розчину.

Теплота концентрування найбільша для ІІІ-го корпусу, тому:

$$Q_{конц3} = G_{сух} \Delta q = G_n K_{ч} \Delta q,$$

де $G_{сух}$ – продуктивність станції за сухим КОН, кг/с; Δq – різниця інтегральних теплот розчинення при концентраціях $K_{ч2}$ і $K_{ч3}$, кДж/кг.

$$Q_{конц3} = 11,12 \cdot 0,05 \cdot (963,7 - 838,0) = 69,9 \text{ кВт}.$$

Порівняємо $Q_{конц3}$ з орієнтовним тепловим навантаженням для ІІІ-го корпусу $Q_{ор3}$:

$$\begin{aligned} Q_{ор3} &= (G_n - W_1 - W_2)c_2(T_{к3} - T_{к2}) + W_3(i_{вн3} - c_v T_{к3}) = \\ &= (11,12 - 2,95 - 3,24)3,56(87,0 - 146,74) + 3,53 \times (2596 - 4,19 \cdot 87,43) = 6816 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Оскільки $Q_{конц3}$ складає значно менше 3% від $Q_{ор3}$, в рівняннях теплових балансів за корпусами нехтуємо величиною $Q_{конц}$.

Одержимо:

$$\begin{aligned} Q_1 &= D(2787 - 778,1) = 1,03[11,12 \cdot 3,9(170,7 - 168,3) + W_1(2772 - 4,19 \cdot 170,07)]; \\ Q_2 &= W_1(2772 - 704) = 1,03[(11,12 - W_1)3,77(146,74 - 170,07) + W_2(2741 - 4,19 \cdot 146,74)]; \\ Q_3 &= W_2(2741 - 593) = 1,03[(11,12 - W_1 - W_2)3,56(87 - 146,74) + W_3(2596 - 4,19 \cdot 87,43)]; \\ 9,72 &= W_1 + W_2 + W_3. \end{aligned}$$

Розв'язуючи систему рівнянь, отримаємо:

$$D = 3,464 \text{ кг/с}; W_1 = 3,04 \text{ кг/с}; W_2 = 3,21 \text{ кг/с}; W_3 = 3,47 \text{ кг/с};$$

$$Q_1 = 6407 \text{ кВт}; Q_2 = 6099 \text{ кВт}; Q_3 = 6896 \text{ кВт}.$$

Одержані результати зводимо до табл.40.

40. Параметри розчинів і парів за корпусами

Розрахункова величина	Позначення	Корпус		
		1	2	3
Продуктивність за випарованою водою	W , кг/с	3,04	3,21	3,47
Концентрація розчинів	Ky , %	6,8	11,3	40,0
Тиск нагрівальної пари	p_2 , МПа	1,079	0,7242	0,3694
Температура нагрівальної пари	T_2 , °C	183,2	166,3	140,6
Температурні втрати	$\Sigma\Delta$, °C	3,77	6,14	33,83
Температура кипіння розчину	T_k , °C	170,07	146,74	87,43
Корисна різниця температур	ΔT_m , °C	13,13	19,56	53,17

Найбільше відхилення обчислених навантажень за випареною водою в кожному корпусі від попередньо прийнятих ($W_1=2,95$ кг/с, $W_2=3,24$ кг/с, $W_3=3,53$ кг/с) не перевищує 3%, тому не будемо перераховувати концентрації і температури кипіння.

9. За матеріал апарата приймаємо сталь Х17, швидкість корозії якої менша 0,1 мм/рік, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{cm}=25,1$ Вт/(м·К).

Коефіцієнти теплопередачі визначаємо за формулою:

$$k^{-1}=\alpha_1^{-1}+\Sigma\delta/\lambda+\alpha_2^{-1}.$$

Приймемо, що сумарний термічний опір дорівнює термічному опору стінки і накипу. Термічний опір забруднень зі сторони пари не враховуємо. Отримаємо

$$\Sigma\delta/\lambda=0,002/25,1+0,0005/2,42=2,87\cdot 10^{-4} \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари визначаємо за формулою:

$$\alpha_1=2,04[(r\rho_p^2\lambda_p^3/\mu_x H\Delta T_1)]^{0,25}.$$

Розрахунок α_1 – ведемо методом послідовних наближень. У першому наближенні різницю температури конденсації пари і стінки приймемо $\Delta T_1=2,0^\circ\text{C}$. Тоді:

$$\alpha_1=2,04[(2009\cdot 10^3\cdot 868^2\cdot 0,684^3)/(0,09\cdot 10^{-3}\cdot 4\cdot 2)]^{0,25}=10500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Для сталого процесу теплопередачі справедливе рівняння:

$$q=\alpha_1\Delta T_1=(\Sigma\delta/\lambda)^{-1}\Delta T_{cm}=\alpha_2\Delta T_2,$$

де q – тепловий потік, Вт/м²; ΔT_{cm} – перепад температур на стінці, °C; ΔT_2 – різниця між температурою стінки з боку розчину і температурою кипіння розчину, °C.

$$\Delta T_{cm} = \alpha_1 \Delta T_1 \Sigma \delta / \lambda = 10500 \cdot 2 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 6,03 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тоді:

$$\Delta T_2 = \Delta T_{n1} - \Delta T_{cm} = 13,13 - 6,03 - 2,0 = 5,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячого розчину в вертикальних кип'ятильних трубах при природній циркуляції розчину становить:

$$\alpha_2 = 780 q^{0,6} \lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06} / (\sigma^{0,5} r_n^{0,6} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu)^{0,3},$$

$$\alpha_2 = 780 q^{0,6} \cdot 0,61^{1,3} \cdot 1062^{0,5} \cdot 3,75^{0,06} / [0,058^{0,5} 2068000^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3771^{0,3} \cdot (0,1 \cdot 10^{-3})^{0,3}] =$$

$$= 18,76 (\alpha_1 \Delta T_1)^{0,6} = 18,75 (10500 \cdot 2)^{0,6} = 7355 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Теплофізичні властивості розчину КОН за умов кипіння наведені в табл.41.

41. Теплофізичні властивості киплячих розчинів КОН та їх парів

Параметр	Позначення	Корпус		
		1	2	3
Теплопровідність розчину	λ , Вт/м·К	0,61	0,62	0,69
Густина розчину	ρ , кг/м ³	1062	1104	1399
Теплоємність розчину	c , Дж/кг·К	3771	3561	2765
В'язкість розчину	μ , Па·с	0,0001	0,00029	0,0007
Поверхневий натяг	σ , Н/м	0,058	0,066	0,099
Теплота пароутворення	r_v , Дж/кг	2068000	2148000	2372000
Густина пари	ρ_n , кг/м ³	3,75	2,0	0,098

Перевіримо правильність першого наближення за рівністю теплових потоків:

$$q' = \alpha_1 \Delta T_1 = 10500 \cdot 2 = 21000 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

$$q'' = \alpha_2 \Delta T_2 = 7355 \cdot 5,1 = 37510 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо, $q' \neq q''$.

Для другого наближення приймаємо $\Delta T_1 = 3,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Нехтуючи зміною теплофізичних властивостей конденсата на 1°C , розраховуємо α_1 за співвідношенням:

$$\alpha_1 = 10500 (2/3)^{0,25} = 9500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Тоді отримаємо:

$$\Delta T_{cm} = 9500 \cdot 3 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 8,18 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_2 = 13,13 - 3 - 8,18 = 1,95 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 18,76 \cdot (9500 \cdot 3)^{0,6} = 8834 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

$$q' = 9500 \cdot 3 = 28500 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q'' = 8834 \cdot 1,95 = 17220 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Очевидно, що $q' \neq q''$.

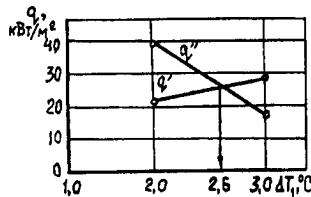


Рис.69. Залежність питомого теплового навантаження від різниці температур

Для розрахунку в третьому наближенні будемо графік залежності теплового потоку q від різниці температур між паром і стінкою в I-ому корпусі (рис.69) і визначаємо $\Delta T_1 = 2,6^\circ\text{C}$. Після цього:

$$\alpha_1 = 10500 \cdot 2/2,6^{0,25} = 9833 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\Delta T_{cm} = 9833 \cdot 2,6 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 7,34^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_2 = 13,13 - 2,6 - 7,34 = 3,19^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 18,76 \cdot (9833 \cdot 2,6)^{0,6} = 8276 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К};$$

$$q' = 9833 \cdot 2,6 = 25570 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q'' = 8276 \cdot 3,19 = 26400 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як бачимо, $q' \approx q''$.

Якщо розходження між тепловими навантаженнями не перевищує 3%, на цьому розрахунок коефіцієнтів α_1 і α_2 закінчують. Знаходимо k_1 :

$$k_1 = 1/(1/9833 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/8276) = 1963 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Далі визначаємо коефіцієнт теплопередачі для другого корпусу k_2 . Для цього знайдемо:

$$\alpha_1 = 2,04[(2068000 \cdot 900^2 \cdot 0,68^3]/[0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 4,1]^{0,25} = 8633 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\Delta T_{cm} = 8633 \cdot 4,1 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 10,16^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_2 = 19,56 - 4,1 - 10,16 = 5,3^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 780 \cdot 0,62^{1,3} \cdot 1104^{0,5} \cdot 0,2^{0,06} \cdot (8633 \cdot 4,1)^{0,6}/[0,066^{0,5} \cdot 2148000^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3561^{0,3} \cdot (0,29 \cdot 10^{-3})^{0,3}] = 12,77(8633 \cdot 4,1)^{0,6} = 6848 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q' = 8633 \cdot 4,1 = 35395 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q'' = 6848 \cdot 5,3 = 36294 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як видно, $q' \approx q''$. Визначаємо k_2 :

$$k_2 = 1/(1/8633 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/6848) = 1822 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі для III-го корпусу:

$$\alpha_1 = 2,04[(2148000 \cdot 1023^2 \cdot 0,67^3]/[0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 16]^{0,25} = 5722 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\Delta T_{cm} = 5722 \cdot 16 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 26,3^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_2 = 53,17 - 16 - 26,3 = 10,87^\circ\text{C};$$

$$\alpha_2 = 780 \cdot 0,69^{1,3} \cdot 1400^{0,5} \cdot 0,098^{0,06} \cdot (5722 \cdot 16)^{0,6} / [0,099^{0,5} \cdot 2372000^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 2765^{0,3} (0,7 \cdot 10^{-3})^{0,3}] = 8,77 (5722 \cdot 16)^{0,6} = 8317 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q' = 5722 \cdot 16 = 91550 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q'' = 8317 \cdot 10,87 = 90410 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Як видно, $q' \approx q''$. Визначаємо k_3 :

$$k_3 = 1 / (1/5722 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/8317) = 1719 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

11. Розподіл корисного температурного напору по апаратах:

$$\Delta T_{n1} = 85,86(6407/1963)/(6407/1963 + 6099/1822 + 6896/1719) = 85,86 \cdot 3,26 / (3,26 + 3,35 + 4,01) = 85,86 \cdot 3,26 / 10,62 = 26,36^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_{n2} = 85,86(3,35/10,62) = 27,09^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_{n3} = 85,86(4,01/10,62) = 32,41^\circ\text{C}.$$

Перевіримо загальну корисну різницю температур випарної станції:

$$\Sigma \Delta T_n = \Delta T_{n1} + \Delta T_{n2} + \Delta T_{n3} = 26,36 + 27,09 + 32,41 = 85,86^\circ\text{C}.$$

12. Визначаємо поверхні нагрівання випарних апаратів:

$$F_1 = 6407000 / (1963 \cdot 26,36) = 123,8 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 6099000 / (1822 \cdot 27,09) = 123,8 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 6896000 / (1719 \cdot 32,41) = 123,8 \text{ м}^2.$$

Найдені значення мало відрізняються від орієнтовно визначеної раніше поверхні F_{op} . Тому в наступних наближеннях немає необхідності вносити корективи на зміну конструктивних розмірів апаратів. Порівняння розподілених з умови рівності поверхонь нагріву і попередньо розрахованих значень корисних різниць температур подано нижче згідно з номерами корпусів випарної станції:

Розподілення в I-ому наближенні T_m , °C: 26,36; 27,09; 32,41.

Попередньо розраховані значення T_m , °C: 13,13; 19,56; 53,17.

Як видно, корисні різниці температур, розраховані з умови рівного перепаду тиску в корпусах і знайдені в I-ому наближенні з умови рівності нагрівальних поверхонь корпусів суттєво відрізняються. Тому необхідно знову перерозподілити температури між корпусами станції. В основу цього перерозподілу повинні бути покладені корисні різниці температур, найдені з умови рівності поверхонь теплообміну апаратів.

13. Уточнений розрахунок виконуємо шляхом перерозподілу температур за корпусами випарної станції. Отримані значення параметрів розчину і парів зводимо в табл.42.

42. Параметри розчинів і парів за корпусами після перерозподілу температур

Параметр	Позначення	Корпусу		
		1	2	3
Продуктивність за випарюваною водою	W , кг/с	3,04	3,21	3,47
Концентрація розчину	K_u , %	6,8	11,3	40,0
Температура нагрівальної пари	T_{z1} , °C	183,2	–	–
Корисна різниця температур	ΔT_n , °C	26,36	27,09	32,41
Температура кипіння розчину $T_x = T_z - \Delta T_n$	ΔT_k , °C	156,84	125,98	87,43
Температура вторинної пари $T_{en} = T_x - (\Delta \phi_x + \Delta z)$	ΔT_{en} , °C	154,07	120,84	54,60
Тиск вторинної пари	p_{en} , МПа	0,5297	0,2004	0,0154
Температура нагрівальної пари $T_z = T_{en} - \Delta_{emp}$	T_z , °C	–	153,7	119,84

14. Розраховуємо теплові навантаження (кВт):

$$Q_1 = 1,03[11,12 \cdot 3,9(156,84 - 154,8) + 3,04(27,62 - 4,19 \cdot 156,84)] = 6515,$$

$$Q_2 = 1,03[8,08 \cdot 3,85(125,98 - 156,84) + 3,21(27,12 - 4,19 \cdot 125,98)] = 6231,$$

$$Q_3 = 1,03[4,87 \cdot 3,58(87,43 - 125,87) + 3,47(25,96 - 4,19 \cdot 87,43)] = 7186.$$

15. Визначаємо коефіцієнти теплопередачі наведеним методом. При цьому:

$$k_1 = 2022; k_2 = 1870; k_3 = 1673 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16. Розподіл корисної різниці температур:

$$\Delta T_{n1} = 85,86(6515/2022)/(6515/2022 + 6231/1870 + 7186/1673) = 85,8 \cdot 3,22/(3,22 + 3,34 + 4,16) = 85,86 \cdot 3,22/10,85 = 25,50^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T_{n2} = 85,86 \cdot 3,34/10,85 = 26,43^\circ\text{C},$$

$$\Delta T_{n3} = 85,86 \cdot 4,16/10,85 = 33,93^\circ\text{C}.$$

Перевірка сумарної корисної різниці температур:

$$\Sigma \Delta T_n = 25,50 + 26,43 + 33,93 = 85,86^\circ\text{C}.$$

Порівнюємо корисні різниці температур за корпусами випарної станції для розрахунків в I-ому і II-ому наближеннях:

$$\Delta T_n \text{ в II-ому наближенні: } \quad 25,5 \quad 26,43 \quad 33,93.$$

$$\Delta T_n \text{ в I-ому наближенні: } \quad 26,36 \quad 27,09 \quad 32,41.$$

Розбіжність між корисними різницями температур не перевищує 5%. Якщо різниця перевищує 5%, розрахунок слід продовжити, прийнявши за основу розрахунок ΔT_n з II-го наближення, і так доки корисні різниці температур не співпадуть.

Поверхні теплообміну випарних апаратів:

$$F_1 = 6515000 / (2022 \cdot 25,50) = 126,4 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 6231000 / (1870 \cdot 26,43) = 126,1 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 7186000 / (1673 \cdot 33,93) = 126,6 \text{ м}^2.$$

За даними табл.20, рис.37 вибираємо випарний апарат з номінальною поверхнею нагріву 160 м².

4.10.4. Розрахунок чотирикорпусної випарної станції з концентратором для випарювання цукрових розчинів

У цукровій промисловості знайшли застосування випарні станції таких типів:

– з нормальним температурним режимом – чотирикорпусна з погіршеним вакуумом, з концентратором чи без нього, трикорпусні під тиском з концентратором;

– з підвищеним температурним режимом – чотирикорпусна під тиском, п'ятикорпусна під вакуумом, чотирикорпусна з нуль-корпусом.

Для прикладу виконаємо розрахунок випарної станції, що складається з чотирьох корпусів і концентратора розчину для заводу продуктивністю $A = 5000$ т буряку /добу, (57,87 кг/с).

Приклад 25. Вихідні дані.

1. Кількість розчину, що надходить на випарювання $G_n = 72,656$ кг/с.

2. Обігрів I-го корпусу здійснюється насиченою парою з параметрами $p_{21} = 0,313$ МПа, $T_{21} = 135^\circ\text{C}$.

3. Концентрування розчину здійснюємо від $K_{cn} = 13,87\%$ до $K_{ck} = 65\%$.

4. Граничний температурний режим на випарній станції з чистою нагріваючою поверхнею відповідає даним табл.43.

5. Передбачувано, що підлягає уточненню, тривалість роботи випарної станції до зупинки на очищення складає $\tau_1 = 75$ діб.

6. Взаємний напрямок пари і розчину – прямотечія.

7. Відбір екстра-пари відбувається з корпусів випарної станції на споживачі теплової енергії відповідно до даних табл.44.

Найменування показників	Позначення	Корпус					Концентратор
		1	2	3	4		
Температура нагрівальної пари	$T_2, ^\circ\text{C}$	132-136	124,5	114	101	85	
Тиск нагрівальної пари	$p_2, \text{МПа}$	0,287-0,322	0,229	0,164	0,105	0,0578	
Ентальпія нагрівальної пари	$i_2, \text{кДж/кг}$	2723-2728	2712,5	2697	2677	2651	
Корисна різниця температур	$\Delta T_m, ^\circ\text{C}$	6-10	8,5	9,5	11,0	16,0	
Температура кипіння	$T_k, ^\circ\text{C}$	126	116	104,5	90,0	69,0	
Депресія	$\Delta \phi_x, ^\circ\text{C}$	0,5	1,0	2,5	4,0	3,4	
Температура вторинної пари	$T_{вт}, ^\circ\text{C}$	122,5	115	102	86	65,6	
Ентальпія вторинної пари	$I_{вт}, \text{кДж/кг}$	2714	2698	2679	2653	2618	
Втрати теплоти в трубопроводах	$\Delta_{втр}, ^\circ\text{C}$	1,0	1,0	1,0	1,0	–	
Температура конденсату нагрівальної пари	$T_{кт}, ^\circ\text{C}$	128-132	120	110	97	81	

44. Кількість екстра-пари, що йде на теплоспоживачі поза випарною станцією

Найменування теплоспоживача	Кількість продукту, кг/с	Корпус екстра пари	Витрата пари, кг/с
Підігрівач жомопресової води	–	III	1,238
Дифузія	–	III	1,036
Підігрівач сирого соку:			
- I-а група	69,444	Конденсат	–
- II-а група	69,444	IV	3,507
- III-а група	69,444	III	1,539
Підігрівач соку I-ої сатурації	76,968	III	1,047
Підігрівач соку перед другою сатурацією:			
- I-а група	76,678	III	1,181
- II-а група	76,678	II	1,343
Підігрівач перед випаркою:			
- I-а група	72,656	II	1,898
- II-а група	72,656	I	1,146
- III-а група	72,656	Гостра пара	1,169
Підігрівач густого сиропу	25,075	III	0,833
Підігрівач сиропу в збірниках	25,075	I	0,341
Підігрівач паток у збірниках	13,501	I	0,515
Вакуум-апарати:			
- I-ої кристалізації	25,075	I, II	10,532
- II-ої кристалізації	9,028	I, II	1,939
- III-ої кристалізації	5,284	I	1,447
Пропарювання вакуум апаратів	–	I	0,868
Інші споживачі	–	Гостра пара	0,752

Рішення: 1. Визначення продуктивності випарної станції.

Визначаємо кількість випареної води:

$$W_{ee} = 72,656 \cdot (1 - 13,87/65) = 57,152 \text{ кг/с.}$$

Робота випарної станції здійснюється без виходу пари на конденсатор, тобто $W_d = E_d$.

45. Розподіл конденсатів за колонками і збірниками

Джерело парів самовипаровування	Кількість конденсату, кг/с	Середня температура конденсату, °С	Температура відтяжки парів самовипаровування, °С
Кількість конденсату гострої пари	29,612	131	124
Колонка випарник	29,149	124	114
Колонка конденсату вторинної пари I-го корпусу	28,038	119	114
Колонка конденсату вторинної пари II-го корпусу	35,162	112	101
Збірник конденсату вторинної пари III-го корпусу*	44,734	100	101
Збірник конденсату вторинної пари IV-го корпусу	3,507	81	84
<i>* Весь конденсат йде на підігрівач сирого соку I-ої групи</i>			

З теплового і матеріального балансу концентратора виходить, що в ньому за рахунок самовипаровування можна випарити:

$$W_{\text{конц}} = [G_p(T_{к4} - T_{\text{конц}})c_p] / (i''_{\text{конц}} - T_{к4}c_p),$$

де G_p – кількість розчину після IV-го корпусу випарної станції,

$c_p = 2,933$ кДж/(кг·К) – теплоємність розчину, $i''_{\text{конц}} = 2625$ кДж/кг – ентальпія вторинної пари концентратора,

$$G_p = G_n - W = 72,656 - 57,152 \text{ кг/с},$$

$$W_{\text{конц}} = [15,504(90-69)2933] / (2625000-90-2933) = 0,404 \text{ кг/с}.$$

Отже, в чотирьох корпусах необхідно випарити:

$$W = W_{\text{вс}} - W_{\text{конц}} = \sum_{i=1}^4 W_i - W_{\text{конц}} = 57,152 - 0,404 = 56,748 \text{ кг/с}.$$

Для складання таблиці розподілу екстра-пари споживачам на вакуум-апарати першої кристалізації будемо направляти екстра-пару I і II-го корпусів. При

цьому сумарна кількість вторинної пари I і II-го корпусів на вакуум-апарати має дорівнювати розрахунковій величині. Позначимо через x кількість пари I-го корпусу, тоді з II-го корпусу повинно поступити $(10,532-x)$ кг/с пари. Перший варіант розподілу екстра-парів випарної станції наведений у табл.46, варіант А.

46. Варіанти паророзподілення екстра-парів (варіант А)

Споживачі екстра-пари	Варіант А				
	Витрата екстра-пари випарної станції за споживачами, кг/с				
	Гостра пара	1	2	3	4
Підігрівач жомопресової води				1,238	
Дифузія				1,036	
Підігрівач сирого соку:					
- II-а група					3,507
- III-я група				1,539	
Підігрівач соку першої сатурації				1,047	
Підігрівач соку перед другою сатурацією:					
- I-а група				1,181	
- II-а група			1,343		
Підігрівач перед випаркою:			1,898		
- I-а група					
- II-а група		1,146			
- III-а група	1,169				
Підігрівач густого сиропу				0,833	
Підігрівач сиропу у збірниках		0,341			
Підігрів паток у збірниках		0,515			
Вакуум апарати:					
- I-ої кристалізації		x	$10,532-x$		
- II-ої кристалізації			1,939		
- III-ої кристалізації		1,447			
Пропарка вакуум-апаратів		0,868			
Інші споживачі	0,752				
Сумарні відбори екстра-пари за корпусами випарної станції	1,921	$4,317+x$	$15,712-x$	6,874	3,507

продовження таблиці 46 (варіант Б)

Споживачі екстра пари	Варіант Б				
	Витрата екстра-пари випарної станції за споживачами, кг/с				
	Гостра пара	1	2	3	4
Підігрівач жомопресової води				1,238	
Дифузія				1,036	
Підігрівач сирого соку: - II-а група - III-я група					3,507
				1,539	
Підігрівач соку першої сатурації				1,047	
Підігрівач соку перед другою сатурацією: - I-а група - II-а група				1,181	
			1,343		
Підігрівач перед випаркою: - I-а група - II-а група - III-а група			1,898		
		1,146			
	1,169				
Підігрівач густого сиропу				0,833	
Підігрівач сиропу у збірниках		0,341			
Підігрів паток у збірниках		0,515			
Вакуум апарати: - I-ої кристалізації - II-ої кристалізації - III-ої кристалізації					
		x	10,532-x		
		1,939			
		1,447			
Пропарка вакуум апаратів		0,868			
Інші споживачі	0,752				
Сумарні відбори екстра пари за корпусами випарної станції	1,921	6,256+x	13,773-x	6,874	3,507

продовження таблиці 46 (варіант В)

Споживачі екстра пари	Варіант В				
	Витрата екстра-пари випарної станції за споживачами, кг/с				
	Гостра пара	1	2	3	4
Підігрівач жомпресової води				1,238	
Дифузія				1,036	
Підігрівач сирого соку:					
- II-а група					3,507
- III-я група				1,539	
Підігрівач соку першої сатурації				1,047	
Підігрівач соку перед другою сатурацією:					
- I-а група				1,181	
- II-а група			1,343		
Підігрівач перед випаркою:			1,898		
- I-а група					
- II-а група		1,146			
- III-а група	1,169				
Підігрівач густого сиропу				0,833	
Підігрівач сиропу у збірниках		0,341			
Підігрів паток у збірниках		0,515			
Вакуум-апарати:					
- I-ої кристалізації		7,06	3,472		
- II-ої кристалізації		1,939			
- III-ої кристалізації		1,447			
Пропарка вакуум-апаратів		0,868			
Інші споживачі	0,752				
Сумарні відбори екстра-пари за корпусами випарної станції	1,921	13,316	6,713	6,874	3,507

Сумарні величини паравідборів за споживачами дорівнюють:

$$E_1=(4,317+x); E_2=(15,712-x); E_3=6,874; E_4=3,507 \text{ кг/с.}$$

У наведені величини відборів входять і пари самовипарювання e .

Попередньо приймаємо $e_1=0,463; e_2=0,694; e_3=0,81; e_4=0$ кг/с. При цьому допущенні паравідбори за корпусами випарної станції складають, кг/с:

$$E'_1 = E_1 - e_1 = 4,317 + x - 0,463 = 3,854 + x;$$

$$E'_2 = E_2 - e_2 = 15,712 - x - 0,694 = 15,018 - x;$$

$$E'_3 = E_3 - e_3 = 6,874 - 0,81 = 6,064;$$

$$E'_4 = E_4 - e_4 = 3,507.$$

Чотирикорпусна станція випарює:

$$\sum_{i=1}^4 W_i = E_1 + 2E_2 + 3E_3 + 4E_4 = (3,854 + x) + 2(15,018 - x) + 3 \cdot 6,064 + 4 \cdot 3,507 = 56,748 \text{ кг/с},$$

звідси $x = 9,362$ кг/с, тобто на вакуум-апарати першої кристалізації повинно поступати 9,362 кг/с екстра-пари I-го корпусу і $10,532 - 9,362 = 1,17$ кг/с – другого.

Практично таке паророзподілення не можна виконати, бо співвідношення парів I і II-го корпусів складає приблизно 7:1, в той час рекомендовані 1:2; 1:3; 1:1; 3:2; 2:1; 3:1, виходячи з того, що кількість вакуум-апаратів першої кристалізації на заводах коливається від 3 до 8 штук.

З метою зменшення значення x , обігрів вакуум-апаратів другої кристалізації будемо здійснювати екстра-парою I-го корпусу.

При такому паророзподіленні (табл.46, варіант Б) маємо:

$$E_1 = (6,256 + x); E_2 = (13,773 - x); E_3 = 6,874; E_4 = 3,507 \text{ кг/с}.$$

У цьому випадку паровідбір з корпусів випарної станції, з урахуванням раніше прийнятих величин парів самовипарювання, складає:

$$E'_1 = 6,256 + x - 0,463 = 5,793 + x;$$

$$E'_2 = 13,773 - x - 0,694 = 13,079 - x;$$

$$E'_3 = 6,874 - 0,81 = 6,064;$$

$$E'_4 = 3,507.$$

Складаємо рівняння кількості випареної води і визначаємо x :

$$\sum_{i=1}^4 W_i = (5,793 + x) + 2(13,079 - x) + 3 \cdot 6,064 + 4 \cdot 3,507 = 56,748 \text{ кг/с},$$

$$x = 7,423 \text{ кг/с}$$

Тоді з II-го корпусу на обігрів вакуум-апаратів буде надходити $10,532 - 7,423 = 3,109$ кг/с пари.

Приймаємо співвідношення екстра-парів I і II-го корпусів на вакуум-апарати першої кристалізації близьке до 2:1, тоді для уточненого розрахунку маємо $x = 7,06$ кг/с і $10,532 - 7,06 = 3,472$ кг/с. Величини паровідборів, наведені в табл.46, варіант В, складають:

$$E_1 = 13,316; E_2 = 6,713; E_3 = 6,874; E_4 = 3,507 \text{ кг/с}.$$

При цих умовах:

$$E_1' = 5,793 + x = 5,793 + 7,06 = 12,853 \text{ кг/с};$$

$$E_2' = 13,079 - x = 13,079 - 7,06 = 6,019 \text{ кг/с};$$

$$E_3' = 6,064 \text{ кг/с};$$

$$E_4' = 3,507 \text{ кг/с}.$$

Продуктивність окремих корпусів випарної станції (в кг/с) складає:

$$W_1 = E_1' + E_2' + E_3' + E_4' = 12,853 + 6,019 + 6,064 + 3,507 = 28,443;$$

$$W_2 = W_1 - E_1' = 28,443 - 12,853 = 15,59;$$

$$W_3 = W_2 - E_2' = 15,59 - 6,019 = 9,571;$$

$$W_4 = W_3 - E_3' = 9,571 - 6,064 = 3,507.$$

Продуктивність чотирьох корпусів випарної станції:

$$W = \sum_{i=1}^4 W_i = 28,443 + 15,59 + 9,571 + 3,507 = 57,111 \text{ кг/с}.$$

Із виконаного розрахунку випливає, що продуктивність випарної станції за випареною водою відрізняється незначно від раніше проведеного розрахунку. Нев'язка складає $57,111 - 56,748 = 0,368$ кг/с або біля 1%.

2. Визначення продуктивності випарної станції на основі фактичних величин парів самовипарювання.

Вихідні дані, наведені в табл.45, отримані на основі таких припущень:

– температура конденсату, який надходить в колонки чи збірники, на $4 \dots 5^\circ\text{C}$ нижча за температуру насичення гріючої пари;

– температура відтяжки дорівнює температурі пари у тому місці, з яким з'єднується через відтяжку колонка чи збірник;

– баланс конденсатів враховує зменшення його кількості за рахунок утворення парів самовипарювання;

– кількість конденсату, що повертається в котельню чи на ТЕЦ, на 20...30% більше вихідної кількості пари, цим компенсується витрата конденсату на власні потреби паровиробника.

Розрахункова кількість парів самовипарювання визначається за формулою:

$$e_p = G_k(i_{cрк} - i_k') / (i_n'' - i_k') \text{ кг/с},$$

де G_k – кількість конденсату, що поступає в колонку чи збірник; $i_{cрк}$ – середнє значення ентальпії конденсату; i_n'' – ентальпія пари самовипарювання при температурі відтяжки.

$$e_{pI} = 29,612 (550500 - 520000) / (2712000 - 520000) = 0,412 \text{ кг/с};$$

$$e_{p2}=29,149 (520800-478200)/(2697000-478200)=0,56 \text{ кг/с};$$

$$e_{p3}=28,038 (499500-478200)/(2697000-478200)=0,269 \text{ кг/с};$$

$$e_{p4}=35,162 (469800-423300)/(2677000-423300)=0,725 \text{ кг/с}.$$

Фактичні відбори екстра-пари з випарної станції:

$$E_1'' = E_1 - e_{p1} = 13,316 - 0,412 = 12,904 \text{ кг/с};$$

$$E_2'' = E_2 - e_{p2} = 6,713 - 0,56 - 0,269 = 5,884 \text{ кг/с};$$

$$E_3'' = E_3 - e_{p3} = 6,874 - 0,725 = 6,149 \text{ кг/с};$$

$$E_4'' = 3,507 \text{ кг/с}.$$

Продуктивність випарної станції за випарною водою:

$$W_1 = E_1'' + E_2'' + E_3'' + E_4'' = 12,904 + 5,884 + 6,149 + 3,507 = 28,444 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = W_1 - E_1'' = 28,444 - 12,904 = 15,54 \text{ кг/с};$$

$$W_3 = W_2 - E_2'' = 15,54 - 5,884 = 9,656 \text{ кг/с};$$

$$W_4 = W_3 - E_3'' = 3,507 \text{ кг/с}.$$

Сумарна продуктивність випарної станції:

$$\sum_{i=1}^4 W_i = 28,444 + 15,54 + 9,656 + 3,507 = 57,147 \text{ кг/с}.$$

Розходження між розрахунковою і необхідною продуктивністю, обчисленою за балансом концентрацій розчинів, складає $57,152 - 57,174 = 0,003 \text{ кг/с}$, що повністю допустимо.

3. Уточнюємо концентрації розчинів за корпусами випарної станції:

$$K_{u_i} = G_n \cdot K_{u_n} / (G_n - \sum_{i=1}^4 W_i) \%$$

$$K_{u_1} = 72,656 \cdot 13,87 / (72,656 - 28,444) = 22,74\%;$$

$$K_{u_2} = 72,656 \cdot 13,87 / (72,656 - 28,444 - 15,54) = 35,15\%;$$

$$K_{u_3} = 72,656 \cdot 13,87 / (72,656 - 28,444 - 15,54 - 9,656) = 52,74\%;$$

$$K_{u_4} = 72,656 \cdot 13,87 / (72,656 - 28,444 - 15,54 - 9,656 - 3,507) = 64,6\%.$$

Концентрація розчину після V-го корпусу, що працює в режимі концентратора:

$$K_{u_{\text{конц}}} = 72,656 \cdot 13,87 / (72,656 - 28,444 - 15,54 - 9,656 - 3,507 - 0,404) = 66,32\%.$$

4. Розрахунок нагрівальних поверхонь апаратів випарної станції.

Нагрівальна поверхня i -го корпусу випарної станції визначається за формулою:

$$F_i = W_i \cdot r_{\text{ени}} / q_{iv} \text{ м}^2. \quad (4.39)$$

У цій формулі невідомий тепловий потік, що залежить від корисної різниці температур і від коефіцієнту теплопередачі:

$$q_i = k_{zрани} \Delta T_{zрани} = \Delta T_{zрани} / R_{zрани} \text{ Вт/м}^2,$$

де $R_{zрани}$ – граничне значення термічного опору, що відповідає умовам роботи корпусу за період τ_i , перед черговим очищенням нагрівальних поверхонь.

Послідовні значення термічного опору визначаються за рівнянням:

$$R_{номі} = R_1 + R_{cm} + R_2 + R_{ш},$$

де $R_1 = \alpha_1^{-1}$; $R_{cm} = \delta_{cm} \cdot \lambda_{cm}^{-1}$; $R_2 = \alpha_2^{-1}$.

$$R_{ш} = \psi \tau_i q_i / r_i, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}. \quad (4.40)$$

У рівнянні (4.40) ψ – термічний коефіцієнт накипоутворення. Термічний опір накипу збільшується до свого граничного значення за час τ_i роботи апарату в режимі постійного теплового навантаження ($q = const$).

При ламінарному режимі руху плівки конденсату α_1 визначається за формулою:

$$(\alpha_1 / \lambda) (v / q)^{1/3} = 1,18 \text{ Re}_*^{-1/3}.$$

Розрахункове рівняння з цієї формули можна подати у вигляді:

$$\alpha_1 = A_1 / (qH)^{1/3}; \quad R_1 = A_1^{-1} / (qH)^{1/3};$$

де A_1 – величина, яке залежить від теплофізичних властивостей плівки конденсату, що визначаються температурою $T_{конд} = T_2 - (4 \dots 5)^\circ\text{C}$.

Значення $A_1 = f(T_{конд})$ визначаються за даними рис.70, H – робоча довжина кип'ятильних труб, м.

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 для випарних апаратів з природною циркуляцією визначається за рівнянням:

$$Nu = 0,01 (K_p Re_*)^{0,6} Ga^{0,065} (\rho // \rho_p)^{0,3},$$

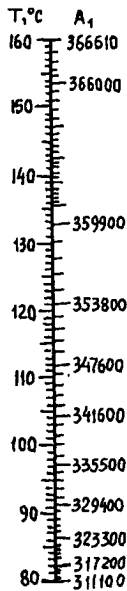
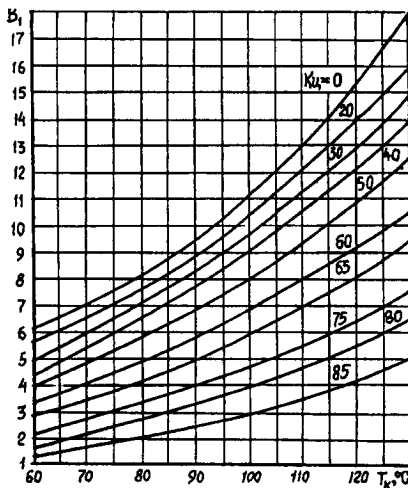
яке можна представити в розрахунковому вигляді:

$$\alpha_2 = B_1 q^{0,6},$$

де $B_1 = f(T_{к}, Ku)$ – функція теплофізичних властивостей киплячого розчину, визначається за номограмою рис.71.

Значення термічного коефіцієнту накипоутворення $\psi = f(Ku_{ки} / Ku_{ни})$, що входить в формулу (4.40), визначається за номограмою рис.72 залежно від ступеня збільшення концентрації розчину даного корпусу.

Величина R_i , необхідна для визначення q_i , в свою, чергу залежить від q_i . У цьому випадку розрахунок треба проводити способом послідовних наближень чи графоаналітичним шляхом.

Рис.70 Значення A_1 залежно від температури конденсату.Рис.71. Значення B_1 залежно від температури кипіння розчину і його концентрації

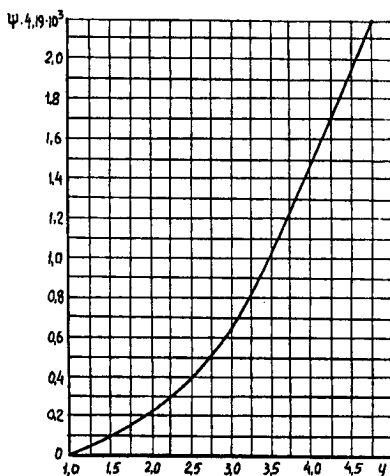


Рис.72. Залежність термічного коефіцієнта накопоутворення від ступеня зростання концентрації розчину в апараті

При розрахунковому значенні q послідовне значення загального термічного опору дорівнює граничному значенню, тобто:

$$R_{\text{послі}} = R_{\text{грані}},$$

або

$$R_1 + R_{\text{ст}} + R_2 + R_H = q_i^{-1} \Delta T_{\text{грані}}.$$

Враховуючи значення доданків, цю формулу можна представити в розгорнутому вигляді:

$$A_i^{-1} (q_i H)^{1/3} + R_{\text{ст}} + B_i^{-1} q_i^{-0.6} + \psi q_i \tau_i^{-1} \tau_i - q_i^{-1} \Delta T_{\text{грані}} = 0 \quad (4.41)$$

Графічне рішення рівняння (4.41) дає можливість визначити граничне значення інтенсивності теплового потоку. При побудові залежностей слід приймати теплові потоки в таких границях: для 0-го корпусу – 10...30; I-го – 8...25; II-го – 5...15; III-го – 4...12 і IV-го – 3...8 кВт/м².

Використовуючи наведену методику розрахунку, визначимо значення величин, які представлені в табл.46.1.

На основі даних цієї таблиці будемо графічну залежність $\Delta R = f(q_i)$ для кожного корпусу випарної станції (рис.73). Значення q в точках перетину кривих $\Delta R = f(q_i)$ з віссю теплового потоку є розрахунковими значеннями q , які, відповідно, становлять, Вт/м²: $q_1 = 17000$, $q_2 = 9000$, $q_3 = 5400$, $q_4 = 4200$.

Розрахункова величина	Один. виміру	Корпуса випарної станції											
		1			2			3			4		
$q_f \cdot 10^{-3}$	Вт/м ²	10	20	30	6	10	15	3	6	8	3	4	6
$K_{\text{Чн}}$	%	13,87	13,87	13,87	22,74	22,74	22,74	35,15	35,15	35,15	52,74	52,74	52,74
$K_{\text{Цк}}$	%	22,74	22,74	22,74	35,15	35,15	35,15	52,74	52,74	52,74	64,6	64,6	64,6
$\Delta T_{\text{зрани}}$	°C	9,0	9,0	9,0	8,5	8,5	8,5	9,5	9,5	9,5	11,0	11,0	11,0
H	м	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
$T_{\text{конд}}$	°C	131	131	131	120	120	120	110	110	110	97	97	97
$T_{\text{к}}$	°C	126	126	126	116	116	116	104,5	104,5	104,5	90	90	90
Δ	°C	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	2,5	2,5	2,5	4,0	4,0	4,0
$T_{\text{вп}}$	°C	125,5	125,5	125,5	115	115	115	102	102	102	86	86	86
$r_{\text{вп}} \cdot 10^{-3}$	Дж/кг	2187	2187	2187	2216	2216	2216	2251	2251	2251	2293	2293	2293
$R_{\text{Г}} \cdot 10^6$	м ² К/Вт	90,2	106,6	118,0	78,7	94,3	108,2	64,8	81,6	90,2	67,2	73,8	84,4
$R_{\text{см}} \cdot 10^6$	м ² К/Вт	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9	25,9
$R_{\text{Г}} \cdot 10^6$	м ² К/Вт	252	198	166	408	300,4	235,5	943,2	622,3	524	1357	1142	895,2
$R_0 \cdot 10^6 = (R_{\text{Г}} + R_{\text{см}} + R_{\text{Г}})$	м ² К/Вт	368,1	330,5	309,9	512,6	420,6	369,6	1033,9	729,8	640,1	1450,1	1241,7	1005,5
$y = K_{\text{ук}} / K_{\text{ун}}$	–	1,64	1,64	1,64	2,53	2,53	2,53	3,8	3,8	3,8	4,66	4,66	4,66
$\psi \cdot 10^6$	–	545	545	545	1760	1760	1760	5780	5780	5780	8880	8880	8880
$R_{\text{п}} \cdot 10^6 = \psi q_i r_i^{-1} \tau_i$	м ² К/Вт	186,8	373,6	560,4	357,4	595,6	893,4	578	1155,9	1541,2	871,6	1162,2	1743,2
$R_{\text{посл}} \cdot 10^6 = (R_0 + R_{\text{п}})$	м ² К/Вт	554,9	704,1	870,3	870	1016,2	1263	1611,9	1885,7	2181,3	2321,7	2403,9	2748,7
$R_{\text{гран}} \cdot 10^6 = \Delta T_{\text{зрани}} / q_i$	м ² К/Вт	900	600	450	1416	850	567	3167	1583	1188	3667	2750	1833
$\Delta R \cdot 10^6 = (R_{\text{посл}} - R_{\text{гран}})$	м ² К/Вт	-345,1	104,1	420,3	-546	166,2	696	-1555,1	302,7	993,3	-1345,3	-346,1	915,7

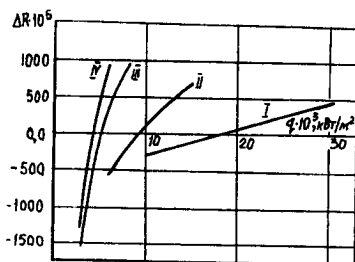


Рис. 73. Залежність $\Delta R_i = f(q_i)$ для випарної станції

Визначаємо розрахункові нагрівальні поверхні корпусів випарної станції:

$$F_1 = W_1 r_{ен1} / q_1 = 28,444 \cdot 2187000 / 17000 = 3659 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = W_2 r_{ен2} / q_2 = 15,54 \cdot 2216000 / 9000 = 3826 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = W_3 r_{ен3} / q_3 = 9,656 \cdot 2251000 / 5400 = 4025 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = W_4 r_{ен4} / q_4 = 3,507 \cdot 2293000 / 4200 = 1915 \text{ м}^2.$$

Приймаємо до установки відповідно до табл.26 такі апарати за корпусами:

$$F_{np1} = 2120 + 2120 = 4240 \text{ м}^2, \quad F_{np2} = 2120 + 2120 = 4240 \text{ м}^2, \quad F_{np3} = 2120 + 2120 = 4240 \text{ м}^2,$$

$$F_{np4} = 1800 \text{ м}^2.$$

Поверхня концентратора визначається з розрахунку 200 м² нагрівальної поверхні на 1000 т перероблюваного заводом буряка, тобто $200 \cdot 5 = 1000 \text{ м}^2$.

Визначаємо фактичні теплові потоки за корпусами випарної станції:

$$q_1 = W_1 r_{ен1} / F_1 = 28,444 \cdot 2187000 / 4240 = 14670 \text{ м}^2,$$

$$q_2 = W_2 r_{ен2} / F_2 = 15,54 \cdot 2216000 / 4240 = 8110 \text{ м}^2,$$

$$q_3 = W_3 r_{ен3} / F_3 = 9,656 \cdot 2251000 / 4240 = 5120 \text{ м}^2,$$

$$q_4 = W_4 r_{ен4} / F_4 = 3,507 \cdot 2293000 / 1800 = 4470 \text{ м}^2.$$

Визначаємо величини ΔR_i і ΔT_o , відповідно до фактичних значень теплових потоків, на основі графіка рис.73 і залежності $\Delta T_o = f(q_i)$. Розрахувавши значення ΔR_i , визначаємо відхилення від розрахункових значень різниці температур:

$$\delta T_i = \Delta R_i q_i.$$

Визначаємо фактичну граничну величину корисної різниці температур:

$$\Delta T_{гран}^{факт} = \Delta T_{гран} + \delta T_i.$$

Для визначення ΔT_o , розраховуємо значення $\Delta T_o^{max} = \psi q_i^2 r_{ен1}^{-1} \tau_1$ – різниця температур на подолання термічного опору накипу.

Величини, визначені при розрахунку, зводимо в табл.47.

47. Значення розрахункових величин

Розрахункова величина	Позначення	Корпус			
		1	2	3	4
Фактична величина теплового потоку	$q, \text{Вт/м}^2$	14670	8110	5120	4470
Гранична різниця температур	$\Delta T_{\text{гран}}, ^\circ\text{C}$	9,0	8,5	9,5	11,0
Різниця між послідовним і граничним термічним опором, що відповідає фактичній величині теплового потоку	$\Delta R_i \cdot 10^6 = f(q_i)$	-62	-100	-185	+180
Відхилення від граничної розрахункової різниці температур	$\delta T = \Delta R_i q_i, ^\circ\text{C}$	-0,9	-0,9	-1,0	+0,8
Фактичні значення граничної різниці температур	$\Delta T_{\text{гран}}^{\text{факт}} = \Delta T_{\text{гран}} + \delta T_i$	8,1	7,6	8,5	11,8
Різниця температур, еквівалентна термічному опору	$\Delta T_o^{\text{нак}} = \psi q_i^2 r_{\text{ни}}^{-1} \tau_1$	4,0	3,9	5,0	5,8
Різниця температур для чистої нагрівальної поверхні і фактичних величин теплових потоків	$\Delta T_o = \Delta T_{\text{гран}}^{\text{факт}} - \Delta T_o^{\text{нак}}$	4,1	3,7	3,5	6,0

Дані табл.47 свідчать, що корисна різниця температур для чистої випарки виходить заниженою. При таких перепадах температур розчин не буде кипіти, тому необхідно термін до чергової очистки випарної станції зменшити з 75 діб до 50 діб, тоді:

$$\Delta T_{o1}=5,5; \Delta T_{o2}=5,0; \Delta T_{o3}=5,2; \Delta T_{o4}=7,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Складаємо таблицю фактичних температурних режимів на випарній станції при чистій нагрівальній поверхні (знаменник табл.48) і перед зупинкою на очищення (чисельник). Величини фізико-хімічних депресій визначаємо за даними табл.17.

Складаючи табл. 48 керуємося наступними положеннями:

- температури кипіння розчину в II корпусі за весь період роботи випарної станції підтримується постійною;
- для концентратора в обох режимах застосовуємо температуру вторинної пари (пара підтримується постійною);
- для концентратора в обох режимах застосовуємо температуру вторинної пари (пара на конденсатор), яка відповідає розрахунковому режиму (табл. 48).

48. Фактичний температурний режим на випарній станції

Розрахункова величина	Позначення	Корпус				
		1	2	3	4	Концентратоп
Температура нагрівальної пари	$T_z, ^\circ\text{C}$	$\frac{133,2}{128}$	$\frac{123,6}{121}$	$\frac{114}{114}$	$\frac{102}{105,3}$	$\frac{85,2}{92,4}$
Корисна різниця температур	$\Delta T_n, ^\circ\text{C}$	$\frac{8,1}{5,5}$	$\frac{7,6}{5,0}$	$\frac{8,5}{5,2}$	$\frac{11,8}{7,90}$	$\frac{16,2}{23,4}$
Температура кипіння розчину	$T_k, ^\circ\text{C}$	$\frac{125,1}{122,5}$	$\frac{116}{116}$	$\frac{105,5}{108,8}$	$\frac{90,2}{97,4}$	$\frac{69,0}{69,0}$
Фізико-хімічна депресія	$\Delta_{фх}, ^\circ\text{C}$	$\frac{0,5}{0,5}$	$\frac{1,0}{1,0}$	$\frac{2,5}{2,5}$	$\frac{4,0}{4,0}$	$\frac{3,4}{3,4}$
Температура вторинної пари	$T_{вт}, ^\circ\text{C}$	$\frac{124,6}{122,0}$	$\frac{115}{115}$	$\frac{103,0}{106,3}$	$\frac{86,2}{93,4}$	$\frac{65,6}{65,6}$
Температурні втрати	$\Delta_{втр}, ^\circ\text{C}$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Тиск нагрівальної пари	$p_z, \text{МПа}$	$\frac{0,30}{0,23}$	$\frac{0,22}{0,20}$	$\frac{0,167}{0,167}$	$\frac{0,111}{0,132}$	$\frac{0,059}{0,089}$

Порівнюючи дані табл. 48 і 43 приходимо до висновку, що виконаний розрахунок задовільняє задані умови.

4.11. Взаємне розташування корпусів випарної станції

Взаємне розташування корпусів випарної станції визначається необхідністю задовільнити умову роботи їх в оптимальному теплотехнологічному режимі [28, 38].

Висота установки апарата залежить від оптимального рівня розчину під час його роботи, робочої довжини кип'ятільних труб, схеми відведення конденсату нагрівальної пари, необхідності в створенні умов ремонту й експлуатації апарата. Цими умовами визначається висота розташування площадки обслуговування і характер будівельних конструкцій у межах випарної станції.

Якщо прийняти за площину відліку висоту розташування площадки обслуговування випарної станції, то за цих умов взаємне розташування випарних апаратів визначається оптимальним п'єзометричним рівнем розчину по корпусах станції. Можна рекомендувати такі значення п'єзометричних рівнів, наведених у табл.49, у відсотках від їхньої висоти для різних типів випарних станцій.

49. Висота п'єзометричних рівнів корпусів випарної станції

Тип випарної станції	Корпус				
	1	2	3	4	5
П'ятикорпусна	35	35	45	50	55
Чотирикорпусна	35	45	50	55	–
Трикорпусна	30	40	50	–	–

Взаємне розташування випарних апаратів диктується необхідністю постійного переходу розчину з попереднього корпусу в наступний самоплином. Основною рушійною силою переходу розчину з корпусу в корпус є різниця робочих тисків у них. Ця різниця повинна бути достатньою для подолання гідравлічних опорів у перехідних трубопроводах з урахуванням п'єзометричного рівня, що збільшується, у наступному корпусі в порівнянні з попереднім. Слід орієнтуватися на найменшу різницю тисків при експлуатації випарної станції, що відповідає роботі станції при чистій поверхні нагрівання. Якщо різниця тисків виявляється недостатньою, наступний корпус треба знижувати в порівнянні з попереднім.

За наявності двох однакових корпусів, що працюють в умовах одного корпусу (апарати А і Б), які приєднані паралельно по нагрівальній парі і послідовно за розчином, їх можна встановлювати на одному рівні. Оскільки в цьому випадку для переходу розчину з корпусу в корпус необхідний деякий перепад рівнів між ними, фактичний п'єзометричний рівень в апаратах буде різний. Для зменшення цієї різниці перепускні комунікації розчину між апаратами розраховують, з огляду на умови їх мінімального гідравлічного опору. Регулювання потрібного рівня розчину необхідно вести по апарату Б. Впливом деякої різниці рівнів на умови теплообміну при цьому нехтуємо. Якщо корпус випарної станції складається з трьох апаратів, доцільніше з'єднання апаратів за змішаною послідовно – паралельною схемою: весь розчин надходить в один апарат, з якого паралельними потоками на два наступних.

Розділ 5. ТРАНСФОРМАЦІЯ І АКУМУЛЯЦІЯ ТЕПЛОТИ ВТОРИННОЇ І ВІДПРАЦЬОВАНОЇ ПАРИ

5.1. Трансформація теплової енергії

Перенесення теплової енергії від тіла з більш низькою температурою T_n (тепловіддавач) до тіла з більш високою температурою T_e (теплоприймач) здійснюється трансформаторами теплоти. Щоб здійснити таке перетворення теплоти необхідно витратити зовнішню енергію: механічну, електричну та ін. Природно, що в будь-якому підвищувальному трансформаторі кількість теплоти низького потенціалу з температурою T_o перетворюється в меншу кількість теплоти високого потенціалу T_e [5].

Принципова термодинамічна схема підвищувального трансформатора подана на рис.74. Там же в T, s – діаграмі показані два цикли, здійснення яких приводить до перетворення низькопотенціальної теплоти в теплоту високого потенціалу.

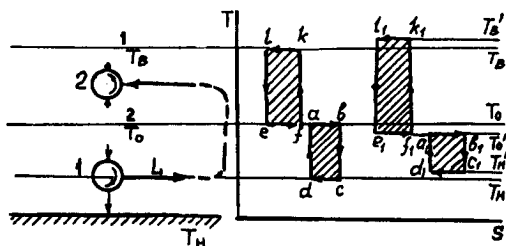


Рис.74. Принципова схема і цикли підвищувального термотрансформатора.
1 – джерело високого потенціалу T_e , 2 – джерело середнього потенціалу T_o

Тепловий двигун 1, використовуючи різницю температур $T_o - T_n$, виконує механічну роботу L , яка витрачається в тепловому насосі 2 на перенесення теплоти від джерела з температурою T_o до джерела з температурою T_e .

При дотриманні повної оборотності цикл теплового двигуна 1 зображується контуром $abcd$, а теплового насоса – контуром $efkl$. З урахуванням зовнішньої необоротності цикл теплового двигуна зображується контуром $a_1b_1c_1d_1a_1$, а цикл теплового насоса – контуром $e_1f_1k_1l_1e_1$.

Кінцевим результатом дії теплового двигуна, що працює в інтервалі температур $T_o - T_n$, і теплового насоса, що працює в температурному інтервалі $T_e - T_o$, є перенесення теплоти від температурного рівня T_o до температурного

рівня T_0 . Отже, в трансформаторі, що підвищує термодинамічна суттєвість процесів зводиться до здійснення двох циклів – прямого і оберненого холодильного циклу Карно.

Адіабатне стискання в циклі Карно здійснюється в компресорі із затратами роботи, а розширення в детандері – з отриманням роботи. Основне рівняння теплового балансу ідеального оборотного кругового процесу:

$$Q_0 = Q_H + L,$$

де Q_0 – теплота, яка передана тілу з більш високою температурою; Q_H – теплота, яка відведена від охолоджуваного тіла; L – енергія, що підведена до робочого тіла.

Ефективність оборотного холодильного циклу визначається холодильним коефіцієнтом від охолоджуваного тіла, до затраченої в циклі роботи:

$$\varepsilon = Q_H / L = Q_H / (Q_0 - Q_H) \quad (5.1)$$

Холодильний коефіцієнт цикла Карно:

$$\varepsilon_K = T_H \Delta s / (T_0 - T_H) \Delta s = T_H / (T_0 - T_H). \quad (5.2)$$

З виразу (5.2) випливає, що холодильний коефіцієнт не залежить від властивостей робочого агента, а визначається лише температурами охолоджуваного середовища T_H і середовища, яке сприймає теплоту T_0 . Збільшення T_H і зменшення різниці $T_0 - T_H$ підвищує холодильний коефіцієнт і, отже, енергетичну ефективність роботи холодильної установки. Теорія холодильних машин розглядає умови, за яких коефіцієнт ε може мати найбільше значення. Із сумісного рішення рівнянь (5.1) і (5.2) можна визначити мінімальну роботу, необхідну для холодильної машини, при отриманні штучного холоду:

$$L = Q_H (T_0 - T_H) / T_H$$

Відповідно, питома витрата роботи (на одиницю отриманого холоду):

$$l_K = L / Q_H = (T_0 - T_H) / T_H = (T_0 / T_H) - 1. \quad (5.3)$$

Тепловий насос працює аналогічно холодильній машині, але при більш високих температурах. Ефективність теплового насоса характеризується коефіцієнтом перетворення φ , тобто відношенням теплоти, отриманої тілом з температурою T_0 , до затраченої механічної роботи в установці:

$$\varphi = Q_0 / L = Q_0 / (Q_0 - Q_H).$$

Коефіцієнт перетворення і холодильний коефіцієнт пов'язані між собою співвідношенням:

$$\varphi = Q_0 / (Q_0 - Q_H) = (Q_0 - Q_H + Q_H) / (Q_0 - Q_H) = 1 + [Q_H / (Q_0 - Q_H)] = 1 + \varepsilon. \quad (5.4)$$

Відповідно, коефіцієнт перетворення для циклу Карно:

$$\varphi_K = 1 + \varepsilon_K = 1 + [T_0 / (T_0 - T_H)] = T_0 / (T_0 - T_H).$$

Робота, необхідна для отримання теплоти в теплонасосній установці, може бути визначена з рівнянь (5.3) і (5.4):

$$L = Q_6(T_6 - T_0)/T_6;$$

питома витрата роботи на одиницю отриманої теплоти складає:

$$l_6 = L / Q_6 = (T_6 - T_0)/T_0 = 1 - (T_0/T_6).$$

У дійсних (необоротних) циклах трансформаторів теплоти значення коефіцієнтів ε і φ нижче, ніж в оборотних циклах. Ступінь відхилення залежить від необоротних втрат, викликаних кінцевою різницею температур при теплообміні з зовнішніми джерелами теплоти.

Температура робочого тіла завжди буває нижчою за температуру тіла, що віддає тепло і вищою за температуру тіла, що приймає. Збільшення перепаду температур $T_6 - T_n$ у теплонасосному процесі викликає в машині додаткову затрату роботи. На зниження коефіцієнтів ε і φ також впливає додаткова затрата роботи на подолання сил тертя в самій машині і втрати з дроселюванням, яке необхідне в оборотному циклі.

Для холодильних машин, в яких витрачається тепла енергія (абсорбційні, пароежекторні), характеристика циклу визначається коефіцієнтом ζ , який є відношенням отриманого холоду (відведеного від охолоджуваного тіла) Q_n до затраченої в циклі теплової енергії Q_n , тобто $\zeta = Q_n / Q_{ст}$

5.2. Класифікація теплонасосних установок

Теплові насоси є різновидом трансформаторів теплоти і призначаються для отримання теплоносія середнього і підвищеного потенціалу, що використовується як теплоносії. Зараз розроблені і знаходять застосування три основні групи теплових насосів: компресорні (парові), струменеві (ежекторного типу), абсорбційні [6].

Компресорні теплові насоси можуть працювати за замкнутою і розімкнутою схемами. Абсорбційні – тільки за замкнутою, а струменеві – тільки за розімкнутою схемою.

За підвищувальними і розщеплювальними схемами працюють компресорні і абсорбційні теплові насоси; струменеві теплові насоси працюють тільки за підвищувальною схемою.

5.3. Компресійні підвищувальні парові насоси

Компресорні насоси можуть працювати за замкнутим і розімкнутим циклами. Залежно від способу здійснення трансформації теплоти застосовуються різні схеми і обладнання теплонасосних установок [5,29].

Схеми теплових насосів, працюючих за замкнутим циклом, призначені для нагрівання води в опалювально-вентиляційних системах або для гарячого водопостачання з температурою нагрівання води не вище 60... 80°C.

Компресійні теплові насоси, працюючи за розімкнутим циклом, застосовуються для підвищення параметрів пари, можуть працювати за підвищувальною і розщеплювальною схемами. У першому випадку теплота, підведена до установки при температурі джерела що віддає T_n , піднімається до температури теплоприймача T_a . У другому випадку до установки підводиться тепловий потік при середній температурі T_{cp} , який в установці розщиплюється (розділяється) на два потоки – низького потенціалу з температурою T_n і підвищеного потенціалу з температурою T_a .

Стосовно теплоносія – пари, це означає, що в підвищувальній схемі отримується пара середнього тиску з пари підвищеного і середнього тиску, а в розщеплювальній схемі з пари середнього тиску отримується пара підвищеного і низького тиску. Можлива також підвищувальна схема зі стисканням пари в компресорі, що приводиться в рух від електродвигуна.

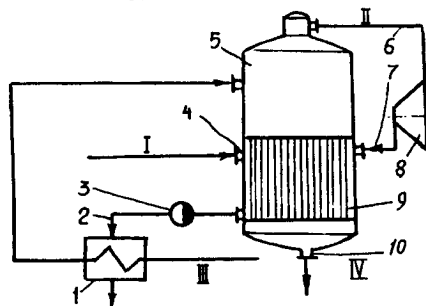


Рис.75. Схема випарного апарата з термокомпресором. I – пара в момент пуску, II – вторинна пара, III – розчин на упарювання, IV – упарений розчин

На рис.75 наведена схема однокорпусного випарного апарата, де для підвищення параметрів вторинної пари використовується компресор з електродвигуном. Вторинна пара, що утворюється у випарному апараті 5, по трубопроводу 6 надходить у компресор 8 (бажано використовувати турбокомпресор). Стиснута у компресорі пара по трубці 7 надходить у нагрівальну камеру 9 і там конденсується. З камери 9, через конденсатіввідвідник 3 конденсат по трубці 2 надходить в охолоджувач конденсату 1, де за рахунок його теплоти підігрівається розчин, подаваний в апарат для випарювання. З охолоджувача конденсат відводиться в конденсатний збірник.

Під час запуску апарата в його камеру 9 через штуцер 4 подається пара з котельної. Концентрований розчин видаляється з апарата через штуцер 10.

Розглянемо приклад використання для випарювання розчину стиснутої вторинної пари з температурою 60°C , що відповідає приблизно тиску $0,02$ МПа, теплоємності $2609,2$ кДж/кг. При цьому приймаємо такі умови: температура

кипіння розчину на 4°C вища за температуру вторинної пари; корисний температурний напір дорівнює 10°C ; температура пари при її транспортуванні по трубопроводу зменшиться на 1°C . Таким чином, температура нагрівальної пари повинна бути $60+1+4+10=75^{\circ}\text{C}$, при якій суха насичена пара має тиск біля $0,04$ МПа і теплоємність $2636,3$ кДж/кг, тобто при стисканні вторинної пари в турбокомпресорі її тепловміст підвищився б на $27,1$ кДж/кг.

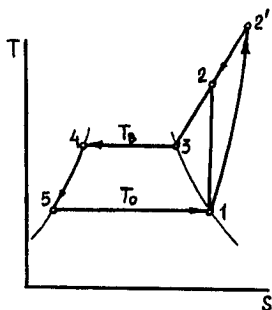


Рис.76. Цикл випарного апарата зі стисканням вторинної пари в термокомпресорі

Насправді, кількість теплоти, що витрачається в компресорі, буде значно більшою, позаяк при стисканні пара неминуче перегріється, як це видно з графіка процесу стискання рис.76 на T, s – діаграмі. З цього рисунка видно, що при стисканні вторинної пари з температурою 60°C від $0,02$ до $0,04$ МПа точка 2 виявляється в ділянці перегрітої пари і лежить на ізотермі, що відповідає 117°C . Отже, пара, що виходить із компресора, буде перегріта на 42°C і її тепловміст буде дорівнювати 2730 кДж/кг, а кількість теплоти збільшується при стисканні в компресорі до $120,8$ кДж/кг. Відтак, при стисканні в компресорі перегрів пари, у порівнянні з фактичним, значно зростає.

Наведений приклад відповідає сприятливим умовам роботи апарата. Менш сприятливими умовами будуть ті, за яких фізико-хімічна депресія розчину, що концентрується, буде великою.

Розглянемо випадок, коли фізико-хімічна депресія дорівнює 12°C , гідростатична – 2°C , втрати температури парою в трубопроводі складають 1°C , тоді при тиску в апараті $0,02$ МПа температура нагрівальної пари повинна дорівнювати 85°C . При такій температурі тиск пари після компресора, якщо він сухий і насичений, повинен бути рівним $0,06$ МПа. Насправді температура перегрітої пари після компресора буде 162°C , а її тепловміст – 2820 кДж/кг. Отже, тепловміст пари при стисканні в компресорі збільшується на $210,8$ кДж/кг.

Цей приклад свідчить, що з підвищенням депресії киплячого розчину збільшуються витрати енергії на стискання пари. Таким чином, випарна установка з термокомпресором вигідна для випарювання розчинів із невеликою депресією.

Лінія 5...1 графіка рис.76 подає процес випарювання, що відбувається у випарному апараті при температурі T_0 . Суха насичена пара, що утворилася при цьому (точка 1) надходить у компресор, де стискається до певного тиску. У випадку стискання за адіабатою стан стиснутої пари відповідав би точці 2. Насправді процес стискання відрізняється від адіабатного і стан пари після стискання буде зображуватися точкою 2'. Потім перегріта пара надходить у нагрівальну камеру апарата і віддає свою теплоту (лінія 2'...3). Конденсація пари при температурі T_6 зображується лінією 3...4.

Робота, що витрачає компресор, буде тим більшою, чим більша різниця між T_0 і T_6 . Величина T_6 визначається температурою кипіння розчину, що вища за температуру кипіння розчину на величину корисного температурного напору. Практично застосування компресора для стискання вторинної пари стає невигідним, коли депресія перевищує 10°C .

Проведемо порівняння витрати первинної пари на випарювання з використанням компресора з витратою первинної пари в багатокорпусних випарних станціях. Для цього розглянемо графік, із рис. 77, де на вертикальній осі відкладається витрата первинної пари в кілограмах на 1000 кг випарюваної води, а на горизонтальній – температура кипіння розчину в апараті з компресором. Витрата пари у випарних станціях (без відбору екстра-пари) із числом корпусів $n=1,2,3$ і 4 на графіку зображені горизонтальними пунктирними лініями. Крім того, показані витрати пари для двох варіантів роботи апарата: лінія 1 – для апарата, де вторинна пара стискується в пароструйному компресорі і лінія 2 – для апарата, де для стискання вторинної пари використовується турбокомпресор із приводом від конденсаційної турбіни, ККД якої прийнятий рівним 0,75. Кінцевий тиск конденсаційної турбіни 0,008 МПа. В обох випадках тиск робочої пари прийнято 1,1 МПа.

Для кожного виду теплового насоса наведені чотири криві для визначення температурного перепаду, створюваного компресором. Температурний перепад – різниця між температурою вторинної пари, що утвориться з розчину, і температурою насиченої пари при тиску, створюваному компресором. Криві побудовані для перепаду температур 5, 10, 15 і 20°C .

З аналізу даних графіка виходить, що економічність стискання вторинної пари в механічному компресорі або в пароструйному ежекторі знижується зі збільшенням температурного перепаду. Наприклад, при порівнянні апарата, вторинна пара якого стискується, з трикорпусною випарною станцією помічено, що їй еквівалентний за витратою пари тільки апарат, який працює на стиснутій вторинній парі, для якого температурний перепад не перевищує 10°C . При

температурному перепаді рівному 20°C апарат, що працює на стиснутій вторинній парі, має такі ж витрати первинної пари, як і двокорпусна випарна станція.

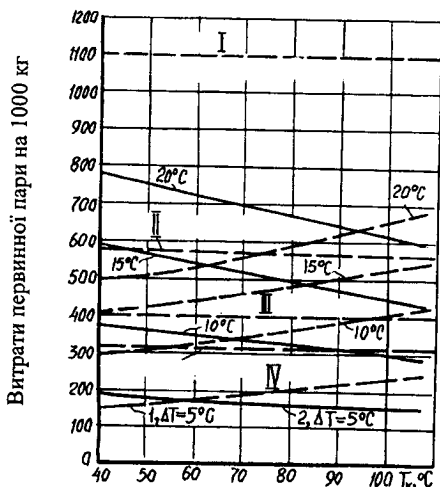


Рис.77. Витрати пари на випарювання 100 кг води в апаратах з тепловими насосами і без них. I – однокорпусний апарат, II – двокорпусний апарат, III – трикорпусний апарат, IV – чотирьокорпусний апарат

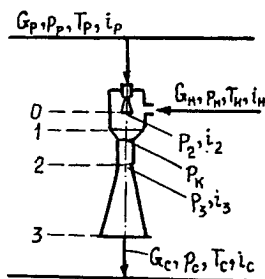


Рис.78. Принципова схема пароструменевого ежектора

Слід зазначити, що для стискання пари застосовуються, головним чином, турбокомпресори, незважаючи на більш високий ККД і можливість здійснення високого ступеня підвищення тиску, поширення не одержали. При підвищених продуктивностях поршневі компресори громіздкі, вимагають масивних фундаментів. Недоліком поршневих компресорів є також забруднення пари мастилом.

5.4. Пароструминні теплові насоси

Широке застосування одержали парові струменеві теплові насоси ежекторного типу. У них трансформація теплоти здійснюється за розімкнутою підвищувальною схемою (рис.78) [5,30].

Пара високого тиску з параметрами p_p і T_p надходить в струменевий апарат. За рахунок використання енергії робочого потоку відбувається стискання ежектованого потоку з параметрами p_n і T_n . Із апарата виходить суміш потоків з параметрами p_c і T_c . Таким чином, при стисканні ежектованої пари одночасно підвищується його температура (отже, і ентальпія). Стиснутий потік пари потім виводиться з установки. Ступінь підвищення тиску p_c/p_n в таких апаратах порівняно невелика і знаходиться в межах від 1,2 до 4,0.

Процес у пароструменевому компресорі в i, s – діаграмі з рис.79. Робочий потік з параметрами p_p і i_p (точка А) розширюється в соплі від тиску p_p до тиску p_k (точка С). Ежектована пара з параметрами p_n і i_n (точка К) розширюється на вхідній ділянці камери змішування до тиску p_k (точка L). У камері змішування відбуваються вирівнювання швидкостей робочої і ежектованої пари і часткове підвищення тиску змішаних потоків (точка А'). Змішаний потік потрапляє в дифузор, де відбувається перетворення кінетичної енергії швидкості в потенціальну енергію тиску і теплову енергію. Кінцевий стан пари, що виходить з компресора, характеризується параметрами p_c і i_c (точка С').

З рівняння теплового балансу компресора випливає:

$$G_p i_p + G_n i_n = (G_p + G_n) i_c$$

З цього рівняння можна визначити коефіцієнт ежекції компресора:

$$u = G_n / G_p = (i_p - i_c) / (i_c - i_n)$$

Величина ККД струменевого компресора визначається як відношення корисної роботи підвищення ентальпії ежектованого потоку до роботи, витраченої потоком, що ежектує (робочим):

$$\eta = u h_c / (h_p - h_c)$$

Значення h_c і h_p визначаються з рис. 79.

Наведена термодинамічна характеристика пароструменевого ежектора дозволяє використовувати її для підвищення параметрів пари самовипаровування. Пара вторинного закипання конденсату зазвичай має невисокий тиск і низьку температуру. Схема установки пароструминного ежектора для підвищення параметрів пари вторинного закипання конденсату наведена на рис. 80. Установка працює таким чином. Конденсат від споживачів пари через конденсатовідвідник надходить у закриту ємність для збирання конденсату, де з нього виділяється пара вторинного закипання, яка по всмоктувальній трубці надходить

У виробничих умовах велике значення має можливість регулювання роботи пароструменевого ежектора в зв'язку з коливаннями тиску пари вторинного закипання. Регулювання роботи ежектора може здійснюватися двома способами: кількісним і якісним. Кількісне регулювання здійснюється за рахунок зміни кількості ежектаційної пари, що подається в ежектор через сопло, це може досягатися за рахунок зменшення площі вихідного перерізу сопла шляхом переміщення вставленої в нього конічної голки. Якісне регулювання досягається за рахунок зниження тиску пари перед соплом. Кількісне регулювання вигідніше якісного, позаяк працездатність пари при цьому не знижується, у той час як при якісному – відбувається дроселювання пари перед соплом.

5.4.1. Конструкція і розрахунок пароструменевих ежекторів

Пароструменеві ежектори мають різні схеми і конструктивні виконання, які відрізняються одне від іншого місцями підведення до них взаємодіючих середовищ, конструктивним виконанням елементів проточної частини. Одна з конструкцій подана на рис. 81.

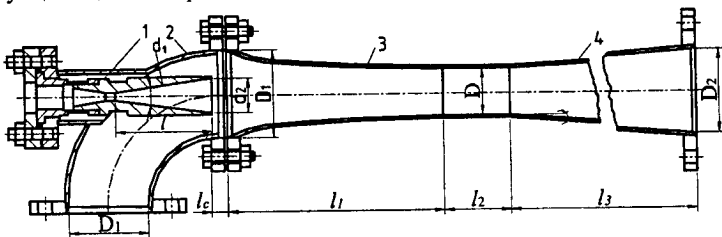


Рис.81. Конструкція пароструменевого ежектора: 1) сопло, 2) всмоктувальна камера, 3) камера змішування, 4) дифузор

Залежно від швидкості потоків пари, що взаємодіють у пароструменевому ежекторі, останні можуть працювати як у ділянці звукових режимів, так і в області режимах руху пари. Залежно від режиму роботи для випуску ежектуючого струменя пари використовуються дозвукові або надзвукові сопла. При роботі в ділянці дозвукових режимів для випуску ежектаційного струменя використовуються конічнозбіжні або коноїдальні сопла як із циліндричними патрубками на виході, так і без них, а при роботі в ділянці надзвукових режимів – сопла з надзвуковим профілем.

Якщо швидкість руху пари у вхідному перерізі сопла, що звужується, менша за місцеву швидкість звуку, то швидкість потоку в соплі зростає, тобто рух пари буде прискорений. Якщо ж швидкість пари на вході в сопло, що

звужується, більша за місцеву швидкість звука, то рух буде уповільненим і пара в соплі стискуватися. У соплі, що звужується, виключається можливість досягнення надзвукової швидкості при дозвуковій швидкості на вході. У граничному випадку швидкість на виході із сопла, що звужується, може дорівнювати місцевій звуковій швидкості в його вихідному перерізі. Це положення справедливе для будь-яких початкових тисків пари [5].

Тиск пари у вихідному перерізі сопла, при невеликих дозвукових швидкостях, дорівнює тиску в навколишньому середовищі. При витіканні пари з сопла зі звуковою швидкістю тиск у вихідному перерізі сопла залежно від його початкового тиску може бути як рівним тиску середовища, куди відбувається витікання, так і більше за нього.

Запишемо рівняння для визначення швидкості витікання газу (пари) із сопла:

$$w_2 = w_p^2 - 2 \int_{p_p}^{p_2} v_p dp_p \quad (5.5)$$

де w_2 і p_2 – швидкість і тиск пари на виході із сопла; w_p і p_p – швидкість і тиск пари на вході в сопло; v_p – питомий об'єм пари.

Оскільки тиск і питомий об'єм пари в ізоентропійному процесі течії пов'язані рівнянням адиабати, тоді

$$2 \int_{p_p}^{p_2} v_p dp_p = [k/(k-1)] v_p p_p [1 - (p_2/p_p)^{(k-1)/k}],$$

де k – показник адиабати (для одноатомних газів дорівнює 1,67, для двоатомних – 1,4 і триатомних – 1,29).

Підставляючи знайдене значення $\int_{p_p}^{p_2} v_p dp_p$ в рівнянні (5.5), отримаємо рів-

няння для визначення швидкості витікання газу із сопла:

$$w_2 = \{ [2k/(k-1)] p_p v_p [1 - (p_2/p_p)^{(k-1)/k}] + w_p^2 \}^{0,5}. \quad (5.6)$$

При $w_p = 0$:

$$w_2 = \{ [2k/(k-1)] p_p v_p [1 - (p_2/p_p)^{(k-1)/k}] \}^{0,5} \quad (5.7)$$

Секундна об'ємна витрата ежектаційної пари:

$$V_2 = f_2 w_2 \quad (5.8)$$

де f_2 – площа вихідного перерізу сопла, м².

Об'ємні витрати можна виразити таким способом:

$$V_2 = v_2 G_2, \quad (5.9)$$

де v_2 – питомий об'єм пари, м³/кг; G_2 – масова витрата ежектуючої пари, кг/с.

Після вирішення рівнянь (5.8) і (5.9) отримаємо:

$$G_2 = f_2 w_2 / v_2 \quad (5.10)$$

Виразимо значення v_2 за допомогою рівняння адіабати:

$$1/v_2 = (p_2/p_p)^{1/k} v_p, \quad (5.11)$$

а потім підставимо в формулу (5.10) значення w_2 з рівняння (5.7) і значення v_2 з формули (5.11) і одержимо:

$$G_2 = f_2 \{ [2k/(k-1)] \cdot (p_p/v_p) [(p_2/p_p)^{2/k} (p_2/p_p)^{(k-1)/k}] \}^{0.5} \quad (5.12)$$

Рівняння (5.6) і (5.12) наведені для ідеального газу, але вони можуть бути використані для реального газу і пари, якщо адіабатний процес для них підпорядковується залежності $p v^k = const$.

У реальному процесі, де мають місце втрати енергії пари при її витіканні з сопла, дійсне значення w_2 при $w_p = 0$:

$$w_2 = \varphi_2 \{ [2k/(k-1)] \cdot (p_p/v_p) [1 - (p_2/p_p)^{(k-1)/k}] \}^{0.5},$$

де φ_2 – коефіцієнт швидкості.

Витрата пари через сопло в реальному процесі:

$$G_2 = f_2 \varphi_2 \{ [2k/(k-1)] \cdot (p_p v_p) [(p_2/p_p)^{2k} - (p_2/p_p)^{(k-1)/k}] \}^{0.5}.$$

У конічних і коноїдальних соплах витікання струменя не перевищує критичну швидкість. Механічна робота, що отримується за рахунок кінетичної енергії струменя, в граничному випадку дорівнюватиме наявній роботі в межах зміни тиску від p_p до $p_{кр}$, де $p_{кр}$ – критичний тиск, що відповідає місцевій швидкості звуку.

Для повного використання енергії тиску потоку пари на виході із сопла воно повинно мати таку форму, за якої тиск у вихідному перерізі був би менший за критичний. У такому випадку швидкість витікання пари з сопла буде більшою за критичну (місцеву швидкість звука). Цій умові відповідають сопла, які складаються із ділянок, звуження і розширення потоку.

У такому соплі на виході зі звуженої ділянки швидкість і тиск досягають критичного значення. На виході з розширювальної ділянки тиск $p_2 < p_{кр}$, а швидкість витікання $w_2 > w_{кр}$.

Швидкість витікання потоку пари з вихідного отвору розширювальної ділянки визначається за формулою (5.6).

Площа вихідного перерізу звужувальної ділянки сопла:

$$f_{кр} = G_p \max / \{ [2k/(k+1)] - (p_p v_p) [2/(k+1)] \}^{0.5}.$$

Підставляючи в цю формулу значення k для перегрітої і насиченої пари, отримаємо формулу для визначення $f_2 \min$ при витіканні з сопла: для перегрітої пари:

$$f_2 \min = G_p \max / (0,67 \sqrt{p_p / v_p});$$

для сухої насиченої пари:

$$f_2 \min = G_{p \max} / (0,63 \sqrt{p_p / v_p}).$$

Площа вихідного перерізу надзвукового сопла:

$$f_2 = G_{p \max} v_2 / w_2.$$

У пароструменевому ежекторі прийомна камера призначається для підводу ежектованої пари з вхідного колектору. Її конструкція повинна бути такою, щоб до мінімуму знизити опір на шляху підводу ежектуючої пари.

Вхідний колектор забезпечує вирівнювання поля швидкостей ежектованого потоку пари перед її входом у камеру змішування, знижує гідравлічні втрати і є зв'язувальним елементом між камерою змішування і прийомною камерою ежектора. Вхідні колектори можуть виконуватись конічної форми з прямими твірними і коноїдальної форми, твірні – з криволінійними обрисами.

Камера змішування є основним елементом пароструменевого ежектора, де здійснюється основний процес перемішування взаємодіючих середовищ за рахунок їх взаємного проникнення, обміну енергією і імпульсом між ними. Як наголошувалось, в пароструменевих ежекторах використовуються циліндричні камери змішування і конфузорні з циліндричною вставкою.

Найбільш важливим конструктивним параметром камери змішування є її довжина l_1 , що суттєво впливає на ефективність роботи пароструменевого ежектора. Правильно вибрана довжина камери змішування дає можливість на виході з неї отримати змішаний потік з вирівняними профілями температур, швидкостей і густин. Через складність теплофізичних процесів, що тривають в камері змішування, до цього часу відсутні надійні методики для визначення її довжини. Існують рекомендації, що дозволяють прийняти $l_1 = (6 \dots 10)D$ (тут і далі у межах цього параграфу позначення відповідають наданим на рис. 81).

На довжину камери змішування вказує вплив відстань l_c від вихідного перерізу сопла до вхідного перерізу камери змішування. Формули для визначення оптимальних значень l_c для струменевих компресорів, працюючих з різними значеннями коефіцієнтів ежекції, можна подати у вигляді:

$$\text{при } u \leq 0,5 l_c = [\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29] d_2 / 2a;$$

$$\text{при } u > 0,5 l_c = (0,34 + u) d_2 / 4,4a,$$

де a – дослідна константа, рівна для пружних середовищ 0,07... 0,09. При $u < 0,2$ рекомендується приймати менше значення a .

Що стосується розмірів конусної камери змішування з циліндричною вставкою, то рекомендується приймати кут звуження конусу в межах 5... 7°, а величину відношення площі входу в конусну ділянку до площі виходу з неї 0,5... 0,36. Довжину циліндричної ділянки в конусній камері $l_{II} = (2,0 \dots 2,5)D$.

Втрати енергії в камері змішування ежектора складаються з втрат на подолання тертя потоку об стінки і втрати, що виникають при змішуванні потоків. Втрати на тертя (l_1) орієнтовно рівні:

$$h_{mp} = (\lambda l_1 / D) [w_k^2 \rho_k / (2g)],$$

де λ – коефіцієнт тертя, що визначається за формулою $\lambda = 0,3164 / Re$, l_1 – довжина камери змішування ежектора, м; w_k – швидкість змішаного потоку на виході з камери змішування, м/с; ρ_k – густина змішаного потоку, кг/м³; D – діаметр камери змішування, м; Re – число Рейнольдса, що визначається за формулою $Re = w_k D / \nu$; тут ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Втрати енергії при змішуванні потоків:

$$h_{cm} = [G_p / (2g)] (w_p - w_n)^2 + [(G_n / (2g)) (w_k - w_n)^2],$$

де G_p і G_n – відповідно маса ежектуючої і ежектованої пари, кг; w_p і w_n – швидкості ежектаційного потоку пари на виході з сопла, ежектованого потоку на вході в камеру змішування, м/с.

Дифузори в струменевих апаратах, зокрема в пароструменевих ежекторах, призначаються для зниження швидкості змішаного потоку, що надходить з камери змішування, і підвищення його тиску.

Процес течії змішаного потоку в дифузорі супроводжується втратами, пов'язаними з подоланням тертя потоку об його стінки і розширенням потоку. Загальні втрати в дифузорі:

$$h_3 = \zeta_3 w_k^2 \rho_k / 2, \quad (5.13)$$

де ζ_3 – коефіцієнт загального опору дифузора, що визначається за формулою $\zeta_3 = \zeta_m + \zeta_p$; тут ζ_m коефіцієнт втрат, пов'язаних із подоланням тертя потоку об стінки:

$$\zeta_m = [\lambda / 8 \sin(\beta / 2)] [(n^2 - 1) / n^2]; \quad (5.14)$$

ζ_p – коефіцієнт втрат, пов'язаних з розширенням потоку:

$$\zeta_p = 3,2 k_1 (\operatorname{tg} \beta / 2)^{1,25} [(n - 1) / n]^2, \quad (5.15)$$

де β – кут розкриття дифузора; n – ступінь розширення дифузора приймається рівним 2,5...3,0; k_1 – коефіцієнт, що враховує вплив умов входу в дифузор (нерівномірність поля швидкостей, ретельність з'єднання камери зміщення з дифузором).

Підставляючи значення ζ_m з формули (5.14) і ζ_p з (5.15) в формулу (5.13), отримаємо:

$$h_3 = (w_k^2 \rho_k / 2) \{ (\lambda / 8 \sin \beta / 2) [(n^2 - 1) / n^2] + 3,2 k_1 (\operatorname{tg} \beta / 2)^{1,25} [(n - 1) / n]^2 \}.$$

Для зменшення втрат енергії в пароструменевому ежекторі його дифузор

рекомендується виготовляти конічним з прямими твірними, що утворюють центральний кут розкриття 6... 10°.

Довжина дифузора:

$$l_3 = D(\sqrt{n} - 1) / 2 \operatorname{tg} \beta / 2,$$

а діаметр його вихідного перерізу:

$$D_2 = D \sqrt{n}.$$

5.5. Абсорбційні теплові насоси

Абсорбційні теплові насоси працюють на принципі поглинання (абсорбції) водяної пари водяними розчинами лугів (NaOH, KOH). Процес абсорбції водяної пари відбувається екзотермічно, тобто з виділенням теплоти. Це тепло витрачається на підігрів розчину до температури, що значно перевищує температуру абсорбованої пари. Нагрітий розчин лугу по виході з абсорбера спрямовується в поверхневий випарник, де генерується вторинна пара більш високого тиску, ніж первинна пара, що надходить в абсорбер. Таким чином, в абсорбційних теплових насосах процес одержання пари підвищеного тиску здійснюється за рахунок використання теплоти, підведеної ззовні [5].

Абсорбційні теплові насоси, так само як і компресійні, можуть працювати за підвищувальною і розщеплювальною схемами (рис. 82). Робота за підвищувальною схемою (рис. 82, а) здійснюється таким чином.

Пара низького тиску p_n надходить в абсорбер 1, де нагрівається до температури більш високої, ніж температура його насичення (кипіння). Отриманий в абсорбері високотемпературний розчин подається в генератор пари 4, де з живильної води утворюється вторинна пара підвищеного тиску p_c .

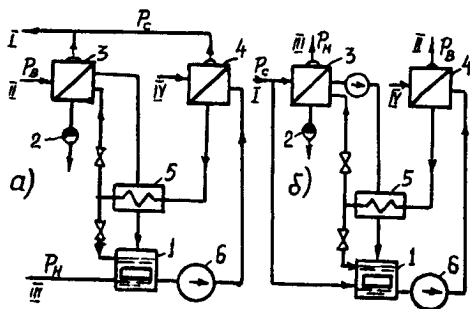


Рис. 82. Схема абсорбційних теплових насосів: а) абсорбер, 2) конденсатодвідник, 3) випарник, 4) генератор, 5) теплообмінник, 6) насос, I) пара середнього тиску, II) пара високого тиску, III) пара низького тиску, IV) вода

У процесі поглинання водяної пари в абсорбері падає концентрація лугу у водяному розчині, що призводить до зниження температури абсорбції. Для підтримування заданого теплового режиму необхідно підвищувати концентрацію розчину, що повертається з генератора в абсорбер. Тому розчин, що виходить із генератора, направляють у випарник 3 для часткового випарювання. На цей процес витрачається теплота пари високого тиску p_g . Вторинна пара випарника має тиск p_c . З випарника розчин високої концентрації подається в абсорбер. Регенеративний поверхневий теплообмінник 5 застосовується для поліпшення теплової схеми установки; у ньому розчин високої концентрації нагріває розчин, що йде з генератора у випарник: цим досягається економія у витраті пари високого тиску p_g . Таким чином, затративши в установці необхідну кількість пари високого і низького тиску, можна одержати пару середнього тиску.

Робота абсорбційного теплового насоса за розщиплювальною схемою (рис. 82,6) триває аналогічно описаній вище установці з тієї лише різницею, що у випарник і абсорбер підводиться пара одного (середнього) тиску, що потім у теплового насосі розщиплюється на два потоки: пара підвищеного тиску – у генераторі і низького тиску – у випарнику.

Для оцінки енергетичного ефекту роботи абсорбційних теплових насосів вводять поняття коефіцієнта трансформації теплоти m . Для установки, що працює за підвищувальною схемою,

$$\mu = Q_c / Q_g = (T_n^{-1} - T_g^{-1}) \eta_{mn} / (T_n^{-1} - T_c^{-1}), \quad (5.16)$$

де Q_c – кількість теплоти середнього потенціалу (із пари середнього тиску), отримана в генераторі і випарнику; Q_g – кількість високопотенційної теплоти (із пари підвищеного тиску), підведена до випарника; T_g, T_c, T_n – температури насичення пари підвищеного, середнього і низького тиску, °C; η_{mn} – відносний ККД процесу в теплонасосній установці (для попередніх розрахунків можна приймати рівним 0,3...0,4).

Для установки, що працює за розщиплювальною схемою,

$$\mu = Q_g / Q_c = (T_n^{-1} - T_c^{-1}) \eta_{mn} / (T_n^{-1} - T_g^{-1}),$$

де Q_g – кількість теплоти підвищеного потенціалу, отримана в установці з пари генератора; Q_c – кількість теплоти середнього потенціалу (із пари середнього тиску), що підводиться у випарник і абсорбер. Значення інших величин такі ж, як і у формулі (5.16).

5.6. Порівняльна оцінка теплових насосів

Всі розглянуті типи теплових насосів мають свої переваги та недоліки, і тому вибір того чи іншого типу слід робити з урахуванням місцевих умов на підставі техніко-економічного порівняння.

Компресійні теплові насоси мають порівняно високий ККД і невеликі габарити. Недоліком їх є висока вартість і складність виготовлення, а також великі витрати механічної енергії при значному підвищенні тиску пари. Сфера застосування цих теплових насосів – установки великої продуктивності з невеликим підвищенням тиску [6].

Струменеві теплові насоси (струменеві компресори) прості у виготовленні й обслуговуванні, дуже компактні і дешеві. До недоліків струменевих компресорів можна віднести низький ККД (біля 20...25%), що погіршується при роботі компресора в режимах, відмінних від розрахункового. Можливість роботи струменевих компресорів тільки за підвищувальною схемою обмежує сферу їх застосування, і все ж завдяки своїм перевагам вони одержали найбільше поширення.

Абсорбційні теплові насоси мають високий ККД, можуть працювати за розщеплювальною схемою, у них відсутні частини, що рухаються, устаткування нескладне у виготовленні. Однак абсорбційні насоси вимагають великої питомої витрати металу, що робить їх громіздкими. Можливість корозії металу вимагає виготовлення апаратури з легованої сталі. Розчин лугу, що циркулює в установці, може викликати забруднення отримуваної пари й ускладнює умови експлуатації. Тому абсорбційні теплові насоси не отримали широкого застосування в промисловості.

Теплові насоси широко застосовуються у випарних станціях харчової, хімічної, фармацевтичної, текстильної і целюлозної промисловості.

5.7. Теплові акумулятори

Розвиток окремих підприємств народного господарства, ріст їхньої продуктивності, а отже, і потужності технологічного й енергетичного устаткування в ряді випадків вимагає значного резервування устаткування, чим досягається підвищення експлуатаційної надійності і легкості маневрування [5].

Властива сучасним енергоустановкам гнучкість і пристосовуваність не завжди буває достатньою і для її підвищення виникає необхідність акумулявання енергії і, зокрема, акумуляування теплоти.

Акумуляування має на меті, з одного боку, вирівнювання коливань у роботі окремих елементів теплосилової установки промислового підприємства або групи підприємств, з іншого боку – усунення перебоїв у постачанні парою і енергією виробничих цехів, полегшення ведення виробничого процесу й, у

деяких випадках, навіть збільшення продуктивності підприємства.

На кожному підприємстві, що споживає теплоту, насамперед, слід досліджувати джерела акумулювання теплоти, їхню акумуляційну спроможність і можливе їх максимальне значення для поліпшення роботи енергетичного господарства підприємства.

Крім того, необхідно з'ясувати можливість поліпшення (вирівнювання) графіків навантаження шляхом відповідного перегрупування роботи споживачів теплоти в часі (наприклад, шляхом зміни послідовності включення і виключення окремих груп споживачів) шляхом зміни теплової схеми технологічного процесу. Перехід підприємства на роботу в три зміни також сприятливо відбивається на графіках навантаження в плані їхнього вирівнювання.

В окремих ланках теплосилового господарства в момент зниження навантаження надлишки теплоти можуть бути використані на підігрів води – випадок акумулювання теплоти за допомогою води. Акумулювання теплоти може відбуватися й у паровому котлі.

При незмінному середньому режимі роботи котла збільшення витрати пари у споживачів викликає падіння тиску в котлі, позаяк середня продуктивність уже не відповідає зрослому споживанню пари. Разом із падінням тиску пари знижується температура кипіння, і вода, що заповнює котел, виявляється перегрітою щодо тиску, який виник у паровому просторі котла. Надлишок теплоти йде на додаткове випарювання частини водяного об'єму. Це випарювання буде тим значніше, чим більша різниця ентальпій і чим більше допущене зниження тиску.

При допустимому зниженні тиску в котлі акумуляційна спроможність більшості парових котлів дуже мала і не може слугувати достатнім засобом для вирівнювання скільки-небудь значних коливань навантаження. Тільки котли з великим об'ємом води мають значну акумуляційну спроможність, що дає можливість використовувати їх на малих підприємствах із нерівномірним графіком парового навантаження.

Зменшення споживання пари при незмінній середній продуктивності котла призводить до поступового підвищення тиску, температура водяного об'єму виявляється нижчою за температуру кипіння при даному тиску, і частина пари конденсується. Відбувається це доки знову не встановиться певний рівноважний стан.

Отже, для зберігання усталеності режиму роботи котлів, а також тепловикористовального устаткування необхідно мати вирівняний графік навантажень на котли. При різких коливаннях споживання пари для збереження постійної продуктивності котлів застосовуються теплові акумулятори, за наявності яких у періоди, коли споживачі не забирають усієї пари, його надлишки направляються в акумулятори, а в період підвищеної витрати пари споживачами його відсутня кількість компенсується паром, що надходить з акумуляторів.

Використання теплових акумуляторів на підприємствах має такі переваги: усуваються коливання навантаження на котли, що приводить до підвищення ККД котельної, яка працюватиме з навантаженням, близьким до розрахункового; відпадає необхідність установки додаткового котла для покриття пікових навантажень; забезпечуються необхідні режими роботи теплоспоживального устаткування.

Акумуляційна спроможність теплового акумулятора визначається кількістю пари, що може надійти в нього з котельної понад нормальну продуктивність котлів при постійному режимі роботи їхніх топок.

За принципом роботи акумулятори теплоти поділяються на акумулятори змінного і постійного тиску. Перевагу одержали акумулятори змінного тиску.

5.7.1. Акумулятори змінного тиску

Принцип роботи акумуляторів змінного тиску полягає в наступному. При ustalеному режимі температура води відповідає температурі насичення при тиску в паровому просторі акумулятора. При зниженні тиску пари рівновага порушується, температура води в акумуляторі вже не відповідає температурі насичення при новому тиску, вода виявляється перегрітою відносно зниженого тиску пари і за рахунок різниці тепловмістів рідини при початковому і кінцевому тиску. Зворотний процес конденсації відбувається при підвищенні тиску пари. Це триває доки знову не з'явиться становище рівноваги і тепловміст води не підвищиться до того розміру, який відповідає новому, більш високому тиску.

Якщо не брати до уваги можливих втрат в акумуляторі, то кожному тиску пари в акумуляторі відповідає своє становище рівня води. При роботі акумулятора відбуваються коливання рівня води між двома крайніми положеннями. Верхнє положення рівня відповідає максимуму, а нижнє положення – мінімальному тиску в акумуляторі. У горизонтальних конструкціях ця різниця рівнів невелика. Визначення нижнього положення рівня води в акумуляторі дуже istotне, позаяк його зарядні пристрої завжди мають знаходитися під водою.

Акумулятор являє собою циліндричну посудину діаметром 3,4...5 м зі сферичними днищами, на 90...95% заповнений водою. Пара, що направляється в акумулятор, поданий на рис. 83, потрапляє спочатку в колектор у вигляді відрізка труби, приблизно рівній циліндричній частині корпусу, і звідси розподіляється за насадками (рис. 84), що слугують для зарядки акумулятора. Через похило просвердлені отвори по колу зарядних насадок струминки пари надходять у верхній шар водяного об'єму акумулятора і конденсуються в ньому. Для забезпечення правильної роботи акумулятора необхідний рівномірний розподіл теплоти у всьому об'ємі води, а в зв'язку з цим – інтенсивне перемішування часток – надійна циркуляція. Достатня циркуляція забезпечується дифузорами, верхня частина яких оточує за-

рядну насадку, а нижня майже доходить до дна акумулятора. При витіканні пари з насадки в дифузори утвориться локальне розрідження, і вода з нижньої частини акумулятора засмоктується в дифузори. При цьому, з одного боку, досягається надійне перемішування часток пари і води, з іншого боку, здійснюється достатня циркуляція і швидке прогрівання усього водяного об'єму акумулятора.

Підведення зарядної пари в нижній шар водяного об'єму забезпечує циркуляцію води: гарячі частки підіймаються вгору і заміщуються холодними з верхнього шару. Однак, по-перше, така циркуляція менш інтенсивна, по-друге, підведення пари в нижню частину акумулятора нераціональне внаслідок значного збільшення гідравлічного опору, викликаного стовпом рідини.

Насправді, при висоті шару води над зарядними насадками в середньому біля 4 м додатковий опір складає біля 0,04 МПа, що є вже помітною величиною і становить 5-10% від загального робочого перепаду тиску в акумуляторі.

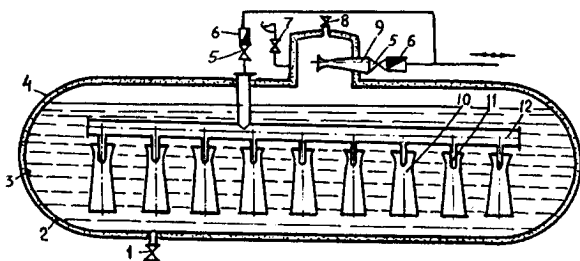


Рис.83. Акумулятор змінного тиску: 1) злив води, 2) термоізоляція, 3) корпус апарата, 4) екранна обшивка, 5) зворотний клапан, 6) запірний орган, 7) запобіжний клапан, 8) повітряний клапан, 9) розрядне сопло, 10) дифузори, 11) зарядний мундштук, 12) колектор

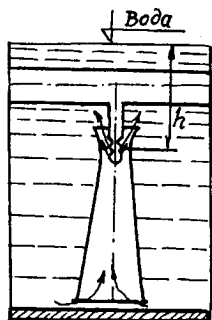


Рис.84. Схема циркуляції води в акумуляторі

При розрядці акумулятора пара відбирається із сепаратора через сопло типу Лавалю; сопло слугує для обмеження витрати пари з акумулятора при різкому зниженні тиску в розрядному паропроводі і запобігання надходженню води в паропровід при занадто бурхливому пароутворенні. Втім у більшості випадків акумулятор працює спокійно.

5.7.2. Зарядка і розрядка акумулятора

Не беручи до уваги теплообмін із зовнішнім середовищем, можна вважати, що при зарядці зовнішня робота розширення пари, що надходить, витрачається на збільшення внутрішньої енергії сумарного об'єму води і пари, що знаходиться в акумуляторі. Зворотнє явище відбувається при розрядці акумулятора. Сумарній масовій кількості води і пари d відповідає кількість енергії [31]:

$$i_o dG = d(G'u' + G''u''),$$

де i_o – тепловміст пари, що надходить, Дж/кг, G' – маса води в акумуляторі, кг; G'' – маса пари в паровому просторі, кг; u' і u'' – внутрішня енергія води і пари.

Якщо φ – масова частка пари в загальному об'ємі акумулятора, тоді можна записати:

$$i_o dG = d[G(1-\varphi)u' + G'\varphi u''] = d(Gu') + d[G\varphi(u'' - u')]. \quad (5.17)$$

Визначимо вплив на величину $i_o dG$ другого члена правої частини рівняння (5.17). Для цього позначимо через ε об'ємну частку пари в системі, а через φ масову частку, тоді:

$$G' = (1-\varphi)G; \quad G'' = \varphi G; \quad V' = (1-\varepsilon)V; \quad V'' = \varepsilon V;$$

звідси:

$$\varphi = \varepsilon / (1-\varepsilon) (v''/v') + \varepsilon,$$

де v' і v'' – питомий об'єм рідини і пари, м³/кг; V' і V'' – об'єм рідини і пари, м³.

Якщо пара займає половину всього об'єму акумулятора, то його масовий вміст при тиску 1,0 МПа складає $\varphi = 0,00565$, при 0,3 МПа $\varphi = 0,00173$. Зазвичай, $\varepsilon \approx 0,1$ і, таким чином, частка масова доля пари в акумуляторі незначна і впливом парового простору на процеси зарядки і розрядки можна знехтувати.

У такому випадку з рівняння (5.17) отримаємо:

$$i_o dG = d(Gu') = G du' + u' dG$$

або

$$dG/G = du'/(i_o - u').$$

У ділянці низьких тисків пари можна прийняти $u' = i'$, крім того $i_o = i'' + \Delta i$, де Δi – теплота перегріву. Тоді:

$$dG/G = di'/(r + \Delta i).$$

Інтегруючи цей вираз, отримаємо:

$$\ln(G_2/G_1) = \int_1^2 di' / (r + \Delta i), \tag{5.18}$$

або $G_2/G_1 = \Phi_2/\Phi_1$,

де Φ – деяка функція, що дорівнює:

$$\Phi = \exp \int_0^T di' / (r + \Delta i). \tag{5.19}$$

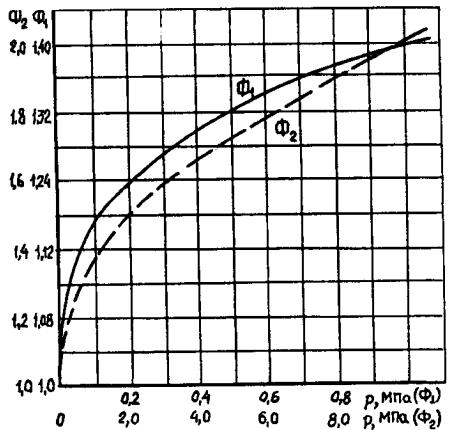


Рис.85. Значення функції Φ для насиченої пари залежно від тиску

На рис. 85 наведена графічна залежність (5.19) у двох масштабах: для тисків в акумуляторі від 0 до 1,0 МПа і для тисків від 0 до 10 МПа. По осі абсцис відложені тиски в акумуляторі, по осі ординат – значення функції Φ . Графік дає безпосередньо значення Φ_1 і Φ_2 у рівнянні (5.18) для будь-яких тисків пари. Криві побудовані для насиченої пари, $\Delta i = 0$.

Питому акумуляційну здатність σ , тобто кількість пари, що може бути отримана з акумулятора при заданому перепаді тиску на кожен кубічний метр водяного об'єму акумулятора, визначається за формулою:

$$\sigma = \rho_1(G_1 - G_2) / G_1 = \rho_1 [1 - \exp \int_1^2 di' / (r + \Delta i)],$$

де G_1 і G_2 – маса води до і після розрядки акумулятора.

Її можна обчислити за допомогою функції Φ :

$$\sigma = \rho_1(\Phi_1 - \Phi_2)/\Phi_1$$

чи визначити за графіком, наведеним на рис.86. У формулі ρ_1 – густина води в $\text{кг}/\text{м}^3$ на початку розрядки.

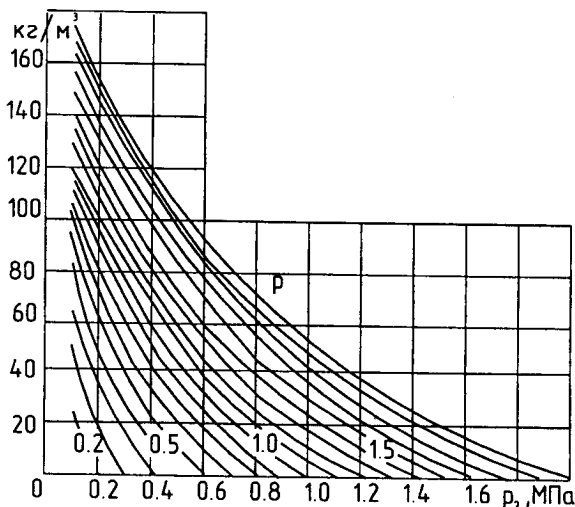


Рис.86. Номограма для визначення питомої акумуляційної здатності

При зарядці акумулятора парою постійного тепловмісту формула:

$$\sigma = \rho_1'(i_1' - i_2')/(i_1 - i_2')$$

дає точні значення, при цьому:

ρ_1' – густина води при тиску в кінці зарядки, i_1 – тепловміст пари, що надходить, i_1' – тепловміст рідини в кінці зарядження, i_2' – тепловміст рідини на початку зарядки.

Для процесу розрядки може слугувати наближена формула:

$$\sigma = \rho_1'(i_1'' - i_2')/(i_1'' - i_2')$$

де i_1'' – тепловміст пари, що відбирається, на початку розрядки. Це рівняння в межах 0,1...6,0 МПа дає похибку не більше 2%.

Маса води в акумуляторі на початку розрядки дорівнює $V_1\rho_1$, а в кінці:

$$V_2\rho_2 = V_1(\rho_1 - \sigma).$$

Звідси: $V_2/V_1 = (\rho_1 - \sigma)/\rho_2$.

Якщо коефіцієнт заповнення акумулятора α відношення змінного об'єму води V_x в акумуляторі до повного його об'єму V , тоді α буде змінною величиною, що залежить від V_x , очевидно:

$$\alpha_x/\alpha_1 = V_x/V_1.$$

Звідси: $\alpha_2 = \alpha_1(\rho_1' - \sigma)/\rho_2'$.

З цих співвідношень можна визначити зміну рівня води при падінні тиску в акумуляторі.

Об'єм парового простору в частках об'єму акумулятора:

$$V_n = (1 - \alpha)V.$$

Висоту парового простору в частках діаметра горизонтального акумулятора d , можна визначити за графіком, наведеним на рис.87.

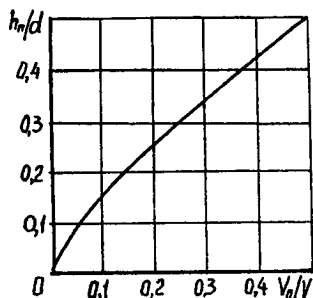


Рис.87. Зміна висоти парового простору залежно від об'єму парового простору акумулятора

Висота до дзеркала випаровування від дна акумулятора в м:

$$h_g = [1 - (h_n/d)]d.$$

Верхній рівень води в акумуляторі:

$$h_{g1} = [1 - (h_{n1}/d)]d,$$

нижній рівень:

$$h_{g2} = [1 - (h_{n2}/d)]d.$$

Максимальна продуктивність акумулятора в кг/год, відповідає напрузі парового простору і залежить від двох змінних величин: об'єму парового простору і густини пари, що залежать, в свою чергу, від тиску в акумуляторі. При цьому з підвищенням тиску густина пари зростає, а величина парового простору в зв'язку з підвищенням рівня води зменшується.

$$L_{max} = V(1 - \alpha)\gamma\rho'' \quad (5.20)$$

де γ – гранична напруга парового простору, м³/м³·год.

Значення γ приймається рівним 2000 ($\text{м}^3/\text{м}^3\cdot\text{год}$), при цьому максимальна продуктивність акумулятора достатня для покриття високих пікових навантажень.

При визначеному тиску в акумуляторі залежність (5.20) має максимум в ділянці тисків від 0,5 до 1,0 МПа. Цей вираз можна представити у вигляді:

$$L_{\max} = BV\gamma,$$

де $B = (1 - \alpha)\rho$ змінна частина функції. На рис.88,а подана залежність B від тиску в акумуляторі p_x для різних початкових тисків p_1 .

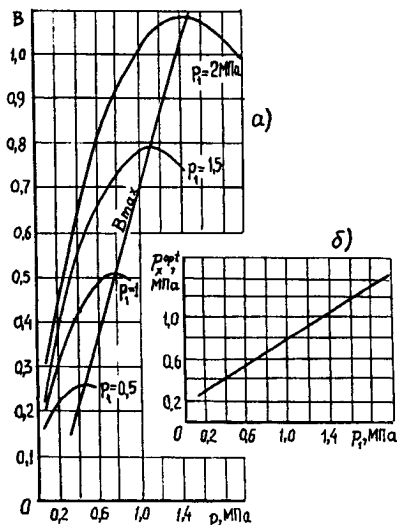


Рис.88. До визначення максимальної продуктивності акумулятора

Чим вищий тиск p_1 , тим більша максимальна продуктивність акумулятора на 1 м^3 загального об'єму V . Максимуми кривих B лежать приблизно на одній прямій. Для будь-якого p_1 можна за графіком рис.88,б визначити проміжне значення тиску p_x , при якому $B = \max$.

Максимальна продуктивність акумулятора не може бути основою для розрахунку його вузлів, оскільки, як правило, значно перевищує дійсні кількості пари, що проходить через акумулятор, тому паропроводи й інші вузли виходять невиправданих розмірів. Для конструкторських розрахунків слід користуватися іншою величиною – максимально необхідною годинною витратою пари з акумулятора. Цей максимум визначається як висота найбільшого піка навантажувального графіка, який треба брати із запасом приблизно 25%.

Розраховуючи акумулятор, необхідно враховувати втрати тиску, що зменшують наявний перепад тиску в акумуляторі і, отже, зменшують його акумулятивну спроможність. Розмір цієї втрати залежить від ступеня досконалості конструкції акумулятора. У правильно сконструйованому апараті довжина зарядних трубопроводів має бути мінімальною. Зарядні сопла повинні бути розташовані за можливістю ближче до дзеркала випаровування, але нижче за найнижчий рівень води в акумуляторі. Можливість зменшення відстані h на рис.84 визначається конструктивними міркуваннями.

Загальна втрата тиску:

$$\Delta p = \Delta p_n + \Delta p_{арм} + \Delta p_c + \Delta p_h$$

де $\Delta p_n + \Delta p_{арм}$ – втрати тиску в паропроводах і арматурі; Δp_c – втрати тиску в зарядних соплах; Δp_h – гідравлічні втрати на подолання опору стовпа рідини висотою h (рис.84).

Втрати тиску в трубопроводах визначаються за формулами (2.14)...(2.17), на місцевих опорах за (2.22). Гідравлічні втрати складають 0,01 МПа на кожен метр занурення соплових отворів під дзеркало випарювання води:

$$\Delta p_h = 0,01h.$$

Величину коефіцієнта опору акумулятора визначаємо за формулою:

$$\eta_c = 1 - [\Sigma \Delta p / (p_1 - p_2)].$$

Зі зменшенням η_c зростає необхідна ємність акумулятора.

Чим частіше відбувається зарядка і розрядка акумулятора, тобто чим більша кількість пари через нього проходить протягом доби, тим відносно менші теплові втрати.

Якщо G_{200}^{\max} максимально можлива віддача пари акумулятором у кг/год, тоді мінімум питомих теплових втрат q_n^{\min} при G_{200}^{\max} складає:

$$q_{200}^{\min} = 100 Q_n / (G_{200}^{\max} i_a^{cp}).$$

Відношення:

$$\zeta_{вук} = G_{200}^{cp} / G_{200}^{\max}$$

прийнято називати коефіцієнтом використання акумулятора. Тут G_{200}^{cp} – середня годинна кількість пари, що проходить через акумулятор; i_a^{cp} – середній тепловміст води.

Тоді для будь-якого режиму роботи:

$$q_n = Q_n / (\zeta_{вук} G_{200}^{\max} i_a^{cp}).$$

Середній тепловміст пари визначається як середнє арифметичне з вищого і нижнього тепловмісту (при p_1 і p_2).

Отже, відсоток теплових втрат акумулятора залежить від коефіцієнта використання $\zeta_{\text{вик}}$.

Відношення:

$$\eta_T = (\zeta_{\text{вик}} G_{200}^{\text{max}} i_a^{\text{cp}} - Q_n) / (\zeta_{\text{вик}} G_{200}^{\text{max}} i_a^{\text{cp}}) = 1 - [Q_n / (\zeta_{\text{вик}} G_{200}^{\text{max}} i_a^{\text{cp}})] = 1 - q_n$$

можна назвати тепловим ККД акумулятора. Значення теплового ККД можна визначити за іншою формулою:

$$\eta_m = 1 - [Q_n / (G_{200}^{\text{max}} i_a^{\text{cp}})].$$

Це є відношенням відданої акумулятором теплоти до всієї теоретично можливої кількості теплоти.

5.7.3. Конструювання вузлів акумулятора

Пара, що надходить в акумулятор, потрапляє в розподільчу трубу, звідки рівномірно розподіляється всіма зарядними соплами. При горизонтальному розташуванні акумулятора розподільча труба повинна бути достатньо великого діаметра, щоб внаслідок падіння тиску по довжині труби не виникла нерівномірність розподілення пари між отворами сопел [37].

Діаметр розподільчої труби приймається рівним подвійному діаметру зарядного мундштука або трохи більше. При цьому рекомендується для розрахунку розподільчої труби приймати помірну швидкість пари $w'' = 50$ м/с.

При максимальній продуктивності, якою задаємося залежно від характеру навантажувального графіка, рівній G , кг/с, діаметр розподільчої труби:

$$d = [G w'' / (\pi w'')]^{0.5},$$

де w'' – швидкість пари в трубі в м/с.

Зарядне сопло наведено на рис.89, роблять з чавуну у вигляді циліндричних трубок з кільцевими поясками на нижньому кінці. По колу висвердлюється ряд отворів діаметром біля 10 мм кожне, нахилені до вертикальної осі трубки. Ці отвори власне і є соплами для зарядки акумулятора. З розподільчою трубою мундштуки з'єднуються за допомогою патрубків.

Відповідно до рис.89 потік пари з розподільчої труби прямує вниз в сопловий мундштук й у вигляді окремих струменів витікає через сопла в кільцевий простір між мундштуком і циркуляційною трубою зі швидкістю w'' . Внаслідок вихороутворення і розсіювання струменя при виході з сопел кінетична енергія пари втрачається. Струминки пари розбиваються на окремі бульбашки, подальший рух яких до поверхні води відбувається, головним чином, за рахунок різниці в густинах пароводяної суміші, що утворилася всередині циркуляційних труб, і частинок води, що оточує ці труби ззовні. Конденсація пари, що надходить відбувається частково в шарі води, частково в паровому просторі акумулятора.

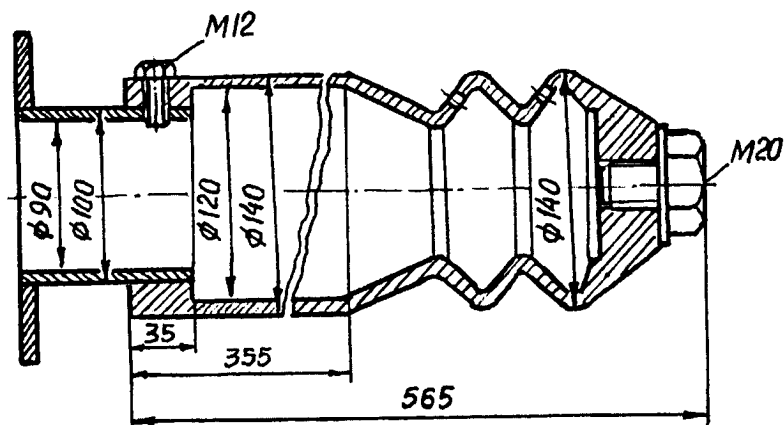


Рис.89. Сопловий мундштук акумулятора

Необхідний переріз отворів у зарядних мундштуках можна розрахувати за формулою:

$$F = G_{\text{сек}} v_1'' / w'' ,$$

де v_1'' – питомий об'єм поступаючої пари при тиску p_1 ; $G_{\text{сек}}$ – кількість пари, що надходить в акумулятор у кг/с.

Швидкість пари приймається такою ж, як і в розподільчій трубі, тобто біля 50 м/с.

Після визначення F з останньої формули загальне число отворів, їх діаметр і число мундштуків вибирається на основі конструктивних міркувань, при цьому слід витримати рівенство:

$$F = mn\pi d_c^2 / 4 ,$$

де m – число мундштуків; n – число отворів в одному мундштуці; d_c – діаметр отворів у м.

Найчастіше приймаємо $n \approx 20$, $d_c \approx 10$ мм. При конструюванні зарядного пристрою можливі відхилення від цих середніх величин. Внутрішній діаметр мундштука можна приймати $d_m = 100 \dots 120$ мм.

Отвори розташовуються, як правило, в два яруси. Кут отвору з віссю мундштука складає біля 45° . Довжина соплового мундштука вибирається, базуючись на конструктивних розуміннях, і, звичайно, складає від 500 до 700 мм. При конструюванні слід за можливістю прагнути до зменшення загальної довжини мундштука.

У горизонтальних акумуляторах кожний сопловий мундштук оточений циркуляційною трубою. Діаметр цих труб дорівнює подвійному діаметру соплового мундштука:

$$d_{\text{ц}} = 2d_{\text{м}}$$

Труби не досягають дна посудини на 200...300 мм і спираються на дно за допомогою стійок із полосового металу. Іноді циркуляційні труби виконують розбіжними вниз у вигляді дифузорів, однак, у цьому немає безумовної необхідності, позаяк і при циліндричних трубах утворюється досить інтенсивна циркуляція води, виготовлення ж дифузорів обходиться дорожче. Тому припустима установка відрізків циліндричних труб із нормального сортаменту. Застосування у великих акумуляторах дифузорів викликається прагненням, крім досягнення надійної циркуляції, за можливістю зменшити гідравлічні втрати акумулятора.

Профіль дифузора визначається співвідношенням між перепадом тиску і швидкостями води в дифузорі:

$$h = [(w'_{\text{max}})^2 - (w')^2] / (2g),$$

де $w' = W / (0,785\rho d^2)$ і $w'_{\text{max}} = W / (0,785\rho d_{\text{min}}^2)$, а W – кількість води, що проходить через дифузор в кг/с. Перепад тиску h виражений у метрах водяного стовпа. Звідси:

$$h = (0,81W^2 / [g\rho^2(d_{\text{min}}^4 - d^4)]),$$

або

$$d = [(1/d_{\text{min}}^4) - h/CW^2]^{-0,25},$$

де $C = 0,81 / (g\rho^2)$.

Для обмеження витрати пари з акумулятора в розрядну трубу вставляється спеціальне сопло, виконане за принципом сопел Лавалля, що розширюються і пропускають при заданих умовах чітко визначену кількість пари за одиницю часу. Максимальна витрата пари через сопло досягається за критичній швидкості і не росте при подальшому збільшенні швидкості пари.

Особливість умов дій обмежувального сопла акумулятора криється в тому, що тиск пари за соплом залишається постійним і відповідає тиску пари у споживача, а тиск перед соплом у процесі розрядки акумулятора безперервно падає.

Мінімальний переріз сопла визначається, виходячи з максимальної витрати пари в кг/с і нижнього тиску в акумуляторі p_2 , за формулою (для насиченої пари):

$$f_{\text{min}} = G_{\text{зод}}^{\text{max}} / [0,636(p_2/\nu_2)]^{0,5},$$

де p_2 в Па, ν_2 в м³/кг, $G_{\text{зод}}^{\text{max}}$ в кг/с, f_{min} в м².

Максимально потрібну кількість пари, знайдену за навантажувальним графіком (висота парового піка), краще для запасу збільшити на 25%. Отриману

цифру слід порівняти з L_{max} ; не повинно бути $G_{max} > L_{max}$. На L_{max} сопло не розраховується, позаяк при цьому воно буде неконструктивних розмірів.

У процесі розрядки тиск в акумуляторі падає і, відповідно, зменшується кількість пари, що проходить через сопло. Тому f_{min} слід розраховувати за найменшим тиском p_2 . Витрата пари через сопло при будь-якому проміжному тиску в акумуляторі повинна бути рівною:

$$G_{сек,a} = 0,636 f_{min} (p_a / v_a)^{0,5},$$

якщо $p_2/p_a \leq 0,577$ – критичне відношення тисків.

При відношенні тисків p_2/p_a більше за критичну витрату пари різко, непропорційно p_a падають. Таким чином, у кінці розрядки акумулятора при невеликих різницях ($p_2 - p_a$) швидкість розрядки наближається до нуля. Проте необхідно і в цей період мати достатньо інтенсивний відбір пари з акумулятора.

Названий недолік майже цілком усувається, якщо сопло має розширену частину, де тиск пари продовжує падати, а потім у деякому проміжному перерізі починається стискання струменя і тиск зростає поступово до кінцевого тиску p_2 . Частина розширеної насадки працює як дифузор.

Для досягнення максимально можливої витрати пари через звужувальний насадок відношення p_2/p_a не повинно перевершувати для насиченої пари 0,577. У достатньо розширеному соплі забезпечується максимальна витрата пари майже при p_2/p_a близькому до одиниці.

Розрахунок конструктивних розмірів сопла виконується аналогічно парострунному ежектору.

При проектуванні акумуляторів співвідношення між довжиною корпуса l і діаметром D_a приймають рівним $l = (4 \dots 5) D_a$. Теплові втрати ізольованих акумуляторів, навіть при установці на відкритому місці, незначні і не перевищують 115... 175 Вт/м².

Необхідна енергоємність парового акумулятора може бути найдена з рівняння балансу теплоти:

$$Q_1 = Q_2 + Q_n \quad (5.21)$$

де Q_1 – кількість теплоти в акумуляторі (в гарячій воді) до розрядки, кДж; Q_2 – те ж після розрядки, кДж; Q_n – теплота пари, отримана при розрядці, кДж.

Введемо такі позначення: G_1 – маса води в акумуляторі до розрядки, кг; G_2 – те ж після розрядки, кг; $D = G_1 - G_2$ – маса отриманої в акумуляторі пари, кг; T_{n1} і T_{n2} – температура води в акумуляторі до і після розрядки, °C; c – теплоємність води, кДж/(кг·K); i_2 – ентальпія пари в кінці розрядки акумулятора, кДж/кг.

Тоді з виразу (5.21) отримаємо:

$$G_1 c T_{n1} = (G_1 - D) c T_{n2} + D i_2,$$

звідси знаходимо:

$$G_1 = D(i_2 - cT_{n2}) / (T_{n1} - T_{n2}).$$

Повний об'єм акумулятора дорівнюватиме:

$$V_a = G_1 / \alpha \rho_1 = D(i_2 - cT_{n2}) / [\alpha \rho_1 (T_{n1} - T_{n2})],$$

де ρ_1 – густина води (конденсату) на початку розрядки, кг/м³; α – коефіцієнт заповнення акумулятором водою, рівний 0,9... 0,95.

Питомий об'єм акумулятора (віднесений до 1 кг акумуляованої пари):

$$v_a = V_a / D = (i_2 - cT_{n2}) / [\alpha \rho_1 (T_{n1} - T_{n2})].$$

Приклад 26. Розрахувати акумулятор насиченої пари за такими даними: розрахункова кількість акумуляованої пари 15000 кг; середня годинна витрата пари через акумулятор 12000 кг/год; найбільша висота парового піку 25000 кг/год; акумулятор заряджається з мережі $p_1 = 0,2$ МПа і розряджається в мережу з тиском $p_2 = 0,13$ МПа, коефіцієнт заповнення $\alpha = 0,95$.

1. Визначимо основні розміри акумулятора.

За таблицями водяної пари знаходимо:

$$\text{для } p_1 = 0,2 \text{ МПа; } T_{n1} = 120 \text{ }^\circ\text{C; } \rho_1' = 943 \text{ кг/м}^3; i_1'' = 2707 \text{ кДж/кг;}$$

$$\text{для } p_2 = 0,13 \text{ МПа; } T_{n2} = 107 \text{ }^\circ\text{C; } i_2'' = 2680 \text{ кДж/кг; } c = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$$

При цих значеннях:

$$V_a = 15000(2680 - 4,19 \cdot 107) / [0,95 \cdot 943 \cdot 4,19(120 - 107)] = 685 \text{ м}^3.$$

Приймаємо $l = 5D_a$, тоді $D_a = 685 = \pi D_a^2 l / 4 = 3,14 \cdot 5 \cdot D_a^2 \cdot D_a / 4$, звідси знаходимо діаметр акумулятора $D_a = 5,6$ м і його довжину $l = 5 \cdot 5,6 = 28$ м.

2. Коливання рівня води:

$$\alpha_2 = \alpha_1 (\rho_1' - \sigma) / \rho_2' = 0,95(943 - 20) / 949,9 = 0,923,$$

де 949,9 – густина води при розрядці акумулятора; $\sigma = 20$ кг/м³ – акумулювальна здатність, що визначається за рис.86.

Об'єм парового простору на початку розрядки при p_1 :

$$V_{n1} = (1 - \alpha_1) V_a = (1 - 0,95) 685 = 34,25 \text{ м}^3.$$

Висота вільної поверхні випаровування визначається за рис.87:

$$V_{n1} / V_a = 34,25 / 685 = 0,05,$$

при цьому $h_{e1} = [1 - (h_{n1} / D_a)] D_a = (1 - 0,1) 5,6 = 5,04$ м.

Аналогічно:

$$V_{n2} = (1 - \alpha_2) V_a = (1 - 0,923) 685 = 52,75 \text{ м}^3, V_{n2} / V_a = 52,75 / 685 = 0,077,$$

$$h_{e2} = [1 - (h_{n2} / D_a)] D_a = (1 - 0,12) 5,6 = 4,93 \text{ м}, h_{e1} - h_{e2} = 5,04 - 4,93 = 0,11 \text{ м}.$$

3. Максимальна продуктивність акумулятора.

Тиск в акумуляторі p_x за якого досягається максимальна віддача пари в

кг/год при заданій напрузі парового простору, знаходимо за рис.88:

$$p_{x \text{ opt}} = 0,3 \text{ МПа.}$$

Відповідно $\rho_x'' = 1,651 \text{ кг/м}^3$, $\rho_x' = 931,7 \text{ кг/м}^3$, $\sigma_x = 47 \text{ кг/м}^3$, $\alpha_x = 0,914$.

Приймаючи граничну напругу парового простору $\gamma = 2000 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$, отримаємо:

$$L_{\text{max}} = V_a(1 - \alpha_x)\gamma p_x'' = 685(1 - 0,914)2000 \cdot 1,651 = 194500 \text{ кг/год.}$$

Отже, акумулятор спроможний покривати високі парові піки до 194000 кг/год. Однак тривалість такого піка дуже мала, не більше

$$15000 \cdot 60 / 194500 = 4,6 \text{ хв.}$$

Отримане значення L_{max} значно більше максимально потрібної витрати пари за графіком. Для розрахунку паропроводів і сопел приймемо вказану в завданні цифру витрати пари 25000 кг/год, збільшивши її на 25%,

$$G_{200}^{\text{max}} = 25000 \cdot 1,25 = 31200 \text{ кг/год.}$$

4. Зарядні пристрої.

Діаметр паророзподільчої труби при швидкості пари 50 м/с і

$G_{200}^{\text{max}} = 31200 \text{ кг/год}$ рівний:

$$d = 2(G_{200}^{\text{max}} v_1 \cdot / \pi \cdot w'')^{0,5} = 2[8,67 \cdot 0,8854 / (3,14 \cdot 50)]^{0,5} = 0,442 \text{ м.}$$

Приймаємо $d = 450 \text{ мм}$.

Сумарний переріз отворів у зарядних мундштуках:

$$\Sigma f = G_{200}^{\text{max}} v_1 / w' = 8,67 \cdot 0,8854 / 50 = 0,154 \text{ м}^2.$$

Внаслідок великої витрати пари приймаємо число отворів у кожному мундштуці $n = 40$. Діаметр отворів $d = 10 \text{ мм}$. Необхідна кількість мундштуків:

$$m = 4 \Sigma f / (\pi d^2) = 4 \cdot 0,154 / (3,14 \cdot 40 \cdot 0,01^2) = 49.$$

Діаметр соплового мундштука приймаємо $d_w = 100 \text{ мм}$, діаметр циркуляційних труб $d_u = 200 \text{ мм}$.

5. Обмежувальне сопло.

Мінімальний переріз сопла:

$$f_{\text{min}} = G_{200}^{\text{max}} / [0,636(p_2 / v_2)^{0,5}] = 8,67 / [0,636(130000 / 1,325)^{0,5}] = 0,0435 \text{ м}^2.$$

Діаметр вузького перерізу сопла:

$$d_{\text{min}} = 0,235 \text{ м.}$$

Вибираємо кут розкриття сопла $\beta/2 = 5^\circ$ і визначаємо d_1 – діаметр вихідного перерізу, орієнтуючись на конструктивно зручну довжину сопла $l_c = 1000 \text{ мм}$:

$$d_1 = d_{\text{min}} + 2l_c \text{tg} \beta/2 = 235 + 2 \cdot 1000 \cdot \text{tg} 5^\circ/2 = 410 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = 450 \text{ мм}$. Діаметр розрядного трубопроводу повинен бути також рівний 450 мм. Це відповідає швидкості пари:

$$w' = 4 G_{сек}^{max} v_1 / (\pi d^2) = 4 \cdot 8,67 \cdot 0,8854 / (3,14 \cdot 0,45^2) = 48,3 \text{ м/с.}$$

6. Коефіцієнт корисної дії.

Приймаємо середню температуру зовнішнього повітря $T_{пов} = 0^\circ\text{C}$.

Середню температуру в акумуляторі розраховуємо як середнє арифметичне між вищою і нижньою температурою насиченої пари, тобто при тисках 0,3 і 0,13 МПа:

$$T_a^{cp} = (T_{н1} + T_2) / 2 = (120 + 107) / 2 = 113,5^\circ\text{C}$$

Загальні теплові втрати акумулятора, при прийнятих питомих втратах рівних 175 Вт/м^2 , складають:

$$Q_n = 2\pi D_a l Q_{всп}^{ном} = 2 \cdot 3,14 \cdot 5,6 \cdot 28 \cdot 175 = 172410 \text{ Вт.}$$

Середній тепловміст пари:

$$i_a^{cp} = (2707 + 2680) / 2 = 2693,5 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловий ККД:

$$\eta_m = 1 - [Q_n / (G_{зод}^{cp} i_a^{cp})] = 1 - [172410 / (12000 \cdot 2693500)] = 0,99.$$

Розділ 6. ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ І ТРУБОПРОВІДИ ВИПАРНОЇ СТАНЦІЇ

6.1. Сепарація вологи, що вноситься вторинною парою

Пара, що відокремилася від розчину, не є сухою насиченою парою, позаяк містить у собі деяку кількість краплинної вологи. Ця волога потрапляє в паровий потік у результаті руйнації парових бульбашок і піни на дзеркалі випаровування і призводить до забруднення пари речовинами, що містяться в розчиннику. Таким чином, звичайне відділення пари від рідини повинно проводитися так, щоб при цьому парова фаза містила за можливістю меншу кількість вологи. Сепарація краплинної вологи, що захоплюється паровим потоком, проводиться безпосередньо в паровому об'ємі апарата, чи в окремих сепараторах, або комбінованим шляхом [21].

При подрібненні рідини утворюються краплі різних розмірів. Більші під впливом початкової кінетичної енергії, отриманої в процесі подрібнення, викидаються на велику висоту. Краплини підкидаються чи виносяться потоком пари, або падають назад на дзеркало випаровування. Якщо висота, на яку викидається крапля, більша за висоту парового простору апарата або приблизно дорівнює їй, то така крапля може бути затягнута у паровідвідні труби (де швидкість пари значно вища, ніж у паровому просторі апарата) і винесена з апарата. Крім цього, виносяться такі краплі, розміри яких підлягають транспортуванню потоком у паровому об'ємі апарата.

Краплі вільно транспортуються потоком, коли його швидкість w_0'' вища за швидкість витання $w_{вит}$. При цьому під швидкістю витання розуміють відносну швидкість краплі, за якої сили тертя врівноважують масу краплі. Таким чином, для умов витання:

$$(\pi d_{крп}^3 / 6)(\rho' - \rho'')g = \zeta(\pi d_{крп}^2 / 4)(\rho'' w_{вит}^2 / 2),$$

звідси:

$$w_{вит} = \sqrt{(4/3)(gd_{кан} / \zeta)[(\rho' - \rho'') / \rho'']}.$$

Якщо $w_{вит} > w_0''$, а висота, на яку викидається крапля, менша за висоту парового простору, крапля падає назад на дзеркало випаровування.

У розрахунках коефіцієнт опору ζ приймається таким само, як і при русі твердої кулі (рис.90). Для значень числа $Re < 2$ (при ламінарному обтіканні кулі) ζ можна визначити за залежністю

$$\zeta = 24/Re, \quad (6.1)$$

де $Re = w_0'' d_{крп} / \nu$.

У межах $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ ζ може прийматися орієнтовно рівним 0,4; а при значеннях числа Re від 2 до 10^3 значення ζ зменшуються від величин, визначених залежністю (6.1) (при $Re=2$), до цього приблизно постійного значення (рис.90).

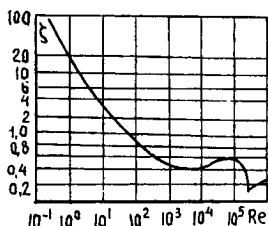


Рис.90. Значення коефіцієнту опору залежно від числа Рейнольдса

Таким чином, вологість пари визначається кількістю крапель, що викидаються на висоту, де розташовані паровідвідні канали, і виносяться потоком з парового простору. При великих висотах парового простору основний вплив на винесення краплинної вологи чинить транспортування, при малих – викидання. Однак співвідношення між викиданням і транспортуванням вологи суттєво залежить від швидкості потоку (напруженості парового об'єму).

Напруженість парового простору R_0 – це годинна кількість утвореної пари в кубічних метрах, що припадає на 1 м^3 вільного об'єму апарата. Найбільша величина об'ємного напруження парового простору, при якій вторинна пара буде ще сухою, носить назву граничного об'ємного напруження парового простору.

Величина граничного об'ємного напруження R_0 сильно залежить від тиску. Найбільша зміна R_0 спостерігається в інтервалі тисків $0,05 \dots 0,2$ МПа і становить для води при тиску $0,05$ МПа $R_0 = 2,22 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$, а при $0,2$ МПа $R_0 = 1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$. При подальшому підвищенні тиску R_0 змінюється незначно, і, починаючи з тиску $0,6 \dots 0,7$ МПа, зменшення R_0 стає непомітним.

Для розчинів величина граничного об'ємного напруження значно нижча, ніж для води. Наприклад, якщо випарювати розчин NaOH з концентрацією 25% і вище, то величина R_0' при тиску $0,1$ МПа досягає рівня $R_0' = 0,445 \dots 0,475 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$; значення R_0' для розчинів залежать також, як і при випарюванні води, від тиску в апараті. Зі збільшенням тиску в апараті значення R_0' зменшується. Зв'язок між граничним об'ємним напруженням при даному тиску і його значенням при тиску $0,1$ МПа виражається рівнянням:

$$R'_0 = \varphi R''_0,$$

де R'_0 – граничне об'ємне напруження для розчину при заданому тиску, R''_0 – те ж при тиску 0,1 МПа, φ – коефіцієнт, що визначається за даними графіка, наведеного на рис.91.

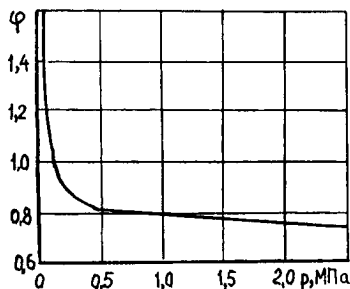


Рис.91. Залежність коефіцієнта φ від тиску в випарному апараті

Коливання робочого тиску в апараті, а також його продуктивності можуть призвести до закидання рідини в паропроводи вторинної пари навіть у тому випадку, коли середнє об'ємне напруження не досягає граничної величини.

Закидання рідини в паровий простір зменшується при інтенсивній циркуляції розчину в апараті, зниженні швидкості вторинної пари за рахунок збільшення висоти парового простору. Висота парового простору в апараті приймається не менше 1,5 м; при випарюванні сильно пінливих рідин вона повинна бути не меншою 2,5... 3 м.

Необхідний об'єм парового простору випарних апаратів визначаємо за формулою:

$$V = W_n \nu'' / R_0^x,$$

де W_n – продуктивність апарата за випареною водою, кг/с; ν'' – питомий об'єм вторинної пари, м³/кг; R_0^x – об'ємне напруження парового простору, що приймається, м³/(м³ · с).

Діаметр корпусу парового простору можна визначити за формулою:

$$D = \sqrt{4V / \pi H},$$

де H – висота парового простору в апараті, м; V – об'єм його парового простору, м³.

Для поліпшення сепарації пари випарні апарати обладнуються сепараторними пристроями. Сепаратори конструюються так, щоб створити ряд поворотів, ударів потоку об поверхню, завихрень, розщиплення на тонкі струмин-

ки та інше. При конструюванні сепараторів необхідно прагнути до зниження швидкості пари на вході в нього. За можливістю швидкість пари в цьому перерізі повинна наближатися до середньої швидкості пари в перерізі, де розташовується сепаратор. При недотриманні цієї умови швидкість пари на вході в сепаратор значно перевищує середню підйомну швидкість пари в паровому просторі апарата, кількість закидуваної вологи зростає. За цих умов загальний ефект сепарації може бути невеликий, а іноді навіть негативний.

Сепараційні пристрої використовують дію сили тяжіння, під впливом якої краплі рідини випадають із потоку пари, або дію сили контактної взаємодії, тобто прилипания крапель до поверхні сепаратора, чи відцентрові ефекти, що відкидають краплі рідини до периферії, до стінок апарата, з яких вони стікають вниз.

У більшості випадків всі способи механічного впливу на вологу пару використовуються одночасно або сполучаються в різноманітній послідовності. Сепаратори дозволяють у певній мірі відокремити вологу, що транспортується, однак, досить повне відділення відбувається у випадку правильного вибору парового простору випарного апарата. Крім сепараторів, для поліпшення сепарації пари ставляться бризкоуловлювачі (пастки). Бризкоуловлювачі ставляться за апаратом на відміну від сепараторів, що стоять всередині парового простору.

При сепарації пари в більшості випадків непотрібне його повне глибоке очищення. Економічність і ефективність процесу визначаються розміром винесення рідкого компонента.

У випарних апаратах процеси тривають при низьких тисках і під вакуумом. За цих умов отримані кількісні залежності, що характеризують ефективність сепарації у випарних апаратах, зазвичай, не можуть використовуватися в інших умовах, наприклад, при розрахунку паросепарації в парогенераторах, хоча методи сепарації на випарних станціях використовуються ті ж, що й у парогенераторах. Однак поряд із цим застосовуються й інші пристрої. Більшого поширення тут отримали відцентрові сепаратори різних систем.

6.1.1. Відцентрова сепарація

При тангенціальному підведенні парорідинної суміші в циклонний сепаратор, поданий на рис.92, краплі рідини частково відкидаються відцентровою силою до стінок сепаратора, частково під впливом радіальної течії суміші, обумовлені в'язкістю закрученого потоку, переміщуються до його осі, потрапляють в основну зону розрідження і виносяться з апарата.

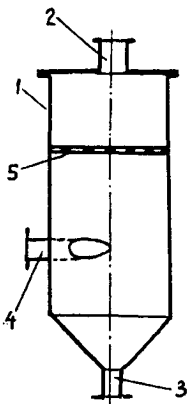


Рис.92. Схема циклонного сепаратора: 1) циклон, 2) штуцер виходу вторинної пари, 3) штуцер виходу рідини, 4) штуцер виходу парорідинної суміші, 5) перфорований лист

Винесення крапель слугує показником ефективності процесу сепарації парорідинної суміші, який може бути вирахований за допомогою виразу потоку ймовірності:

$$G(\bar{W}) = \alpha [-(\bar{r} - \bar{c}/\bar{r}) \bar{W} + (1/2\alpha)(\partial \bar{W} / \partial \bar{r})],$$

що визначає відносну кількість крапель, перетинаючих переріз \bar{r} в одиницю часу. Тут $G(\bar{W})$ – потік ймовірного винесення маси; α – інтенсивність руху крапель під дією відцентрових сил; \bar{r} – безрозмірний радіус; \bar{c}/\bar{r} – безрозмірна швидкість радіального руху потоку.

Винесення крапель з висхідним потоком $S_g(\bar{\tau})$ і на стінки апарата $S_c(\bar{\tau})$ визначається формулами:

$$S_g(\bar{\tau}) = \sum_{i=1}^{\infty} c_i [(1+2\bar{\alpha} \bar{c})/2\bar{\alpha} \lambda_i] [1 - \exp(-\lambda_i \bar{\tau}_e)]; \quad (6.2)$$

$$S_c(\bar{\tau}) = \sum_{i=1}^{\infty} c_i [(1-\lambda_i)/(3+2\bar{\alpha} \bar{c})] \Phi_i^*(r=1) [1 - \exp(-\lambda_i \bar{\tau}_e)] \quad (6.3)$$

Ці формули показують, що винесення крапель залежить від їх часу перебування в апараті τ і двох параметрів $\bar{\alpha}$ і \bar{c} , що характеризують співвідношення між інтенсивністю радіальної течії крапель під дією відцентрового поля і їх радіального сходження та інтенсивністю перемішування під дією випадкових факторів.

При великому часі перебування, тобто при $\bar{\tau} \rightarrow \infty$, винесення прямує до деякого граничного значення, яке визначається формулами:

$$S_g^{\text{lim}}(\bar{\tau}) = \sum_{i=1}^{\infty} c_i [(1+2\bar{\alpha} \bar{c})/2\bar{\alpha} \bar{c}];$$

$$S_c^{\text{lim}}(\bar{\tau}) = \sum_{i=1}^{\infty} c_i [(1-\lambda_i)/(3+2\bar{\alpha} \bar{c})] \Phi_i^*(r=1),$$

де Φ_i^* – гіпергеометрична функція, λ_i – власне значення виродженої гіпергеометричної функції, c_i – стала рівняння.

Розрахунок за наведеними аналітичними формулами (6.2) і (6.3) при значних величинах $\bar{\tau}$ є ефективним засобом визначення винесення внаслідок швидкого сходження присутніх тут сум. При невеликому часі перебування $\bar{\tau}$ ці суми сходяться повільно. Внаслідок цього розрахунок показників сепарації за наведеними аналітичними формулами потребує великої кількості розрахунків на ЕВМ.

Залежність граничного винесення у висхідному потоці залежно від параметра $\bar{\alpha}$ наведена на рис.93. Другим параметром замість \bar{c} тут використаний параметр $\bar{\alpha} \bar{c} = c/b$, що не залежить від інтенсивності відцентрового поля. У цьому випадку можливо окремо спостерігати вплив відцентрового поля і радіального знесення до осової зони протитечії.

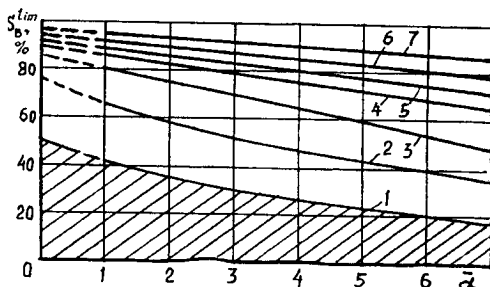


Рис.93. Залежність граничних величин від параметрів сепараційного простору при c/b : 1) 0,0; 2) 1,0; 3) 2,0; 4) 3,0; 5) 4,0; 6) 5,0; 7) 6,0

Як і слід чекати:

- | | | | |
|--|---|-------------------------------|--|
| якщо $\alpha=0$ | і | $c/b=0$, то | $S_g^{\text{lim}} \rightarrow 50\%$; |
| якщо $\alpha=0$ | і | $c/b \rightarrow \infty$, то | $S_g^{\text{lim}} \rightarrow 100\%$; |
| якщо $\bar{\alpha} \rightarrow \infty$ | і | $c/b=0$, то | $S_g^{\text{lim}} \rightarrow 0\%$; |
| якщо $\bar{\alpha} \rightarrow \infty$ | і | $c/b \rightarrow \infty$, то | $S_g^{\text{lim}} \rightarrow 50\%$. |

Заштрихована ділянка є ділянкою недосяжних величин граничного винесення S_*^{lim} при даних значеннях параметра розділення процесу α .

Основним критерієм, що визначає умови відцентрової сепарації двофазних систем, є критерій циклонного процесу:

$$c_y = D^2 w_{\text{кол}} (\rho' - \rho'') / (v^2 \rho''),$$

або його модифікація:

$$c'_y = w_{\text{кол}}^2 l^3 (\rho' - \rho'') / (Rv^2 \rho''),$$

де $w_{\text{кол}}$ – колова швидкість пари в циклоні.

Критерій циклонного процесу характеризує взаємодію рівнодійної відцентрової і архімедової сил та сил молекулярного тертя і є аналогом числа Архімеда стосовно процесів, що йдуть у полі відцентрових сил.

Дослідження відцентрової сепарації вторинної пари при упарюванні розчинів засвідчили, що винесення крапель рідини парою з циклонного сепаратора характеризується трьома гідродинамічними режимами. Перший режим відповідає умовам ламінарного осадження крапель (застосовується закон Стокса), другий режим – перехідний, третій – відповідає умовам стійкого турбулентного руху.

У першому гідродинамічному режимі висота сепаратора в досліджених межах (300...900 мм) не має впливу на якість пари, позаяк процес осадження в цих умовах здійснюється, головним чином, під дією відцентрових сил інерції. У цьому режимі при $C_y \leq 1,8 \cdot 10^{14}$ величина винесення визначається рівнянням:

$$S = 0,23 \cdot 10^{-8} C_y^{0,87} K_p^{-0,63}, \quad (6.4)$$

де $K_p = \rho / [\sigma g (\rho' - \rho'')]^{0,5}$ – критерій тиску, що характеризує відношення абсолютного тиску в системі до стрибка тиску на межі розділу фаз.

У перехідному режимі, де C_y змінюється від $1,8 \cdot 10^{14}$ до $2,75 \cdot 10^{14}$, розрахункова залежність для визначення інтенсивності винесення набуває вигляду:

$$S = A C_y^{3,71} K_p^{-0,75} \{ [\sigma / (Hg(\rho' - \rho''))] \}^{0,64}$$

У ділянці стійкого турбулентного руху при C_y більшому за $2,75 \cdot 10^{14}$ рівняння для визначення винесення має вигляд:

$$S = 0,525 \cdot 10^{-7} C_y^{0,87} K_p^{-0,27} \{ [\sigma / (Hg(\rho' - \rho''))] \}^{0,455} \quad (6.5)$$

При роботі в ділянці вакууму, що має місце при експлуатації останніх корпусів випарної станції, густиною вторинної пари можна знехтувати, позаяк за цих умов $\rho'' \ll \rho'$.

Одним з основних параметрів циклонного сепаратора є відношення m

площ поперечного перерізу циклону F і штуцера f , що тангенціально підводить парорідинну суміш. Якщо:

$$m = F/f,$$

то $f = F/m = \pi D^2 / (4m)$.

З рівняння сталості витрат:

$$G = f w_{\text{ум}} \rho'' = [\pi D^2 / 4m] w_{\text{ум}} \rho''$$

знайдемо:

$$w_{\text{ум}} = 4mG / \pi D^2 \rho''.$$

Приймаючи $w_{\text{кол}} = w_{\text{ум}}$ і підставляючи знайдене значення колової швидкості вторинної пари в критерій циклонного процесу C_y , отримаємо:

$$C_y = [16m^2 G^2 / (\pi^2 D^2 \mu^2)] [(\rho' - \rho'') / \rho'']. \quad (6.6)$$

Підставивш значення C_y з рівняння (6.6) у рівняння (6.4) і (6.5) і зробивши відповідні перетворення, отримаємо рівняння для визначення діаметра циліндра D залежно від продуктивності G і допустимого значення винесення.

При $C_y \leq 1,8 \cdot 10^{14}$ діаметр циклону визначається з рівняння:

$$D = 1,4 \cdot 10^{-5} [mG / (\mu g S^{0,58} K_p^{0,36})] \sqrt{(\rho' - \rho'') / \rho''}.$$

Висота циклону H приймається з конструктивних міркувань у межах 300...1000 мм.

При $C_y > 2,75 \cdot 10^{14}$ діаметр циклону визначається за формулою:

$$D = 0,76 \cdot 10^{-4} mG / (\mu g S^{0,58} K_p^{0,16}) [\sqrt{\sigma / g(\rho' - \rho'')} / H]^{0,52} \cdot \sqrt{(\rho' - \rho'') / \rho''}$$

У розрахунках H приймається 1500...1800 мм.

Питання про допустиму норму винесення S повинно розв'язуватись для кожного конкретного випадку з урахуванням індивідуальних особливостей продукту (вартості, токсичності, здатності до відкладень, корозійної активності) і призначенням пари.

При заданому діаметрі продуктивність одного циклу за вторинною парою визначається за рівняннями:

$$C_y \leq 1,8 \cdot 10^{14} \quad G = 0,71 \cdot 10^5 (D \mu g S^{0,58} K_p^{0,36} / m) \sqrt{\rho'' / (\rho' - \rho'')},$$

$$C_y > 2,75 \cdot 10^{14} \quad G = 1,1 \cdot 10^4 (D \mu g S^{0,58} K_p^{0,16} / m) \sqrt{\rho'' / (\rho' - \rho'')} \{H / \sqrt{\sigma / [g(\rho' - \rho'')]} \}^{0,52}.$$

Збільшення колової швидкості можливе лише до певного значення, оскільки це призводить до збільшення ступеня дисперсності рідини і зростання винесення.

Для забезпечення більш ефективного розділення парорідинних сумішей доцільно йти шляхом зменшення діаметра циклону і використання сепаруючих пристроїв типу батарейних циклонів або гідроциклонів з елементами діаметром 40...250 мм.

Необхідне число циклонних елементів визначається відношенням:

$$n = G_{\Sigma} / G,$$

де G_{Σ} – необхідна загальна продуктивність апарата.

Динамічний рівень розчину для запобігання затопленню штуцера введення парорідинної суміші повинен знаходитися на 300...500 мм нижче за його ось.

Відношення m слід приймати в розрахунках у межах 4...10.

Для рівномірного розподілу осьових швидкостей пари по перерізу циклона біля паровідвідного штуцера на відстані від нього, рівному діаметру циклона, ставиться перфорований лист із вільним перерізом, що складає приблизно 10% від перерізу циклона. Перфорований лист може бути замінений жалюзійним сепаратором.

6.1.2. Циклонно-жалюзійна сепарація

На рис.94 наведені криві сольового винесення S залежно від швидкості надходження парорідинної суміші в циклон для різних висот парового простору за наявності і відсутності жалюзійного сепаратора в паровому просторі циклона. Криві побудовані при тиску 0,1 МПа.

Як видно з рисунка, при швидкості подачі парорідинної суміші в сепаратор до 34...40 м/с (що відповідає осьовій швидкості пари в циклоні 2,34...2,68 м/с) жалюзійний сепаратор майже не впливає на величину сольового винесення. Це пов'язано з тим, що процес осадження крапель розчину здійснюється в цих режимах в основному під впливом відцентрових сил, що виникають при тангенціальному надходженні парорідинної суміші. Критерій C_y менше $1,8 \cdot 10^{14}$ і величина сольового винесення визначається рівнянням (6.4).

При швидкості подачі парорідинної суміші більше 40 м/с наявність жалюзійного сепаратора значно підвищує ефективність розділення. Так, наприклад, при швидкості надходження $w_{шт} = 60$ м/с і висоті парового простору 900 мм при роботі тільки циклонного сепаратора розмір сольового винесення складає 62 мг/кг, а при спільній роботі циклонного і жалюзійного сепараторів 80 мг/кг; при висоті парового простору 600 мм, відповідно, 225 і 30 мг/кг.

У циклонному сепараторі при $C_y > 1,8 \cdot 10^{14}$ величина сольового винесення істотно залежить від висоти парового простору. При спільній роботі циклонного і жалюзійного сепараторів висота парового простору в цих режимах (принаймні, у межах 300...900 мм) не справляє помітного впливу на розмір сольового винесення і залежність сольового винесення від швидкості надходження парорідинної суміші у всьому діапазоні навантажень залишається лінійною.

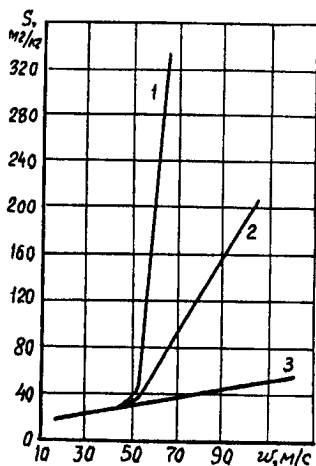


Рис.94. Залежність сольового винесення від швидкості надходження парорідинної суміші в циклонний сепаратор: 1) циклонний сепаратор з висотою парового простору $H=600$ мм; 2) те саме, але з $H=900$ мм; 3) циклонний і жалюзійний сепаратори

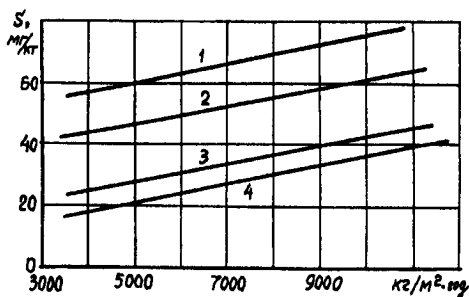


Рис.95. Залежність винесення від масового навантаження сепараторів при висоті парового простору 900 мм і різних тисках вторинної пари, мПа; 1) 0,025; 2) 0,05; 3) 0,075; 4) 0,1

На рис.95 подана залежність величини сольового винесення від масового навантаження сепараторів при різних тисках вторинної пари для висоти парового простору 900 мм. Як видно, із зменшенням тиску вторинної пари сольове винесення зростає, але при спільній роботі циклонного і жалюзійного сепараторів воно набагато менше, ніж при роботі тільки циклонного сепаратора. Однак слід мати на увазі, що ця схема сепараційного пристрою ефективна при

$C_y > 1,8 \cdot 10^{14}$. При менших значеннях цього критерію вплив жалюзійного сепаратора практично не проявляється.

6.1.3. Рідинно-струменева сепарація

Сепарація струменями рідини є принципово новим методом, широко реалізованим у даний час. Плівки рідини, що перекривають переріз апарата, взаємодіють із паровим потоком, чинять вплив, порівняний з ефектом кращик сепараційних пристроїв.

Схема взаємодії плівки рідини з паровим потоком показана на рис.96. За відсутності парового потоку в сепараційному просторі рідина стікає з конуса у вигляді плівки, що рухається вільно в радіальному напрямку, і має форму параболоїда, що перекриває цілком переріз сепаратора. Збільшення напору рідини від 0 до 10... 13 кПа призводить до різкого збільшення відносного положення плівки, тобто зміни її координат, у той час як подальше збільшення напору до 70 кПа позначається незначно.

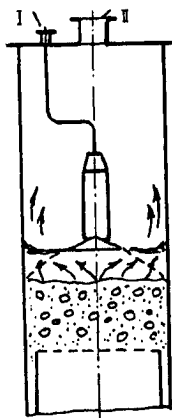


Рис.96. Взаємодія плівки рідини з паровим потоком

Під час надходження пари під плівку спостерігається деяке її піднімання, що збільшується з підвищенням швидкості парового потоку. Основне піднімання відбувається при зміні швидкості пари від 0 до 0,37 м/с. Подальше збільшення швидкості пари не призводить до значних змін координат кінця струменя. При зміні швидкості пари у вільному перерізі сепаратора від 0,51 до 2,54 м/с ($p=0,1$ МПа) залежність відносної висоти піднімання струменя від швидкості пари є лінійною. Виявлено, що при висотах кільцевої щілини 2... 6 мм плівка рідини стійка і має

розриви тільки біля стінок сепаратора в місцях прориву пари. З подальшим збільшенням висоти кільцевої щілини до 7...8 мм витікання рідини з розподільчої насадки стає нестійким, з'являються розриви по всій поверхні плівки і при взаємодії її з перехресним потоком пари (в інтервалі швидкостей пари по перерізу сепаратора від 0,35 до 2,51 м/с) спостерігається пульсаційний режим витікання плівки.

Для стійкого витікання плівки рідини з розподільчого пристрою необхідно, щоб площа внутрішнього перерізу циліндричної насадки була більша або дорівнювала площі щілини. При витраті рідини в насадці 0,8...1,8 м³/год найкращу сепараційну спроможність має плівка рідини, що утвориться при висоті кільцевої щілини 6 мм. При цьому поділ парорідинного середовища в сепараторі є більш повним при куті атаки струменя 15°, і товщина плівки рідини b_p на краю розподільчого диска може бути визначена із залежності:

$$b_p = 4,63 \cdot 10^{-4} - 1,57 \cdot 10^{-4} G_p + 0,408 \delta,$$

де b_p і δ приймаються в м, а витрата рідини G_p у кг/год.

Незалежно від навантаження по парі в роботі струменевого сепаратора спостерігається два режими: стійкий і нестійкий. Стійкий режим витікання спостерігається при $G_p \geq 0,8$ м³/год. За цих умов плівка повністю перекриває переріз апарата і проскакування пари відбувається на периферії струменя біля стінок сепаратора. Амплітуда відхилення кінця струменя від середнього положення у цих режимах незначна.

Нестійкий (пульсаційний) режим витікання має місце при $G_p = 0,4...0,8$ м³/год. За таких умов внаслідок порушення суцільності плівки і стрибкоподібної зміни її опору спостерігається пульсація, прориви пари відбуваються по всій поверхні струменя й амплітуда відхилення кінця струменя від середнього положення помітно зростає.

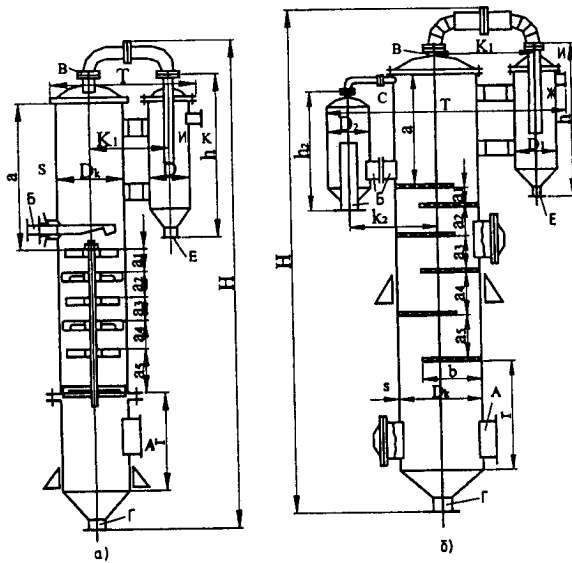
Із збільшенням витрати від 0,4 до 0,8 м³/год спостерігається зменшення винесення. При витраті понад 1,2 м³/год винесення зростає зі збільшенням витрати рідини.

Плівкова сепарація застосовується як самостійно, так і в сполученні з іншими методами розділу рідини і пари. Плівки, що стікають, використовуються для гасіння піни в апаратах із пінливими середовищами.

6.2. Барометричні конденсатори

Для створення вакууму у випарних апаратах застосовують конденсатори змішування сухого або мокрого типів. Охолоджувальним агентом використовується вода, що подається в конденсатор, переважно, при температурі навколишнього середовища [7,2].

У сухих барометричних конденсаторах, наведених на рис.97, а, б, вода і конденсат стікають у приймальний резервуар по одній трубі, повітря і гази з верхньої частини конденсатора відкачуються вакуумним насосом. У мокрих прямотечійних конденсаторах суміш охолоджувальної води з конденсатом і повітря відкачуються спільно одним мокроповітряним насосом. Для збільшення поверхні фазового контакту вода, що надходить в конденсатор, або розпилюється через сопла, перфоровані труби, решітки, або стікає через борти і отвори горизонтальних полиць. При протитечії різниця температур між сконденсованою паром і водою, що залишає апарат, становить 1...3°C, а при прямотечії – 3...5°C, отже, витрата води в прямотечійних конденсаторах буде більшою.



І-рідина, II-пара.

Рис.97. Барометричні конденсатори: а) з концентричними полицями, виготовляються діаметром 500 і 600 мм; б) з сегментними пальцями, виготовляються діаметром 800...2000 мм

Змішувальні конденсатори прості у виготовленні, корозійно стійкі, відносно дешеві. До недоліків барометричних конденсаторів слід віднести більшу висоту, біля 12 м, і те, що розміщують їх в опалюваних приміщеннях.

Розрахунок барометричного конденсатора виконуємо у такій послідовності.

Витрати охолоджувальної води G_6 визначаємо з теплового балансу конденсатора:

$$G_6 = W(i_{6к} - c_6 T_k) / [c_6 (T_k - T_n)],$$

де $i_{6к}$ – ентальпія пари в барометричному конденсаторі, Дж/кг; T_n – початкова температура охолоджувальної води, °С; T_k – кінцева температура суміші води і конденсату, °С.

Якщо різниця температур між парою і рідиною на виході з конденсатора має бути 3...5°С, тоді кінцеву температуру води T_k на виході з конденсатора приймають на 3...5°С нижчою за температуру конденсації пари:

$$T_k = T_{6к} - (3...5)^\circ\text{C}.$$

Діаметр барометричного конденсатора D_k визначаємо з рівняння сталості витрат:

$$D_k = \sqrt{4W / (\rho'' \pi w'')}.$$

При залишковому тиску в конденсаторі порядку 10^4 Па швидкість парів w'' приймаємо 15...25 м/с. За даними табл.50 підбираємо конденсатор діаметром рівним розрахунковому або найближчому більшому.

50. Технічна характеристика барометричних конденсаторів

Розміри, мм	Внутрішній діаметр конденсатора D_k , мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Товщина стінки S	5	5	5	6	6	6	10
Відстань a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Відстань r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки b	–	–	500	650	750	1000	1250
Відстань K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
Відстань K_2	–	–	835	935	1095	1355	1660
Висота установки H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Діаметр уловлювача D	400	400	500	500	600	800	800
Висота уловлювача h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Діаметр уловлювача D_1	–	–	400	500	500	600	800
Висота уловлювача h_1	–	–	1350	1350	1400	1450	1550

продовження таблиці 50

Відстань 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	30	440	550	660	880	1070
Умовні проходи штуцерів:							
для входу пари – А	300	350	350	400	450	600	800
для входу води – Б	100	125	200	200	250	300	400
для виходу суміші – В	80	100	125	150	200	200	250
для барометричної труби – Г	125	150	200	200	250	300	400
повітряний хідник – С	–	–	25	25	25	25	25
для входу суміші – И	80	100	180	150	260	200	250
для виходу суміші – Ж	50	70	80	100	150	200	250
для барометричної труби – Е	50	50	70	70	80	80	100

Визначаємо швидкість води в барометричній трубі, її діаметр береться з табл.50 для вибраного конденсатора:

$$w_0 = 4(G_0 + W) / (\rho_0 \pi d_{0m}^2).$$

Висоту барометричної труби визначаємо за рівнянням:

$$H_{0m} = B / (\rho_0 g) + [1 + \Sigma \zeta + (\lambda H_{0m} / d_{0m})] [w_0^2 / (2g)] + 0,5,$$

де B – вакуум у барометричному конденсаторі, Па; $\Sigma \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів; λ – коефіцієнт тертя в барометричній трубі; H_{0m} , d_{0m} – висота і діаметр барометричної труби, м; 0,5 – запас висоти на можливу зміну барометричного тиску, м.

$$B = p_{атм} - p_{0к},$$

$$\Sigma \zeta = \zeta_{вх} + \zeta_{вих},$$

де $\zeta_{вх}$ і $\zeta_{вих}$ – коефіцієнти місцевих опорів на вході в трубу і на виході з неї.

6.3. Механічні вакуум-насоси

Продуктивність вакуум-насоса $G_{новім}$ визначається кількістю повітря, що необхідно видалити з барометричного конденсатора [4,25]:

$$G_{новім} = 2,5 \cdot 10^{-5} (W + G_0) + 0,1 W,$$

де $2,5 \cdot 10^{-5}$ – кількість газів, що виділяються з 1 кг води; 0,1 – кількість газу, що підсмоктується в конденсатор через нещільності на 1 кг пари.

Об'ємна продуктивність вакуум-насоса дорівнює:

$$V_{\text{новім}} = R(273 + T_{\text{новім}})G_{\text{новім}} / (M_{\text{новім}} p_{\text{новім}}),$$

де R – універсальна газова стала, Дж/(моль·К); $M_{\text{новім}}$ – молекулярна маса повітря, кг/моль; $T_{\text{новім}}$ – температура повітря, °С; $p_{\text{новім}}$ – парціальний тиск сухого повітря в барометричному конденсаторі, Па.

Температуру повітря визначаємо за рівнянням:

$$T_{\text{новім}} = T_{\text{н}} + 4 + 0,1(T_{\text{к}} - T_{\text{н}}), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тиск повітря дорівнює:

$$p_{\text{новім}} = p_{\text{бк}} - p_{\text{п}}$$

де $p_{\text{п}}$ – тиск сухої насиченої пари в Па при $T_{\text{новім}}$

Знаючи об'ємну продуктивність і залишковий тиск, за таблицями 51...53 підбираємо необхідний насос.

51. Основні характеристики поршневих вакуум-насосів

Основні параметри	ВНП-3	ВНП-6	ВН-120
Продуктивність за умов всмоктування в м ³ /год	180	360	4500...7200
Граничний тиск у кПа	0,931	0,399	0,931
Частота обертання за хвилину	200	410	88...140
Потужність електродвигуна в кВт	7	20	270
Габаритні розміри в мм: довжина ширина висота	2380 900 910	2250 1000 900	6320 2900 2325
Маса в кг	1018	1150	17160

52. Основні характеристики водокільцевих вакуум-насосів

Тип насосу	Залишковий тиск, кПа	Продуктивність, м ³ /год	Потужність на валу, кВт
ВВН-0,75	14,63	45	1,3
ВВН-1,5	14,63	90	2,1
ВВН-3	9,98	180	6,5
ВВН-6	5,05	360	12,5
ВВН-12	3,06	720	20,0
ВВН-25	2,0	1500	48,0
ВВН-50	2,0	3000	94,0

53. Основні характеристики ротаційних пластинчатих насосів

Основні параметри	РВН-8	РВН-30	РВН-60	РВН-75
Продуктивність при атмосферному тиску, м ³ /год	378	1710	3384	4068
Граничний тиск у кПа	3,3	2,0	2,0	2,0
Частота обертання за хвилину	1500	585	485	485
Потужність електродвигуна в кВт	14	50	75	100
Габаритні розміри в мм:				
довжина	1330	2310	3100	3320
ширина	600	985	1090	1120
висота	900	1320	1455	1500
Маса з електродвигуном і плитою в кг	620	3375	5540	8980

6.4. Дросельно-регуляційна арматура

Дросельно-регулювальна арматура є пристроєм для управління потоками водяної пари. Вона дозволяє підтримувати заданий технологічний режим роботи устаткування, забезпечує його нормальну і безпечну експлуатацію [2,42].

За призначенням арматура ділиться на запірну, регулювальну, дросельну, запобіжну і спеціальну. З даної класифікації регулювальну, дросельну і частково спеціальну арматуру називають дросельно-регулювальною, позаяк її загальним призначенням є регулювання (зміна або підтримка) параметрів середовища та їх витрати. Такий розподіл є умовним, оскільки процеси регулювання пари здебільшого супроводжуються дроселюванням.

Найбільш важливими і широко використовуваними характеристиками арматури є умовний прохід і умовний тиск середовища. Під умовним діаметром ходу арматури і трубопроводів слід приймати номінальний внутрішній діаметр переднього трубопроводу. Умовний тиск – це найбільший робочий тиск, що допускається при заданій температурі середовища й вибраному матеріалі арматури.

Найпростішим дросельно-регуляційним пристроєм систем парозабезпечення є дросельна діафрагма. Вона являє собою сталеву пластину товщиною 2...3 мм, в якій просвердлений отвір, що забезпечує пропускання заданої кількості пари при відповідному перепаді тисків.

Дросельні діафрагми встановлюються за запірними вентилями між фланцями, ввареними в розріз трубопроводу.

Установка дросельних діафрагм здійснюється з метою підвищення тиску пари в системі парозабезпечення, а також забезпечує більш рівномірне надходження пари споживачам. При цьому досягається велика усталеність парової мережі і роботи установок, що споживають пару. При установці дросельних діафрагм у системі парозабезпечення треба прагнути погасити весь надлишковий тиск, наявний у системі, тобто різницю тисків між тиском в установці теплогенеруючій і втратою тиску в трубопроводі. Якщо з технічних причин не можна цілком використовувати наявний тиск пари в установці споживача, то втрати тиску в дросельній діафрагмі повинні в 8...10 разів перевищувати втрату тиску в паропроводі, до якого приєднаний даний споживач.

Розрахунок дросельних діафрагм зручно виконувати за номограмами.

Діаметр отвору підірних шайб d , мм, для відведення конденсату визначається такими залежностями:

для чистого конденсату при $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$:

$$d = 0,21 \sqrt{G^2 / \Delta p}$$

для парової емульсії:

$$d = 1,13 \sqrt{G^2 / \Delta p \rho_{em}}$$

де G – витрата конденсату або пароводяної емульсії (перегрітого конденсату з температурою більше $100 \text{ }^\circ\text{C}$, кг/год; Δp – перепад тисків до і після дросельної діафрагми, Па.

Тиск після дросельної діафрагми приймається $0,5p_1$. Густина пароводяної емульсії ρ_{em} залежно від початкового і кінцевого тиску пари p_1 і p_2 визначається з табл.54.

54. Значення густини пароводяної емульсії ρ_{em} , кг/м³

p_1 , МПа	p_2 , МПа								
	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,2	0,25	0,3
0,11	95	–	–	–	–	–	–	–	–
0,12	59	147	–	–	–	–	–	–	–
0,13	37	66	109	–	–	–	–	–	–
0,14	31	46	71	156	–	–	–	–	–
0,15	26	33	50	95	167	–	–	–	–
0,20	15	19	22	33	36	47	–	–	–
0,25	11	14	15	20	23	27	72	–	–
0,30	9	11	13	15	17	20	39	110	–
0,35	8	9	11	13	14	16	29	61	139
0,40	7	8	9	11	12	14	22	42	79
0,45	6	7	9	10	11	12	19	35	57
0,50	6	7	8	9	10	11	17	29	44

Дросельні діафрагми бажано встановлювати на вертикальних ділянках трубопроводів, аби уникнути скупчення конденсату перед діафрагмами. Торець труби, на який кладеться діафрагма, і її отвори повинні бути добре зачищені. Зовнішній діаметр діафрагми приймається рівним внутрішньому діаметру різьби (при з'єднанні на муфтах) мінус 1 мм. При з'єднанні труб на фланцях діафрагми встановлюються між прокладками.

Редукційні клапани широко використовуються в системах парозабезпечення для зниження тиску насиченої і перегрітої пари до 1,4 МПа і для підтримки заданого тиску. Відношення тисків до і після клапанів p_1/p_2 повинно бути не більше 5. У протилежному випадку виникають кавітаційні процеси, що призводять до зношування клапана і сильного шуму під час роботи. При більшому відношенні тисків ставлять послідовно два клапани. Зручно підбирати редукційні клапани за номограмою, наведеною на рис. 98.

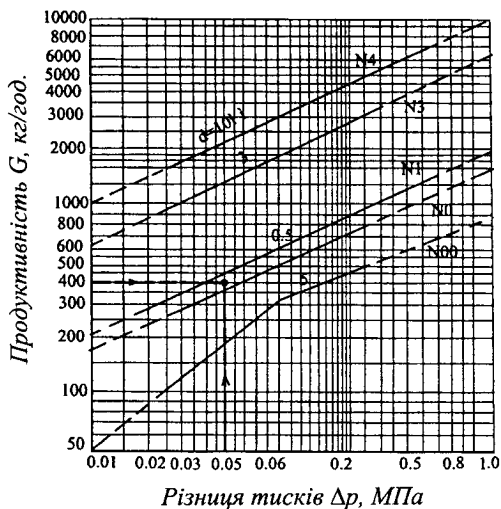


Рис.98. Номограма для визначення витрат пари через редукційний клапан

Основними чинниками, що визначають придатність регулювальної арматури для автоматичного регулювання, є її робоча і витратна характеристики. Робоча витратна характеристика визначає залежність витрати пари від положення регулювального органу (ступеня відкриття прохідного перерізу). Ця характеристика залежить від фактичного перепаду тисків, що, у свою чергу, залежить від витрати робочого середовища. Внутрішня витратна характеристи-

ка є експериментальною залежністю коефіцієнта пропускної спроможності від ступеня відкриття клапана.

Вид витратних характеристик залежить від конфігурації регулювального органу і від перепаду тисків на ньому. Для автоматичного регулювання витрати пари з використанням регуляторів з урахуванням призначення регулювального органу і режимів його роботи найбільше підходить лінійна і рівновідсоткова витратна характеристика.

Діапазон регулювання вибирається з деяким запасом з урахуванням можливого відхилення витрати пари вбік зменшення при зростанні, відповідно, мінімуму і максимуму навантажень регулювання. Частіше рекомендується запас не менше 10%.

Приклад 27. Визначити прохідний діаметр дросельної діафрагми, якщо витрати парової емульсії $G=100$ кг/год, перепад тиску до і після діафрагми $\Delta p=0,11$ МПа ($p_2=0,14$ МПа, $p_1=0,25$ МПа).

З табл.54 визначаємо густину пароводяної емульсії: $\rho_{ем}=23$ кг/м³. Тоді діаметр діафрагми становить:

$$d=1,13 \sqrt{G^2 / \Delta p \rho_{ем}} = 1,13(100^2/1,1 \cdot 23)^{0,5}=22,5 \text{ мм.}$$

Приклад 28. Підібрати редукційний клапан для насиченої водяної пари з витратою $G=1000$ кг/год і тисками $p_1=0,6$ МПа і $p_2=0,4$ МПа.

Шукаємо витрату пари через 1 см² площі перерізу клапану. За номограмою (рис.99) по кривій $p_1=0,6$ МПа піднімаємося до перетину з вертикаллю $p_2=0,4$ МПа (точка А). На горизонталі від точки А на початковій ординаті знаходимо шукану витрату пари $G_n=200$ кг/(год·см²).

Тоді переріз клапана буде:

$$f=G/G_n=1000/200=5 \text{ см}^2.$$

За табл.55 вибираємо необхідний редукційний клапан $d_v=50$ мм.

Приклад 29. Вибрати редукційний клапан для перегрітої пари з $T_m=250$ °С при $p_1=1,0$ і $p_2=0,6$ МПа, витрата пари 1200 кг/год.

Визначаємо витрату пари через 1 см² площі клапана. Для цього з точки Б (рис. 99) піднімаємося вертикально вгору до перетину з похилою лінією температури перегрітої пари, знаходимо точку В, йдучи від неї по горизонталі до похилої лінії критичної витрати насиченої пари, знаходимо точку Г. З точки Г опускаємося по кривій, що перетинає лінію критичної витрати насиченої пари в цій точці, до перетину з вертикаллю тиску $p_2=0,6$, знаходимо точку Д. Цій точці на початковій ординаті відповідає витрата $G_n=300$ кг/(год · см²).

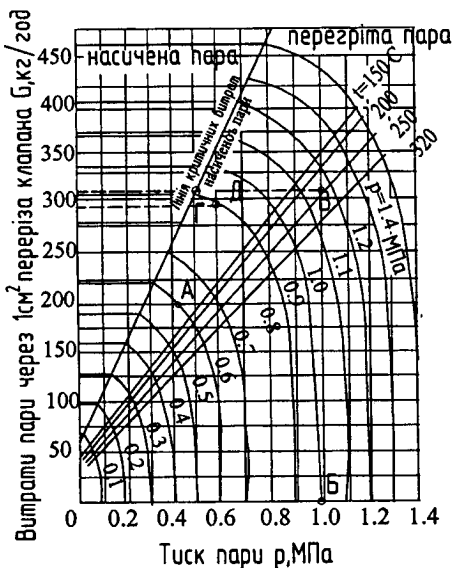


Рис.99. Номограма для підбору конденсатівідвідників

55. Редукційні клапани

Найменування	Умовний діаметр, мм	Площа перерізу клапана, см ²	Будівельна довжина, мм	Маса, кг
Клапан редукційний фланцевий сірого чавуну для пари на умовний тиск 1,6 МПа з температурою до 225 °С (18ч2бр. пружинний)	25	2	135	6,03
	50	5,3	200	16,8
	80	13,2	260	41,9
	100	23,5	300	58,7
	125	36,8	350	88,3
	150	52,2	400	119,1
Клапан редукційний фланцевий з сірого чавуну для пари, повітря, і газоподібних середовищ з температурою до 250 °С на умовний тиск 1,6 МПа (18ч4нж з поршневым приводом і внутрішнім імпульсним механізмом)	25	—	160	10,5
	50	—	230	22,5
	80	—	310	53,3

Тоді необхідний переріз редукційного клапана:

$$f = G/G_n = 1200/300 = 4 \text{ см}^2.$$

Відповідно до табл.55 приймаємо $d_y = 50$ мм.

6.5. Редукційно-охолоджувальні пристрої

Редукційно-охолоджувальні пристрої, що забезпечують зміну параметрів перегрітої пари низького тиску можуть бути суміщеними і розділеними. У перших дроселювання й охолодження перегрітої пари здійснюється в єдиному агрегаті-РОУ (редукційно-охолоджувальна установка), у других – роздільно: у редукційному клапані здійснюється дроселювання тиску пари, а в пароводяному теплообміннику – його охолодження.

РОУ забезпечують охолодження пари шляхом впорскування води в його потік. Вода випаровується, відбираючи теплоту від пари. Спад температури перегрітої пари залежить від кількості води, що впорскується, і її температури. Регулювання витрати води здійснюється за допомогою клапана впорскування, а імпульсом для регулювання є відхилення температури пари за охолоджувачем від заданого їй значення.

Основною вимогою, яка має задовільняти цей процес, є випаровування усїєї води, що впорскується на невеликій ділянці трубопроводу до надходження пари до споживача. Охолодження пари при низьких витратах води повинно відбуватися без винесення зайвої вологи. Довжина ділянки випаровування паропроводу визначається швидкістю самого процесу, що, у свою чергу, залежить від теплового потоку і поверхні, на якій відбувається випаровування. При постійному значенні теплового потоку швидкість випаровування прямо пропорційна загальній поверхні випаровування. При цьому для одержання більш ефективного випаровування воду слід вводити в потік пари в розпиленому стані. На практиці це досягається за допомогою спеціальних розпилювачів.

Кількість охолоджувальної води на 1 кг первинної пари визначається з формули [2,42]:

$$G/D = (i_1 - i_2) / [i_2' - i_g + \varphi(i_2 - i_2')],$$

де i_1 і i_2 – ентальпія первинної і вторинної пари; i_2' – ентальпія киплячої води при тиску вторинної пари; i_g – ентальпія охолоджувальної води; $\varphi = 1 - k$, де $k = 0,3 \dots 0,35$ – коефіцієнт, що враховує частку води, яка не випаровується в охолоднику, а виливається у дренажну систему.

При повному випарюванні охолоджувальної води $\varphi = 1$:

$$G/D = (i_1 - i_2) / (i_2 - i_g).$$

Розпилювач призначений для розпилювання струменя рідини і розподілу

краплин у просторі. Для розпилювання води використовується її кінетична енергія, або кінетична енергія пари. За принципом дії розрізняють розпилювачі струменевого і відцентрового типів. Струменеві розпилювачі застосовуються частіше через свою простоту. Вода в них розпилюється в окремих циліндричних соплах, виконаних у тілі розпилювача. Вода з них виходить у вигляді окремих струменів під кутом розпилювання $10...15^{\circ}\text{C}$. Далекобійність струменів відносно велика, що вимагає значного простору охолоджувача.

Якість розпилювання при цьому залежить від швидкості витікання води, тобто від перепаду тисків на розпилювачі. Однак значення перепаду обмежується $0,8...1,2$ МПа, позаяк більш високі значення збільшують вартість розпилю й істотно не поліпшують його якість. Діаметри отворів сопел складають від $0,8$ до $2,0$ мм. Для сопел при охолодженні перегрітої пари низького тиску діаметр слід приймати рівним приблизно $1,5$ мм. Отвори сопел треба облагороджувати, закруглюючи вхідні кромки. Зі збільшенням довжини отвору до його діаметра розмір крапель зменшується, але незначно. Оптимальним відношенням довжини до діаметра вважається 4 , при цьому коефіцієнт витрати можна приймати $\mu=0,8$.

Особливо на розмірах крапель позначається швидкість потоку пари.

При збільшенні швидкості пари розмір крапель зменшується і процес випаровування значно інтенсифікується.

Все сказане належить і до роботи відцентрових розпилювачів. Завдяки закручуванню води при вході у відцентрових розпилювачах вже при перепаді тисків $0,1$ МПа забезпечується добре розпилювання води. Інтенсивність теплообміну досягає 10^5 Вт/(м²·К), що забезпечує прогрівання струменю води до температури насичення на відстані кількох міліметрів.

Найкращі умови випаровування досягнуті в охолоджувачах типу труби Вентурі, в яких вприскування води здійснюється у вузький переріз труби через виконані в ній круглі отвори. Перевагами такого пристрою є використання кінетичної енергії дросельованого потоку для розпилювання води, її інтенсивне перемішування і випаровування.

Редукційно-охолоджувальна установка комплектується з трьох основних вузлів регулювального клапана, пароохолоджувача і трубопроводу редукованої пари. Гостра пара подається до регулювального клапана, де відбувається перше зниження тиску (дроселювання) пари (перший ступінь зниження).

При великих перепадах тиску установку обладнують одним або двома додатковими ступенями дроселювання. У такій установці після регулювального клапану пара проходить через дросельно-охолоджувальну решітку або через дросельну і дросельно-охолоджувальну решітки.

56. Номенклатура і технічні характеристики редукційно-охолоджувальних установок

Продуктивність, т/год	Редукована пара		Діаметр трубопроводу редукованої пари, мм	Аварійний клапан		Діаметр редукційного клапана, мм, при тиску і температурі пари (p_1 , МПа/ T_1 , °C)					
	Тиск, МПа	Температура, °C		Діаметр, мм	Кількість на установку, шт.	0,7 300	1,3 300	1,6 350	2,3 380	3,15 420	3,9 450
1,5	0,12	130	150	50	2	80	80*	80*	—	—	—
	0,3	160	100	50	2	80	80	80*	—	—	—
	0,6	190	80	50	2	—	—	80*	—	—	—
2,5	0,12	130	150	100	2	80	80*	80*	—	—	—
	0,3	160	150	80	1	80	80*	80*	—	—	—
	0,6	190	100	80	2	—	—	80	—	—	—
5,0	0,12	130	250	150	1	—	100*	100*	—	—	—
	0,3	160	200	100	1	—	100*	100*	—	—	—
	0,6	190	150	100	1	—	100*	100*	—	—	—
10,0	0,12	130	350	200	1	150	150*	100*	100**	—	80**
	0,3	160	250	150	1	150	150*	100*	100*	—	80**
	0,6	190	200	100	1	—	150	100	100*	—	80*
	1,1	250	150	100	1	—	—	100	100	—	80*
20,0	0,12	130	500	200	2	250	200*	150*	150**	100**	100**
	0,3	160	350	200	1	250	200*	150*	150*	100**	100**
	0,6	190	250	150	1	—	200	150	150	100*	100*
	1,1	250	200	100	1	—	—	—	150	100	100*
	1,5	300	200	100	1	—	—	—	150	100	100*
	2,3	350	200	100	1	—	—	—	—	—	100

продовження табл. 56

30,0	0,12	130	700	250	2	300	200*	200*	150**	150**	150**
	0,3	160	400	200	1	200	200*	200*	150*	150**	150**
	0,6	190	300	150	1	–	200	200	150*	150*	150**
	1,1	250	250	150	1	–	–	200	150	150*	150*
	1,5	300	200	100	1	–	–	–	150	150	150
	2,3	350	200	100	1	–	–	–	–	150	150
40,0	0,12	130	700	200	2	300	250*	250*	200**	150**	150**
	0,3	160	500	250	2	300	250*	250*	200*	150**	150**
	0,6	190	350	200	1	–	250	250	200*	150*	150*
	1,1	250	300	150	1	–	–	–	200	150	150*
	1,5	300	250	150	1	–	–	–	–	150	150
	2,3	350	200	100	1	–	–	–	–	150	150
50,0	0,12	130	900	250	3	–	300*	250*	250**	200**	200**
	0,3	160	600	250	2	–	300*	250*	250*	200**	200**
	0,6	190	500	200	1	–	300	250	250*	200*	200*
	1,1	250	350	200	1	–	–	–	250	200	200*
	1,5	300	300	150	1	–	–	–	250	200	200
	2,3	350	250	150	1	–	–	–	–	–	200

Примітка: ** – установки з шумоглушниками. В залежності від тисків гострої і редукованої пари в комплект шумоглушника входить дросельна решітка, патрубок і змішувальна труба. * – установки тільки зі змішувальною трубою

У дросельній решітці відбувається друге зниження тиску (другий ступінь зниження), а в дросельно-охолоджувальній – третє зниження тиску (третій ступінь) пари з одночасним її охолодженням. Якщо додаткового ступеня дроселювання непотрібно, тоді після регуляційного клапана пара проходить через охолоджувач пари.

Для запобігання підвищенню тиску пари за РОУ на трубопроводі редукованої пари ставлять запобіжні клапани важільного або імпульсного типу залежно від продуктивності РОУ.

Зниження температури редукованої пари до заданого значення здійснюється в пароохолоджувачі шляхом впорскування живильної води через форсунки механічного розпилювання. На випадок виходу з ладу регульовального клапана передбачена обвідна лінія з голчастим клапаном. На трубопроводі охолоджувальної води до і після регульовального клапана ставлять відсічну запірну арматуру. Таку ж арматуру монтують перед РОУ на паропроводах гострої і редукованої пари.

Редукційно-охолоджувальні установки обладнані приладами автоматичного контролю – колонками регулювання температури і тиску (КДУ). Відбирання імпульсів по температурі і тиску редукованої пари робиться з трубопроводу на відстані приблизно 10... 12 м за камерою охолодження, тобто в точці, де остаточно встановлюються параметри вторинної пари. Імпульсні трубки зв'язані з КДУ.

При відхиленні параметрів пари імпульс передається у відповідну КДУ, де перетворюється і через виконавчий блок приводить в дію сервомотор, що безпосередньо впливає на виконавчий орган (редукційний чи живильний клапан), який поновлює заданий режим роботи РОУ.

У табл.56 подані основні дані про РОУ.

У тих випадках, коли споживач ставить жорсткі вимоги до якості пари і не допускається надходження в установку солей і шламу з парою при регульованні температури пари безпосередньо перед споживачем ставляться охолоджувачі перегрітої пари (пароводяні теплообмінники).

Для забезпечення надійної роботи поверхневих пароохолоджувачів мінімальна витрата охолоджуваної води повинна бути такою, при якій вода не закипає. Значні коливання температури пари в поверхневих пароохолоджувачах призводять до утворення нещільностей у з'єднувальних частинах труб.

Швидкість пари у пароохолоджувачі слід брати в межах 20... 30 м/с. Швидкість води у трубах пароохолоджувача треба приймати в межах 1,2... 1,6 м/с. Коефіцієнт тепловіддачі знаходиться в межах 3200... 3600 Вт/(м²·К).

6.6. Конденсатне господарство промислових підприємств

6.6.1. Вплив розчиненого в конденсаті кисню

Припустима норма розчиненого кисню в конденсаті, при якій не відбувається корозії сталевих конденсатопроводів, складає 0,1 мг/л. Особливо активно відбувається процес корозії при наявності в конденсаті, крім кисню, ще і вуглекислоти.

Крім руйнації трубопроводів, корозія збільшує їхній гідравлічний опір внаслідок росту шорсткості стінок і зменшення поперечного перерізу трубопроводів. Об'єм продуктів корозії в 3...4 рази більший за об'єм вихідного металу (сталі), що бере участь у процесі корозії. Продукти корозії, які утворюються на внутрішній поверхні конденсатопроводів, змиваються і вносяться конденсатом, що призводить у результаті до ускладнень експлуатації котельного устаткування. У конденсатних системах спостерігається як виразкова корозія, так і рівномірна. Особливо небезпечна виразкова корозія внаслідок утворення наскрізних свищів, що виводять трубопроводи з ладу в короткий час. Інтенсивність виразкової корозії обумовлюється тим, що при цьому типі корозії має місце локальне поглинання кисню, розчиненого у воді, на порівняно обмеженій поверхні трубопроводу [37].

Виразкова корозія виникає в умовах руху конденсату трубопроводами. Для її запобігання необхідно безупинно відкачувати конденсат і уникати періодичної відкачки. Киснева корозія конденсатопроводів усувається застосуванням закритих конденсатозбірних установок, у яких конденсат знаходиться під надлишковим тиском парової подушки і не має контакту з атмосферним повітрям.

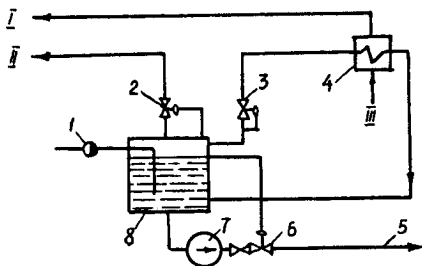


Рис.100. Закрита схема збирання конденсату

На рис.100 наведена замкнена схема збирання і перекачування конденсату. Конденсат від парокористувачів через конденсаційний горщик I подається в закритий конденсатозбірник 8, де постійно підтримується надлишковий (стосовно атмосферного) тиск пари (магістраль II) за допомогою регуляторів тиску.

ку 2 («після себе») і 3 («до себе»). При зниженні тиску в конденсатозбірнику відкривається клапан, що регулює тиск. У конденсатозбірник надходить пара, і тиск її відновлюється. При підвищенні тиску в конденсатозбірнику вище за задану межу відкривається регулятор тиску 3, а пара з конденсатозбірника відводиться в пароводяний підігрівач 4. У пароводяному підігрівачі пара конденсується, віддаючи тепло воді (магістраль Ш), що відводиться після підігріву на технологічні або інші потреби (магістраль І). Конденсат із пароводяного підігрівача відводиться в конденсатозбірник, звідки насосом 7 по конденсатопроводу – в котельню (конденсатопровід 5). Подача конденсатного насоса регулюється регулятором рівня 6. Для контролю якості конденсату встановлюють солеміри з контактними пристроями, що дають імпульс на відключення електродвигунів конденсатних насосів при перевищенні припустимої норми забруднення конденсату.

Якщо на промислових підприємствах утруднена заміна діючих відкритих конденсатозбірників на закриті, можна за допомогою нескладних заходів зменшити аерацію конденсату і при відкритих збірниках. Конденсат інтенсивно поглинає кисень у місцях вільного зливу у відкриті збірники. Для послаблення аерації конденсату, що надходить, рекомендується вводити його під рівень рідини якнайближче до місця забору його насосом. У тих випадках, коли конденсат надходить у відкриті збірники при температурі нижче за 110°C, бажано підводити його не в збірник, а безпосередньо у всмоктувальний патрубок конденсатного насоса. Конденсатозбірник слугує у цьому випадку тільки розширювальною посудиною.

При експлуатації відкритих систем температуру конденсата, що повертається, необхідно підтримувати на рівні 95...100°C. Чим вища температура конденсату, тим нижчий вміст у ньому розчиненого кисню і тим довговічніша система.

6.6.2. Схеми відведення конденсатів

Схеми відведення і збирання конденсатів слід виконувати таким чином, щоб у процесі експлуатації теплового господарства вони задовільняли і забезпечували вимоги:

– надійно відводили конденсат з тепловикористовувального устаткування;

– забезпечували роздільну подачу конденсатів ретурної і вторинної пари 1-го корпусу випарної станції в необхідній кількості на збірники конденсату котельної або ТЕЦ;

– температура конденсату, що надходить в котельню або ТЕЦ, повинна відповідати температурі в деаераторі або збірниках конденсату котельної або ТЕЦ з урахуванням втрат теплоти в лініях повернення конденсату;

– максимальне використання теплоти конденсатів у тепловій схемі підприємства за допомогою установки конденсатних підігрівачів і за рахунок максимального використання пари самовипаровування;

– конденсатна схема повинна бути за можливістю простою з мінімальною кількістю насосів, конденсатовідвідників, колонок і збірників конденсату.

Кількість конденсата, що підлягає поверненню в котельню або ТЕЦ, має задовільняти роботу парогенераторів, пара з яких надходить на технологічні потреби в кількості $D_{техн} = D_{вик} + D_{різн}$, на свої потреби котельної або ТЕЦ і на споживання сторонніми споживачами. Практично (за відсутності сторонніх споживачів) кількість поверненого конденсату залежить від типу палива, кількості й типу парових котлів і теплової схеми котельної або ТЕЦ і коливається в межах (1,2... 1,3) $D_{техн}$.

Загальна кількість конденсату в тепловій схемі виробництва складається з:

– з конденсату, що потрапляє від корпусів випарної станції. Практично він різнний кількості випареної води на випарній станції:

$$E_1' + 2E_2' + \dots + nE_n' + (n+1)D_{\kappa};$$

– з конденсату, що потрапляє з іншого тепловикористовувального обладнання, яке споживає вторинну пару випарної станції. Ця кількість конденсату дорівнює сумі фактичних паровідборів за корпусами випарної станції і парів самовипаровування:

$$E_1' + E_2' + \dots + nE_n' + (e_1 + e_2 + \dots + e_n);$$

– з конденсата ретурної пари, що потрапляє з інших споживачів у кількості $D_{різн}$.

Тоді загальна кількість конденсату становить:

$$2E_1' + 3E_2' + \dots + (n+1)E_n' + (n+1)D_{\kappa} + (e_1 + e_2 + \dots + e_n) + D_{різн}.$$

Оскільки у збірниках і гідравлічних колонках утворюються пари самовипаровування в кількості $(e_1 + e_2 + \dots + e_n)$, тому фактична загальна кількість отриманого конденсату складає:

$$G_{конд}^{заг} = 2E_1' + 3E_2' + \dots + (n+1)E_n' + (n+1)D_{\kappa} + D_{різн} \quad (6.7)$$

Формула (6.7) отримана для випарної станції з концентратором і виходом пари на конденсатор.

Для випарної станції без концентратора, але з виходом пари на конденсатор, фактична кількість конденсату складає:

$$G_{конд}^{заг} = 2E_1' + 3E_2' + \dots + (n+1)E_n' + nD_{\kappa} + D_{різн}$$

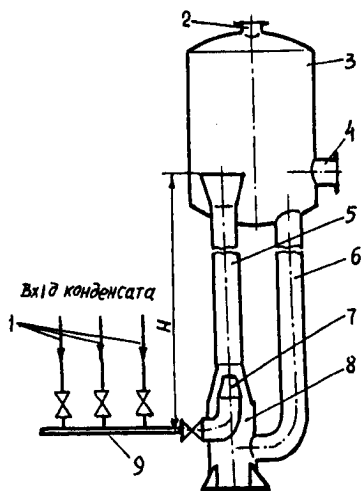


Рис.101. Схема гідралічної колонки: 1) конденсатопроводи, 2) парова витяжка, 3) сепаратор, 4) відведення конденсату, 5) підйомна труба, 6) опускна труба, 7) сопло, 8) приймальна камера водоструменевого ежектора, 9) колектор конденсату

На практиці набули поширення схеми відведення конденсату на гідралічні колонки, збірники конденсату і змішані схеми. В основу схеми відведення конденсату на гідралічні колонки покладений принцип однакового потенціалу конденсату на відповідні їм колонки. Для нормальної роботи гідралічної колонки, наведеної на рис. 101, необхідно визначити різницю між тисками конденсату на вході і на виході з колонки. Це значення різниці тисків підтримується підйомною частиною колонки, тобто рухомим стовпом парорідинної суміші, що, завдяки циркуляції, має меншу густину у порівнянні з густиною конденсату. Цій різниці тисків відповідає визначена різниця температур насичення на вході і виході конденсату з колонки. Оскільки температура конденсату на вході в колонку залежить винятково від температурного режиму випарної станції. Перепад тиску на вході і виході конденсату залежить від того, куди відводиться з колонки пара вторинного закипання конденсату. Застосовуючи колонки помірної висоти (5...7 м), відтяжку пари самовипарювання з головки колонки доцільно здійснювати на ступінь нижче за тиском.

Поряд з відведенням конденсату на гідралічні колонки широко використовуються схеми зі збірниками (зазвичай закритого типу). У цих схемах відтяж-

ка пари самовипаровування здійснюється «на себе», тобто на той само корпус випарної станції, з якого надходить конденсат у збірник.

Перепуск конденсату зі збірника в збірник здійснюється каскадною схемою через конденсатовідвідники.

Недоліками цієї схеми є наявність конденсатовідвідників, кожний із яких знижує надійність роботи теплової схеми; висока температура конденсату, що направляється в котельню або на ТЕЦ (при деаераторах атмосферного типу це призводить до втрат теплоти, що досягає 18...25 Вт на 1 кг конденсату).

Розглянуті схеми відведення конденсатів забезпечують повну компенсацію в котловій воді котельної або ТЕЦ, і так само задовільняють технологічні потреби підприємства в гарячій воді – конденсаті різних потенціалів.

6.6.3. Відведення конденсату з паропроводів

Насичена водяна пара при виході з парових котлів містить у собі деяку кількість води. При нормальній роботі котла вологість такої пари складає 1...4% і значно зростає, якщо вода в котлі має забруднення. При транспортуванні пари трубопроводами кількість вологи в них збільшується за рахунок конденсації пари, що викликається охолодженням стінок паропроводу. Для зменшення конденсації пари при її транспортуванні від котельної до споживача пара у котлі трохи перегрівається. При подачі пари від ТЕЦ пара завжди перегріта.

Конденсат, що утворився, і вода, яка потрапила в паропровід із котла, захоплюється паром, котра рухається із великою швидкістю.

При зміні напрямку руху вологої пари (крутий поворот) або появі перешкоди руху (наприклад, клапан тощо) відбувається гідравлічний удар, що супроводжується пошкодженням фланцевих з'єднань паропроводу, а іноді і його руйнуванням. Для запобігання цим явищам необхідно вчасно видаляти утворений конденсат із паропроводів.

З цією метою паропроводи в місцях можливого скупчення конденсату обладнуються спускними (дренажними) лініями. Щоб конденсат мав можливість стікати паропроводом, останні монтуються з ухилом 3...5 мм на 1 м його довжини вбік руху пари, або з ухилом не менше 10 мм на 1 м проти руху пари.

Найбільше накопичення конденсату в паропроводах можливе під час пуску їх у роботу, позаяк холодні трубопроводи викликають значну конденсацію пари й утворюють велику кількість конденсату, із своєчасним видаленням якого дренажні пристосування не завжди можуть справитися. Щоб уникнути гідравлічних ударів, необхідно робити прогрівання паропроводів, поступово пускаючи пару в міру прогрівання трубопроводів. При цьому вентилялі на дренажних трубопроводах повинні бути відкриті цілком до повного прогрівання трубопроводів, що виз-

начається за виходом з дренажних ліній замість конденсату сухої пари. Частина конденсату, яка знаходиться в зваженому стані в паровому потоці, видаляється за допомогою спеціальних апаратів – сепараторів або водовіддільників. Розміри водовіддільників підбирають залежно від діаметра паропроводу.

На рис.102 наведена конструкція двоступінчатого відцентрового водовіддільника, де перший ступінь відділення вологи здійснюється на принципі використання відцентрової сили.

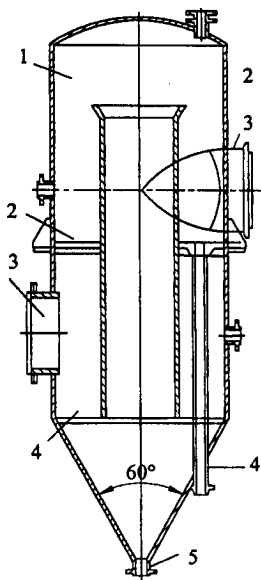


Рис.102. Двоступінчастий відцентрований бризковідділювач:

- 1) верхня камера, 2) центральна труба, 3) вхідний патрубок, 4) відведення з верхньої камери, 5) відведення з нижньої камери, 6) нижня камера, 7) вихідний патрубок пари, 8) перегородка

Пара надходить у верхню камеру 1 через патрубок 3. Підводиться він тангенціально, що викликає закручування потоку. При цьому більш важкі краплі вологи відкидаються до периферії водовіддільника, до його стінок і стікають вниз, а потім видаляються з водовіддільника по трубі 4. Пройшовши перший ступінь осушування, пара потрапляє в центральну трубу 2 і далі в нижню камеру 6. При виході з нижньої камери потік пари робить поворот на 180° , внаслідок чого відбувається другий ступінь осушування.

Простою і надійною є конструкція водовіддільника, подана на рис. 103. У верхньому дніщі водовіддільника розташований вхідний патрубок 1. У центрі на одній осі з вхідним патрубком стоїть патрубок 2, закріплений у сферичній перегородці 3, яка ділить простір водовіддільника на дві частини. Вихід пари з водовіддільника відбувається через два патрубки, розташованих на бічній поверхні. Рух пари у водовіддільнику відбувається під прямим кутом, а змішана з ним вода падає в нижню частину звідкіля і відводиться. Основна перевага цього водовіддільника криється в тому, що навіть при значній кількості води, що надходить, вона не може бути підхоплена паровим потоком, оскільки цьому перешкоджає сферична перегородка.

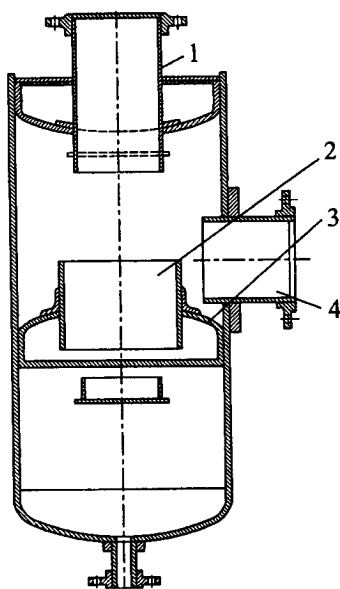


Рис.103. Водовідник з внутрішньою сферичною перегородкою:
1) вхід пари, 2) перепускний патрубок, 3) сферична перегородка,
4) вихід пари, 5) відведення конденсату

Дренажі паропроводів поділяються на постійні і тимчасові. Постійними користуються при нормальній роботі трубопроводів; дренажні патрубки встановлюються у всіх точках паропроводу, де можливе накопичення конденсату під час роботи. На прямих ділянках паропроводу патрубки ставляться через кожні 200...300 м.

При підвищеній конденсації пари в трубопроводі патрубку для відведення конденсату ставляться частіше. Паропроводи, щоб уникнути великої конденсації, ізолюються. Постійні дренажі обладнуються конденсатовідвідниками, конденсат із яких йде на подальше використання. Тимчасові (пускові) дренажі слугують при пуску паропроводу і ставляться в тих місцях, де конденсат може зібратися тільки після зупинки паропроводу. Такими місцями є нижні точки паропроводу, місця підйому, а також ділянки перед засувками і вентилями у випадку прогрівання паропроводу ділянками.

Тимчасовий дренаж здійснюється самостійними трубопроводами і конденсатовідвідник на ньому не ставлять. Тимчасові дренажі відключають, як тільки тиск при прогріві паропроводу піднімається до робочого.

Для видалення забрудненого конденсату влаштовують спеціальні дренажі. Іноді передбачають дренажі для контролю за прогріванням паропроводів і контролю роботи конденсатовідвідників. У цьому випадку конденсат видаляється через воронки, підключені до трубопроводу вільного зливу. Він прокладається з великим ухилом вбік скидання, конденсат у ньому рухається самоплином, тому на трубопроводі неприпустимі мішки і підйоми.

6.6.4. Конденсатовідвідники

Конденсатовідвідники служать для автоматичного безшумного відведення конденсату з одночасним запиранням пари. Втрати пари тільки за рахунок неважкої конструкції конденсатовідвідників і неправильно поставленої експлуатації можуть досягати в середньому 25 % від кількості споживаної пари. Автоматичні відвідники конденсату можуть бути безперервної і періодичної дії.

Термостатичні конденсатовідвідники типу 45ч6бр застосовують для відведення охолодженого конденсату при тисках 0,01 МПа і більше (табл. 57).

57. Конденсатовідвідники термостатичної дії типу 45ч6бр

p_1 , МПа	G , кг/год, при d_y , мм		0,09	500	750
	15	20			
0,01	165	250	0,10	560	850
0,03	280	440	0,30	680	900
0,05	350	560	0,50	900	1150
0,07	430	660	0,70	1000	1300

Такий конденсатовідвідник, поданий на рис.104, складається з корпусу 5, клапана 1, стрижня, що розширюється, 2, кришки 3 і шпінделя 4. Клапан залежно від теплового розширення стрижня 2 може відкриватися або закриватися. У холодному стані він відкритий, і конденсат під тиском пари

витискується в конденсатопровід. Як тільки весь охолоджений конденсат буде витиснутий, на його місце почне надходити пара, що має більш високу температуру, стрижень під дією температури розширюється і клапан закриває отвір. Після припинення доступу пари відбувається охолодження й скорочення стрижня, клапан відчиняється і конденсат, який накопичився, випускається.

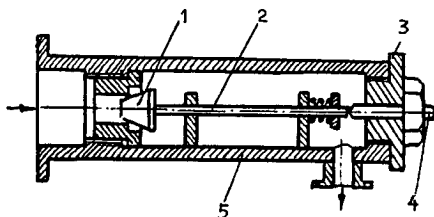


Рис.104. Термостатичний конденсатовідвідник з твердим робочим органом

58. Конденсатовідвідники з відкритим поплавком типу 45ч46р

Номер конденсатовідвідника	Розміри, мм					Маса, кг
	d_y	L	H	H_1	D	
00	15	253	285	185	95	16
0	20	300	338	205	105	23
1	25	355	390	250	115	38,5
3	40	485	560	375	150	81
4	50	560	635	455	165	112

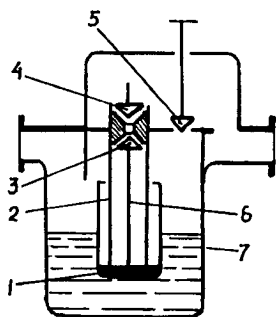


Рис.105. Схема конденсатовідвідника з відкритим поплавком: 1) поплавок, 2) труба для відведення конденсату з поплавка, 3) клапан, 4) зворотний клапан, 5) продувальний вентиль, 6) стержень, 7) корпус

На рис.105 наведена схема конденсатовідвідника з відкритим поплавком типу 45ч46р на тиски 0,03 МПа і більше (табл.58). Конденсат заповнює корпус 7, при цьому поплавок 1 випливає і за допомогою клапанна 3 закриває вихідний отвір. При подальшому надходженні в корпус конденсат починає переливатися через край стакана, заповнюючи його. Заповнений конденсатом стакан разом із поплавком тоне, відкриваючи клапаном вихідний отвір. Ці конденсатовідвідники є апаратами періодичної дії. Конденсатовідвідники з відкритими поплавками працюють надійно, позаяк у матеріалі поплавків відсутні напруги внаслідок різниці тисків.

Технічні характеристики конденсатовідвідників із перекинутими поплавками типу 45ч96к, що працюють при тисках 0,05 МПа і більше, наведені в табл.59.

59. Конденсатовідвідники з перекинутим поплавком типу 45ч96к

Розміри, мм			Маса, кг	Тиск p_1 , МПа											
				0,05-0,2			0,21-0,4			0,41-0,8			0,81-1,3		
d_y	D	H		№	G , кг/год	d_c , мм	№	G , кг/год	d_c , мм	№	G , кг/год	d_c , мм	№	G , кг/год	d_c , мм
20;25	182	240	10,8	1	500	3	2	650	4	3	1000	6	4	1300	5,2
40	205	278	14,0	5	1500	8	6	2000	9	7	2500	10	8	3000	11

У таблицях 57...59: G – продуктивність конденсатовідвідника; p_1 – тиск до конденсатовідвідника; d_y – умовний діаметр вхідного отвору; L – відстань між вхідним і вихідним отворами конденсатовідвідника; H_1 – монтажна висота; H – повна висота конденсатовідвідника; D – діаметр фланця підключення; d_c – діаметр сидла.

Добір конденсатовідвідників здійснюється за номограмою, наведеною на рис. 99. Підбирають їх з урахуванням продуктивності і різниці тисків пари до і після конденсатовідвідника.

При виборі автоматичних конденсатовідвідників типу 45ч96к з перекинутим поплавком слід ураховувати, що вони можуть автоматично видаляти повітря і не допускати скупчення бруду.

При виборі схеми установки конденсатовідвідників необхідно мати на увазі, що парозапірні вентиля на обводах і біля відвідників, а також зворотні клапани при них із часом зношуються і стають джерелом втрати пари, тому застосування їх повинно бути обмежене тільки необхідними випадками.

6.7. Паро- і конденсатопроводи

6.7.1. Нормативні дані про трубопроводи

У системах теплопостачання застосовують сталеві трубопроводи. Для нормалізації діаметрів труб, фасонних частин і арматури прийнята система умовних проходів і тисків, за якими робляться розрахунки і вибір трубопроводів [23,33].

Умовні проходи або діаметри закруглено виражаються в міліметрах і з округленням відповідають фактичним внутрішнім діаметрам. Кожному умовному проходу відповідає визначений діаметр трубної різьби (у дюймах). Умовні проходи наведені в табл. 60.

60. Умовні діаметри проходів і різьби

Діаметр умовного проходу d_p , мм	Різьба арматури, фітінгів і труб у дюймах	Діаметр умовного проходу d_p , мм	Різьба арматури, фітінгів і труб у дюймах
15	0,5	(225)	(9)
20	0,75	250	10
25	1	(275)	(11)
32	1,25	300	12
40	1,5	(325)	(13)
50	2	(350)	(14)
(60)*	—	(375)	(15)
70	2,5	400	16
80	3	(425)	(17)
(90)	(3,5)	450	18
100	4	(475)	—
125	5	500	20
150	6	(550)	(22)
(175)	(7)	600	24
200	8	(650)	—

*Розміри, вказані в дужках, застосовувати не рекомендується.

Умовним називають тиск при температурі 0°C, що прийнятий за основний при визначенні робочих тисків для більш високих температур. Умовні тиски наведені в табл.61, де подано тільки два температурні ступені (усього п'ять), з якими доводиться мати справу при розрахунку систем теплопостачання.

Трубопроводи й арматура піддаються гідравлічним випробуванням на міцність пробним тиском відповідно до табл.61, після чого випробовують на

щільність тиском, рівним умовному. Робочий тиск для всіх температурних ступенів устанавлюється по температурі, під тривалим впливом якої буде знаходитися арматура і трубопровід, із короточасним підвищенням не більше, ніж на 20°C. Короточасним вважається таке підвищення температури, під дією якої арматура і трубопровід знаходяться не більш 100 годин безупинної роботи й у сумі не більше 600 годин за рік.

61. Умовні, пробні і робочі тиски в МПа

Умовні тиски	Пробні тиски при 100°C	Робочі тиски при температурних ступенях	
		I	II
		0...120°C	121...300°C
1	2	1	1
2,5	5	2,5	2
4	6,5	4	3,2
6	10	6	5
10	16	10	8
16	25	16	13
25	40	25	20

62. Сортамент труб сталевих водогазопровідних (розміри в мм)

Умовний прохід	Зовнішній діаметр	Товщина стінки труб			Лінійна густина труб без муфти, кг/м		
		легких	звич.	посилених	легких	звич.	посилених
6	10,2	1,8	2,0	2,5	0,37	0,40	0,47
8	13,5	2,0	2,2	2,8	0,57	0,61	0,74
10	17,0	2,0	2,2	2,8	0,74	0,80	0,98
15	21,3	2,35	—	—	1,10	—	—
15	21,3	2,5	2,8	3,2	1,16	1,28	1,43
20	26,8	2,35	—	—	1,42	—	—
20	26,8	2,5	2,8	3,2	1,50	1,66	1,86
25	33,5	2,8	3,2	4,0	2,12	2,39	2,91
32	42,3	2,8	3,2	4,0	2,73	3,09	3,78
40	48,0	3,0	3,5	4,0	3,33	3,84	4,34
50	60,0	3,0	3,5	4,5	4,22	4,88	6,16
65	75,5	3,2	4,0	4,5	5,71	7,05	7,88
80	88,5	3,5	4,0	4,5	7,34	8,34	9,32
90	101,3	3,5	4,0	4,5	8,44	9,60	10,74
100	114,0	4,0	4,5	5,0	10,85	12,15	13,44
125	140,0	4,0	4,5	5,5	13,42	15,04	18,24
150	165,0	4,0	4,5	5,5	15,88	17,81	21,63

63. Сортамент труб сталевих безшовних гарячедеформованих (наведений неповністю)

Товщина стінки в мм передбачена ГОСТ8732-78: 2,5; 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; (6,5)*; 7,0; (7,5); 8,0; 8,5; 9,0; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20; 22; (24); 25; (26); 28; 30; 32; (34); (35); 36; (38); 40; (42); 45; (48); 50; 56; 60; 63; (65); 70; 75

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	від	до		від	до		від	до
25	2,5	8,0	28	2,5	8,0	32	2,5	8,0
38	2,5	8,0	42	2,5	10	45	2,5	10
50	2,5	10	54	3,0	11	57	3,0	(13)
60	3,0	14	63,5	3,0	14	68	3,0	16
70	3,0	16	73	3,0	(19)	76	3,0	(19)
83	3,5	(19)	89	3,5	(24)	95	3,5	(24)
102	3,5	(24)	108	4,0	28	114	4,0	28
121	4,0	28	127	4,0	30	133	4,0	32
140	4,5	36	146	4,5	36	152	4,5	36
159	4,5	36	168	5,0	45	180	5,0	45
194	5,0	45	203	6,0	50	219	6,0	50
245	(6,5)	50	273	(6,5)	50	299	(7,5)	75
325	(7,5)	75	351	8,0	75	377	9,0	75
402	9,0	75	426	9,0	75	450	9,0	75
(465)	9,0	(15)	(465)	20	75	480	9,0	(15)
480	25	75	500	9,0	(15)	500	25	75
530	9,0	(15)	530	25	75	(550)	9,0	(15)
(550)	25	75	560	9,0	(15)	600	9,0	(15)
630	9,0	(15)	720	9,0	(15)	820	9,0	(15)

Примітки: 1. Розміри в дужках застосовувати не рекомендується.
2. Лінійну густину труб обчислюють за формулою: $M=0,02466 \cdot s \cdot (D_n - s)$, де D_n – зовнішній діаметр, мм; s – товщина стінки, мм. Густина сталі прийнята рівною 7850 кг/м³.

Арматура і трубопроводи, призначені для роботи в умовах вакууму, випробовуються пробним тиском не меншим 0,15 МПа.

Система умовних проходів і умовних тисків зручна тим, що дозволяє вибирати і визначати придатність труби щодо міцності за її розмірами і параметрами середовища, що переміщується, не виконуючи розрахунків на міцність. Такі розрахунки необхідні тільки в особливо відповідальних або сумнівних випадках.

64. Сортамент труб сталевих безшовних холоднодеформованих

Товщина стінки в мм передбачена ГОСТ8734-75:0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24.

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	від	до		від	до		від	до
5	0,3	1,5	6	0,3	2,0	7	0,3	2,5
8	0,3	2,5	9	0,3	2,5	10	0,3	3,5
11	0,3	3,5	12	0,3	3,5	13	0,3	4,0
14	0,3	4,0	15	0,3	4,0	16	0,3	5,0
17	0,3	5,0	18	0,3	5,0	19	0,3	5,0
20	0,3	6,0	21	0,4	6,0	22	0,4	6,0
23	0,4	6,0	24	0,4	6,5	25	0,4	7,0
26	0,4	7,0	27	0,4	7,0	28	0,4	7,0
30	0,4	8,0	32	0,4	8,0	34	0,4	8,0
35	0,4	8,0	36	0,4	8,0	38	0,4	9,0
40	0,4	9,0	42	1,0	9,0	45	1,0	10,0
48	1,0	10	50	1,0	12	51	1,0	12,0
53	1,0	12	54	1,0	12	56	1,0	12
57	1,0	12	60	1,0	12	63	1,0	12
65	1,0	12	68	1,0	12	70	1,0	12
73	1,0	12	75	1,0	12	76	1,0	12
80	1,2	12	83	1,2	12	85	1,2	12
89	1,2	12	90	1,2	12	95	1,2	12
100	1,5	18	102	1,5	18	108	1,5	18
110	1,5	22	120	1,5	22	130	1,5	22
140	1,6	22	150	1,8	22	160	2,0	22
170	2,0	24	180	2,0	24	190	2,8	24
200	3,0	24	210	3,0	24	220	3,0	24
240	4,5	24	250	4,5	24	–	–	–

Примітка. Лінійну густину труб розраховують за формулою, наведеною у примітці до табл. 63

65. Сортамент труб сталевих електрозварних прямошовних

Товщина стінки в мм передбачена за ГОСТом 10704-76: 1,0; 1,2; 1,4; (1,5)*; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; 19; 20.

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	від	до		від	до		від	до
8	1,0	1,2	9	1,0	1,2	10	1,0	1,2
11	1,0	1,2	12	1,0	1,6	13	1,0	1,6
14	1,0	1,6	(15)	1,0	1,6	16	1,0	1,6
(17)	1,0	1,6	18	1,0	2,0	19	1,0	2,0
20	1,0	2,0	(21)	1,0	2,0	22	1,0	2,0
(23)	1,0	2,5	24	1,0	2,5	25	1,0	2,5
26	1,0	2,5	27	1,0	2,5	28	1,0	2,5
30	1,0	2,5	32	1,0	3,0	33	1,0	3,0
34	1,2	3,0	35	1,2	3,0	36	1,2	3,0
38	1,2	3,0	40	1,2	3,0	42	1,2	3,0
45	1,2	3,0	48	1,4	3,5	50	1,2	3,5
51	1,4	3,5	53	1,4	3,5	(54)	1,4	3,5
57	1,4	3,5	60	1,4	4,0	63,5	1,4	4,0
70	1,4	4,0	73	1,4	4,0	76	1,4	5,5
83	1,6	5,5	89	1,6	5,5	95	1,6	5,5
102	1,8	5,5	108	1,8	5,5	114	1,8	5,5
121	1,8	5,5	127	1,8	5,5	133	1,8	5,5
140	1,8	5,5	152	1,8	5,5	159	1,8	8,0
168	1,8	8,0	178	1,8	8,0	180	1,8	8,0
194	2,0	8,0	203	2,0	8,0	219	2,5	9,0
245	3,0	9,0	273	3,5	9,0	299	4,0	9,0
325	4,0	9,0	351	4,0	10	377	4,0	10
402	4,0	12	426	4,0	12	(478)	5,0	12
480	5,0	12	530	5,0	12	630	7,0	12
720	7,0	14	(810)	7,0	14	820	7,0	14
920	7,0	14	1020	8,0	15	1120	8,0	15
1220	9,0	18	1320	9,0	18	1420	10	20

Примітка: Розміри в дужках застосовувати не рекомендується :

66. Сортамент труб сталевих електрозварних зі спіральним швом загального призначення

Товщина стінки в мм передбачена за ГОСТом 8696-74: 3,5; 4,0; 5,0; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 25.

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм		Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	від	до		від	до		від	до
159	3,5	4,0	219	4,0	5,0	273	4,0	5,0
325	4,0	6,0	377	4,0	6,0	426	4,0	8,0
480	4,0	8,0	530	4,0	9,0	630	5,0	10
720	5,0	12	820	5,0	12	920	8,0	12
1020	6,0	12	1220	7,0	12	1420	8,0	21
1620	15	23	1720	15	23	1820	15	24
2020	15	25	2220	15	25	2520	15	25

Примітка: Теоретична маса труб розраховується з урахуванням підсилення швів при густині сталі 7850 кг/м³ і подається в цитованому ГОСТі.

У системах теплопостачання для транспортування гарячої води і пари застосовуються в основному сталеві труби: водогазопровідні за ГОСТом 3262-75 (табл. 62), безшовні горячедеформовані за ГОСТом 8732-78 (табл. 63), безшовні холоднодеформовані за ГОСТом 8734-75 (табл. 64), електрозварні прямошовні за ГОСТом 10704-76 (табл. 65), електрозварні зі спіральним швом за ГОСТом 8696-74 (табл. 66).

6.7.2. Визначення діаметра і пропускної спроможності трубопроводів

При проектуванні і реконструкції систем теплозабезпечення промислових підприємств доводиться визначати діаметр і пропускну спроможність паро- і конденсатопроводів. Визначити ці величини можна графічно за допомогою номограми, наведеної на рис.106, і аналітично [42].

Діаметри паро- і конденсатопроводів у м рекомендується визначати за такими рівняннями:

$$d_n = 0,63 k_e^{0,0475} G_n^{0,38} (R_n \rho)^{-0,19};$$

$$d_k = 0,63 k_e^{0,0475} G_k^{0,38} \rho^{-0,19} (R_n \rho)^{-0,19},$$

де G_n – витрата пари, кг/с; G_k – витрата конденсату, кг/с; k_e – коефіцієнт екви-

валентної шорсткості, рівний $2 \cdot 10^{-4}$ м для паропроводів і 10^{-3} м для конденсатороводів; R_f – питоме падіння тиску, Па/м; ρ – густина пари або конденсату, кг/м³.

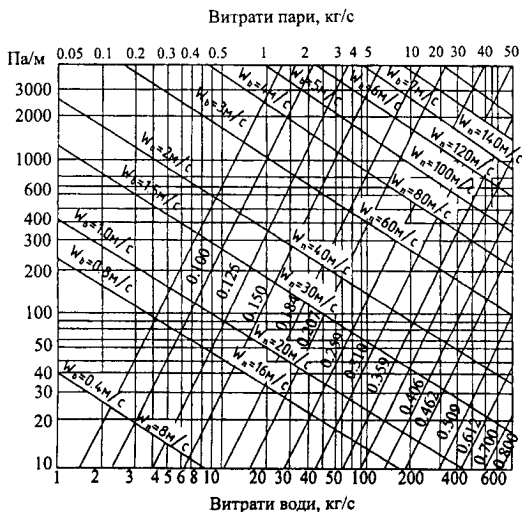


Рис.106. Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів

Пропускна спроможність паро- і конденсатороводів в кг/с, відповідно, дорівнює:

$$G_n = 3,35 (R_n \rho)^{0,5} d_n^{2,625} k_e^{-0,125};$$

$$G_k = 3,35 \rho^{0,15} (R_n \rho)^{0,5} d_k^{2,625} k_e^{-0,125},$$

де d – діаметр трубопроводу, м.

Густина пари береться з урахуванням тиску за таблицями водяної пари. Густину чистого конденсату можна з достатньою для розрахунку точністю брати рівною 980 кг/м³. Якщо в конденсаті міститься пара, то необхідно врахувати його вміст. Масові частки пари в суміші конденсату і пари за конденсатними горщиками x_1 і в кінці конденсатороводу x_2 , відповідно, рівні:

$$x_1 = c (T_{k1} - T_{n1}) / (i_1 - c T_{n1});$$

$$x_2 = c (T_{k2} - T_{n2}) / (i_2 - c T_{n2}),$$

де c – теплоємність конденсату, кДж/(кг·К); T_{k1} і T_{k2} – температура конденсату на початку і в кінці конденсатороводу, °С; T_{n1} і T_{n2} – температура насичення пари на початку і в кінці конденсатороводу, °С.

Тоді густина суміші конденсату і пари:

$$\rho = 1 / \{ [(1 - x_{cp}) / \rho_k] + (x_{cp} / \rho_n) \},$$

де $x_{cp} = 0,5(x_1 + x_2)$ – середнє значення частки пари в суміші.

При цьому не враховується різниця швидкостей парової і рідкої фаз, тому розрахунок діаметра конденсатопроводу за середнім значенням густини не може претендувати на велику точність.

Допустиме лінійне значення падіння тиску в паро- і конденсатопроводі можна визначити з виразу:

$$R_n = \Delta p / (1 + \alpha) l \quad (6.8)$$

де l – довжина трубопроводу, м; α – коефіцієнт, що враховує місцеві опори; Δp – перепад тисків, Па.

У більшості випадків рівняння (6.8) зручне для практичних розрахунків, якщо значення Δp відоме; воно обумовлене заданим падінням тиску пари, що диктується технічними вимогами споживача. Значення α і l відомі з попередньої компановки трубопроводу. Якщо ж значення Δp не задано, тоді доводиться вибирати його попередньо і весь розрахунок вести методом послідовних наближень.

Приклад 30. Визначити діаметр конденсатопроводу довжиною $l = 600$ м, що транспортує пароконденсатну суміш у кількості $D_{cm} = 10$ кг/с від теплоспоживачів у закритий збірник конденсату. Абсолютний тиск у теплоспоживачах $p_o = 0,4$ МПа, після конденсатних горщиків за теплоспоживачами $p_1 = 0,14$ МПа і в збірнику конденсату $p_2 = 0,12$ МПа. Конденсаційні горщики і збірник конденсату знаходяться на одному рівні. Конденсат виходить від теплоспоживачів з переохолодженням $\Delta T = 10^\circ\text{C}$. Коефіцієнт місцевих втрат тиску $\alpha = 0,1$; а еквівалентна шорсткість $k_e = 1,0$ мм. Питомі втрати тепла конденсатопроводом 80, а частка місцевих втрат теплоти – 0,25 Вт/м.

Температура насиченої пари у теплоспоживачах $T_{n0} = 143^\circ\text{C}$. Температура конденсату, що виходить з них $T_{к1} = 143 - 10 = 133^\circ\text{C}$. Ентальпія пари, що утворилася за конденсаційним горщиком $i_1 = 2691$ кДж/кг ($p_1 = 0,14$ МПа), температура його насичення $T_{н1} = 109^\circ\text{C}$.

Визначаємо масову частку пари вторинного закипання в суміші з конденсатом:

$$x_1 = c(T_{к1} - T_{н1}) / (i_1 - cT_{н1}) = 4,19(133 - 109) / (2691 - 4,19 \cdot 109) = 0,046.$$

Втрати теплоти по довжині конденсатопроводу складають:

$$Q = 1,125ql = 1,125 \cdot 80 \cdot 600 = 54000 \text{ Вт.}$$

Температура в кінці конденсатопроводу за відсутності пароутворення:

$$T_{н2} = T_{к2} - [Q / (D_{cm}c)] = 133 - [54000 / (10 \cdot 2,1 \cdot 1000)] = 130^\circ\text{C}.$$

Масова частка пари в пароводяній суміші в кінці конденсатопроводу при $p_2 = 0,12$ МПа, $T_{н2} = 105^\circ\text{C}$, $i_2 = 2684$ кДж/кг дорівнює:

$$x_2 = c(T_{к2} - T_{н2}) / (i_2 - cT_{н2}) = 4,19(130 - 105) / (2684 - 4,19 \cdot 105) = 0,047.$$

Середня масова частка пари в суміші з конденсатом:

$$x_{ср} = 0,5(x_1 + x_2) = 0,5(0,046 + 0,047) = 0,0465.$$

Звідси середня густина суміші конденсату і пари при $\rho_k = 935 \text{ кг/м}^3$ і $\rho_n = 0,75 \text{ кг/м}^3$ (при $p_{ср} = 0,13 \text{ МПа}$) складає:

$$\rho_{см} = 1 / \{ [(1 - x_{ср}) / \rho_k] + (x_{ср} / \rho_n) \} = 1 / \{ [(1 - 0,0465) / 935] + (0,0465 / 0,75) \} = 16 \text{ кг/м}^3.$$

Допустиме питоме падіння тиску в конденсатопроводі дорівнює:

$$R_n = \Delta p / [(1 + \alpha) l] = (1,4 - 1,2) 10^5 / [(1 + 0,1) 600] = 30 \text{ Па/м}.$$

Перераховуємо питомий опір для того щоб можна було користуватися номограмою рис.106:

$$R_n = 935 / 16 = 61 \text{ Па/м}.$$

За номограмою визначаємо діаметр конденсатопроводу $d = 0,125 \text{ м}$, що співпадає зі стандартним значенням.

Якщо розрахунок вести без урахування пароутворення, тоді діаметр конденсатопроводу становитиме $0,150 \text{ м}$ (при $R_n = 31,4 \text{ Па/м}$).

Таким чином, в умовах пароутворення діаметр конденсатопроводу зменшується в 1, 2 рази.

Приклад 31. Визначити пропускну спроможність паропроводу $d_n/d_e = 159/150$ мм довжиною $l = 1000 \text{ м}$, прокладеного на естакаді. Пара потрапляє в паропровід з $p_1 = 0,6 \text{ МПа}$, а виходить при $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$. Паропровід має 5 засувок, 5 гнутих колін з $r_k = 3d$; 13 П-подібних компенсаторів з $r_k = 3d$. Питомі втрати теплоти $q = 110 \text{ Вт/м}$, а місцеві втрати складають 25% повних втрат теплоти паропроводу.

Повні втрати теплоти паропроводом складають:

$$Q = 1,25ql = 1,25 \cdot 110 \cdot 1000 = 137500 \text{ Вт}.$$

Кількість сконденсованої пари при середньому значенні теплоти пароутворення $r_n = 2098 \text{ кДж/кг}$ визначимо за формулою:

$$G_k = Q / r_n = 137500 / 2098000 = 0,0655 \text{ кг/с}.$$

Еквівалентна і приведена довжини, відповідно, рівні:

$$l_e = (2,9 \cdot 5 + 3,4 \cdot 5 + 16,1 \cdot 13) 1,26 = 241 \text{ м};$$

$$l_n = l + l_e = 1000 + 241 = 1241 \text{ м}.$$

Питоме падіння тиску:

$$R_n = \Delta p / l_n = (0,6 - 0,5) 10^6 / 1241 = 81 \text{ Па}.$$

Середню густину пари визначаємо за таблицями насиченої пари $\rho = 2,95 \text{ кг/м}^3$. Тоді пропускну спроможність паропроводу буде дорівнювати:

$$G_n = 3,35(R_n \rho)^{0,5} = 3,35(81 \cdot 2,95)^{0,5} \cdot 0,150^{2,625} / 0,0002^{0,125} = 1,032 \text{ кг/с},$$

а витрати пари у споживача:

$$D = G_n - G_k = 1,032 - 0,0655 = 0,9665 \text{ кг/с}.$$

6.7.3. Компенсація термічних подовжень

Компенсатори слугують для сприйняття температурних подовжень сталевих трубопроводів і розвантаження від температурних напруг. Температурне подовження трубопроводу залежить від властивостей матеріалу трубопроводу і температурного перепаду і визначається за формулою:

$$\Delta l = \alpha l (T_2 - T_1),$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення вуглецевих трубних сталей, мм/(м·К); l – довжина розглядуваної ділянки трубопроводу, м; T_1 – максимальна температура стінки труби, прийнята рівною максимальній температурі теплоносія, °С; T_2 – мінімальна температура стінки труби, прийнята рівною розрахунковій температурі зовнішнього повітря, °С.

Коефіцієнти лінійного розширення трубних сталей і модуль пружності E визначаються за табл.67.

67. Коефіцієнти лінійного розширення і модуль пружності трубних сталей

Температура стінки труби, °С	Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha \cdot 10^2$, мм/(м·К)	Модуль пружності $E \cdot 10^{-6}$, Па
20	1,18	2,05
75	1,20	1,99
100	1,22	1,975
125	1,24	1,95
150	1,25	1,93
175	1,27	1,915
200	1,28	1,875
225	1,30	1,847
250	1,31	1,82
275	1,32	1,79
300	1,34	1,755
325	1,35	1,727

За принципом роботи компенсатори діляться на дві групи: осьові і гнучкі (гнуті). Осьові компенсатори можуть бути сальникові і виконуються ковзкого типу; температурні подовження приводять до телескопічного переміщенням труб усередину корпусу компенсатора, що має сальникове ущільнення. До

осьових належать також лінзові компенсатори. Гнучкі компенсатори сприймають температурні переміщення трубопроводу за допомогою вигину ділянок труб. Виконуються вони П-подібної форми.

Крім застосування спеціальних компенсаторів, можуть бути використані для сприйняття температурних подовжень окремі ділянки теплопроводу. Цей метод компенсації теплових деформацій прийнято називати природною компенсацією.

Нерухомі опори поділяють трубопровід на окремі ланки, що не залежать одна від іншої щодо теплового подовження. На кожній такій ділянці ставляться компенсатори або передбачається самокомпенсація.

Установка компенсаторів викликає додаткові витрати при монтажі й експлуатації, особливо це стосується гнучких і сальникових компенсаторів, тому при розробці монтажної схеми треба прагнути до мінімальної їхньої кількості.

68. Допустимі відстані між нерухомими опорами трубопроводів пари

Умовний прохід, мм	Параметри пари			
	$p=0,8$ МПа, $T=250^{\circ}\text{C}$		$p=1,4$ МПа, $T=300^{\circ}\text{C}$	
	Відстань між опорами П-подібного компенсатора, м	Відстань між опорами для сальникового компенсатора, м	Відстань між опорами П-подібного компенсатора, м	Відстань між опорами для сальникового компенсатора, м
25	50	—	50	—
32	60	—	60	—
40-50	60	—	60	—
70	70	—	70	—
80	80	—	80	—
100	80	60	80	50
125	90	60	90	50
150	100	70	90	60
175	100	70	100	60
200	120	70	100	60
250	120	70	120	60
300	120	70	120	60
350	120	70	120	60
400	140	100	140	80

Примітка. Дані використовуються для прокладки трубопроводів у каналах.

При розміщенні по трасі нерухомих опор треба враховувати таке: нерухомі опори ставляться, насамперед, у місцях відгалужень трубопроводу; самокомпенсацію теплового подовження можна використовувати при значенні утвореного трубами кута не більше 120° ; при великих кутах труби повинні закріплюватися; при розміщенні нерухомих опор на інших прямих ділянках виходять із допустимих відстаней між нерухогими опорами залежно від діаметра труб, типа компенсаторів і параметрів теплоносія, що визначаються за табл. 68.

Всі компенсатори до приєднання їх до трубопроводу повинні бути розтягнуті або стиснуті на розмір, зазначений у проекті. Холодний натяг здійснюється за допомогою розпірних або стискуючих пристроїв. За відсутності необхідних вказівок у проекті розмір попередньої холодної розтяжки приймають при робочій температурі до 400°C рівним $0,5\Delta l$, а при температурі понад 400°C – рівним Δl .

Зазор між торцями труб у місці холодного натягу має бути рівним розміру холодного натягу плюс зазор для зварювання. Розпірний пристрій видаляється після закінчення зварювання, термообробки зварного з'єднання і повного остигання стику.

Оскільки компенсація теплових подовжень трубопроводів здійснюється не тільки за рахунок компенсаторів, але і за рахунок наявних у нього вигинів, холодному натягу підлягають також окремі ділянки трубопроводів (між двома нерухогими опорами), в яких є гнуті елементи. Натяг труб робиться домкратами, таями і болтами, закріпленими в хомутах на кінцях труб, що стикуються.

Розділ 7. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ВИПАРНИХ АПАРАТІВ, ЗБІРНИКІВ І ТРУБОПРОВІДІВ

7.1. Допустимі напруги металів

При розрахунку збірників конденсату і випарних апаратів на міцність за розрахунковий тиск приймають робочий тиск. Гідростатичний тиск урахується, якщо він перевищує робочий тиск більше ніж на 5%.

За розрахункову температуру стінки збірника або апарата приймається найбільша температура стінки, визначена на підставі теплового розрахунку і результатів випробувань. Якщо визначити температуру розрахунком або випробуванням неможливо, то в цьому випадку за розрахункову температуру приймається температура середовища, що дотикається стінки. При нагріванні стінки відкритим полум'ям або гарячими газами з температурою 250°C і вище, розрахункову температуру приймають рівною температурі середовища, що дотикається стінки, збільшеній на 50°C, але не менше 250°C. У випадку захисту стінки футеровкою розрахункову температуру приймають рівною найбільшій температурі футеровки, що дотикається стінки.

При розрахунку збірників і випарних апаратів на міцність необхідно знати номінально допустиму напругу для сталі обраної марки при розрахунковій температурі стінки. Номінально допустимі напруги приймають рівними найменшій з таких величин [32]:

$$\sigma_{\text{дон}}^* \leq \sigma'_s / n_s; \sigma_{\text{дон}}^* \leq \sigma'_{o2} / n_m; \sigma_{\text{дон}}^* \leq \sigma'_{dn} / n_{dn}.$$

Тут $\sigma_{\text{дон}}^*$ – номінально допустима напруга, МПа; σ'_s, σ'_{o2} – гарантовані значення при робочих температурах, відповідно до тимчасового опору розриву, умовної (при залишковій деформації 0,2%) межі текучості при розтягу; умовної межі тривалої міцності при розтягу (напруга, що викликає руйнування через 100000 год); n_s, n_m, n_{dn} – коефіцієнти запасу міцності для апаратів, що працюють під тиском інертних середовищ, складають 2,6; 1,5; 1,5; для апаратів, що працюють під тиском отруйних, вибухо- і пожежонебезпечних середовищ – 2,85; 1,65; 1,65.

У табл. 69 наведені значення номінально допустимих напружень для сталей різних марок. Для проміжних значень температури стінки величину допустимого напруження визначають шляхом інтерполяції двох найближчих значень, які є в таблиці, із закругленням результату до 0,05 МПа у бік меншої величини.

Допустиме напруження визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{дон}} = \eta \cdot \sigma_{\text{дон}}^*$$

Поправочний коефіцієнт η визначається залежно від відповідальності збірника або апарата і складає для апаратів, що знаходяться під тиском вибухо-

і пожежонебезпечних середовищ, а також сильнодіючих отруйних речовин 0,9. Для всіх інших апаратів $\eta = 1$.

69. Допустимі напруги сталі різних марок, МПа

Температура стінки, °С	Марки сталі							
	Ст2	Ст3	10	20	102С1	15ГС	16ГС	X18Н10Т
20	127	137	127	144	173	181	166	137
150	115	126	117	135	166	170	152	122
200	111	121	113	132	163	165	147	118
250	107	117	110	129	161	162	142	113
300	96	105	98	116	150	150	131	98
320	–	–	93	111	145	142	127	95
340	–	–	88	107	138	134	122	92
360	–	–	83	101	132	126	117	89
380	–	–	79	95	125	118	112	87
400	–	–	75	90	117	111	107	84

При розрахунку елементів збірників і апаратів на міцність враховується корозійний вплив робочого середовища на стінки в експлуатаційних умовах, що компенсується добавкою до товщини стінки C_k :

$$C_k = P\tau_a$$

де τ_a – амортизаційний термін роботи апарата (можна приймати 10 років); P – корозійна проникливість, яка складає орієнтовно 0,1 мм/рік.

7.2. Розрахунок циліндричних обичайок

7.2.1. Обичайки, що працюють під внутрішнім тиском

Розрахунок товщини стінки обичайки ведемо за умови:

$$(\delta - C_k)/D \leq 0,1,$$

$$\delta = [pD_g / (2\varphi\sigma_{дон} - p)] + C_k.$$

Тут δ – товщина стінки, см; D і D_g – діаметр, що вибирається, і внутрішній діаметр, см; p – надлишковий тиск, МПа; φ – коефіцієнт, що враховує послаблення обичайки зварним швом і наявність незакріплених отворів; за відсутності незакріплених отворів $\varphi = 0,7 \dots 1,0$, залежно від типу шва; коефіцієнт послаблення обичайки отвором розраховується за формулою $\varphi_o = (D_g - d_o)/D_g$ [32].

Допустимий тиск дорівнює:

$$p_{\text{дон}} = 2\varphi\sigma_{\text{дон}}(\delta - C_{\kappa}) / (D + \delta - C_{\kappa}).$$

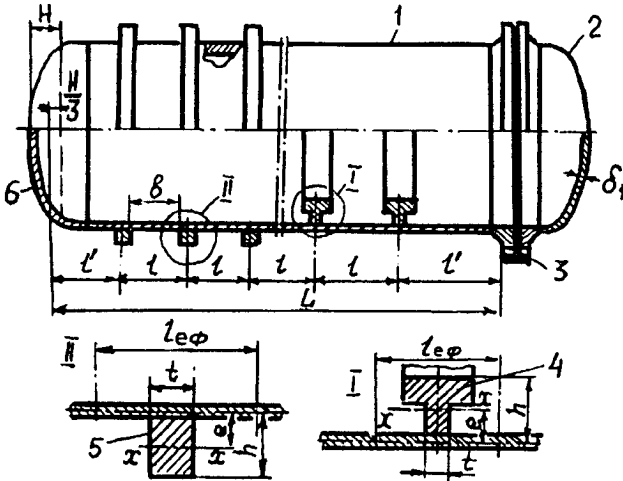


Рис.107. Циліндрична посудина з ребрами жорсткості

(l' може бути відмінним від l): 1 – обичайка; 2 – кришка; 3 – фланець; 4 – внутрішнє кільце жорсткості; 5 – зовнішнє кільце жорсткості; 6 – днище

Допустимий тиск для циліндричних обичайок, закріплених кільцями жорсткості, наведених на рис.107, за умов $(\delta - C_{\kappa})/D_{\text{в}} \leq 0,1$ і $h/D_{\text{в}} \leq 0,3$ визначається за формулою:

$$p_{\text{дон}} = 2\varphi\sigma_{\text{дон}}(\delta - C_{\kappa})(1 + \Delta) / (D_{\text{в}} + \delta - C_{\kappa}),$$

де Δ – параметр, який характеризує збільшення допустимого тиску за рахунок наявності кілець жорсткості, його вибирають найменшим з двох величин, що визначаються за формулами:

$$\Delta_1 = K_1 \delta_{\kappa}; \quad \Delta_2 = [(2\varphi_0/\varphi) - 1] / [1 + (\varphi_0 \lambda^2 / \varphi)].$$

де $K_1 = \sigma_{\kappa \text{дон}} \varphi_{\kappa} / \sigma_{\text{дон}} \varphi$; $\delta_{\kappa} = F / [l(\delta - C_{\kappa})]$; $\lambda^2 = b^2 / [D_{\text{в}}(\delta - C_{\kappa})]$; $\sigma_{\kappa \text{дон}}$ – допустиме напруження в кільці жорсткості, МПа; φ_{κ} – коефіцієнт міцності замикаючого зварного з'єднання в кільці жорсткості.

Необхідний параметр $\Delta_{\text{мп}}$ при заданому тиску p і вибраній товщині стінки обичайки визначається за формулою:

$$\Delta_{\text{мп}} = \{p(D_{\text{в}} + \delta - C_{\kappa}) / [2\varphi\sigma_{\text{дон}}(\delta - C_{\kappa})]\} - 1.$$

При $\Delta_{\text{мп}} \leq 0$ обичайка не потребує підсилення; при $0 < \Delta_{\text{мп}} \leq (2\varphi_0/\varphi) - 1$ обичайку підкріплюють кільцями жорсткості.

Відстань між сусідніми кільцями і площа поперечного перерізу кожного кільця вибирають з умов:

$$b \leq \sqrt{D_s (\delta - C_\kappa) [(2/\Delta_{mp}) - (\varphi/\varphi_0)(1 + \Delta_{mp}^{-1})]};$$

$$F \geq [l_{ef}(\delta - C_\kappa)/K_l] \Delta_{mp},$$

де $l_{ef} = b + t$ – ефективна довжина обичайки, см; t – ширина обичайки.

Якщо $\Delta_{mp} > (2\varphi_0/\varphi) - 1$, то товщину стінки обичайки збільшують до значення, за якою:

$$0 < \Delta_{mp} \leq (2\varphi_0/\varphi) - 1.$$

7.2.2. Обичайки, що працюють під зовнішнім тиском

Гладкі циліндричні обичайки, що задовольняють умови:

$$1,5 \sqrt{2(\delta - C_\kappa)/D_s} \leq l/D_s \leq \sqrt{D_s/[2(\delta - C_\kappa)]}$$

або:

$$0,052 \sqrt[4]{p/10^{-5} E} \leq l/D_s \leq 7,64 \sqrt[4]{10^{-5} E/p},$$

і які працюють в межах пружності, тобто при

$$(\delta - C_\kappa) D_s \leq 1,1 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{(l/D_s)^2 (\sigma_r/10^{-2} E)^2} \quad (7.1)$$

розраховують на стійкість за одною з таких формул:

– товщину стінки:

$$\delta = [0,47(D_s/100)] \{ (pl/(10^{-5} E D_s)^{0,4}) + C_{\kappa_i} \};$$

– допустимий тиск:

$$p_{дон} = 6,49 \cdot 10^{-5} E (D_s/l) [100(\delta - C_\kappa)/D_s]^2 \sqrt{100(\delta - C_\kappa)/D_s},$$

де δ_c – напруження при гідравлічному випробуванні, МПа; E – модуль пружності, МН/м².

Якщо рівняння (7.1) не задовольняється, тоді допустимий поверхневий тиск при заданій товщині стінки можна визначити за формулою:

$$p_{дон} = 2E(\delta - C_\kappa) D_s \xi_l,$$

де $\xi_l = (1,5E/\sigma_m) + \{1,53\sigma_m D_s/[E(\delta - C_\kappa)]\} \{l/(\delta - C_\kappa)\}^2$.

Тут σ_m – мінімальне значення межі текучості при розрахунковій температурі, МПа.

Розрахункове значення модуля пружності E для вуглецевих і легованих сталей залежно від робочої температури визначають за табл.70.

Коефіцієнт запасу стійкості елементів, що працюють під зовнішнім тиском, враховано при виводі розрахункових формул.

У формулах для розрахунку гладких обичайок, які працюють під дією зовнішнього тиску, коефіцієнт запасу стійкості дорівнює 2,6.

70. Значення модуля пружності залежно від температури стінки

Сталі								
	20	100	150	200	250	300	350	400
Вуглецева	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55
Лігована	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,91	1,86	1,81

Гладкі циліндричні обичайки, які задовільняють умови:

$$L/D_e > \sqrt{D_e / [2(\delta - C_k)]} \quad \text{або} \quad L/D_e > 7,64 \sqrt{10^{-5} E / p}$$

і працюють в межах пружності, тобто при

$$(\delta - C_k)/D_e \leq 0,95 \sqrt{\sigma_T / E},$$

розраховують за одною з таких формул:

- товщина стінки обичайки:

$$\delta = 1,06(D_e/100) \sqrt{p/10^{-5} E} + C_k$$

- допустимий тиск:

$$p_{дон} = 0,85 \cdot 10^{-5} E [100(\delta - C_k)/D_e]^3.$$

Якщо умова $(\delta - C_k)/D_e \leq 0,95 \sqrt{\sigma_T / E}$ не задовільняється, тоді допустимий зовнішній тиск при заданій товщині стінки визначається за формулою:

$$p_{дон} = 2E(\delta - C_k) / \{D_e [1,5E/\delta_m] + (D_e/(\delta - C_k))^2\}.$$

У першому наближенні товщину стінки обичайки можна визначити за формулами для гладкої, не підкріпленої кільцями жорсткості циліндричної обичайки.

Допустимий тиск для обичайок, підкріплених кільцями жорсткості і які працюють під зовнішнім тиском, вибирають з двох значень: $p_{дон}^I$ і $p_{дон}^{II}$; $p_{дон}^I$ і визначають за формулою допустимого тиску для гладких циліндричних обичайок; допустимий тиск $p_{дон}^{II}$ визначають:

- для обичайок, у яких: $L/D_e < 7,68 \sqrt{\{D_e / [100K(\delta - C_k)]\}}$,

за формулою:

$$p_{дон}^{II} = 6,49 \cdot 10^{-5} E (K^{1,5} D_e / L) [100(\delta - C_k)/D_e]^2,5;$$

- для обичайок, у яких: $L/D_e < 7,68 \sqrt{\{D_e / [100K(\delta - C_k)]\}}$,

$$p_{дон}^{II} = 0,846 \cdot 10^{-5} E [100(\delta - C_k)/D_e]^3 K^2,$$

де $K^2 = (l_{ef}/l) + \{10,92/[l(\delta - C_k)^3]\} \{1 + [e^2 F l_{ef}(\delta - C_k)/(F + l_{ef}(\delta - C_k))]\}$;

$l_{ef} = l - \{l/[1 + (l(\delta - C_k)^3)/36][1 - t - 1,1 \sqrt{\{D_e / (\delta - C_k)\}}]\}$; I - момент інерції.

Ділянка застосування цих формул обмежується умовою:

$$l, 3pD_0 l / [F + (\delta - C_{\kappa}) l] \leq \delta_m$$

7.2.3. Обичайки, що працюють під дією осової стискувальної сили і згинального моменту

Розрахунки виконують для перевірки стійкості сталевих циліндричних обичайок вертикальних і горизонтальних збірників і апаратів, які знаходяться під навантаженням від власної маси, маси рухомих частин, маси рідини, що заповнює ємність, а також під дією сейсмічності, вітру та інших навантажень, які викликають виникнення стискувальних напружень в осьовому напрямку обичайок.

Циліндричні обичайки, навантажені стискувальною силою, перевіряють на місцеву стійкість за формулою:

$$N \leq N_{\text{дон}},$$

де допускаємо осьова стискувальна сила $N_{\text{дон}} = \varphi_c \delta^* \pi D_0 (\delta - C_{\kappa})$, тут коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_c визначається за формулами:

– при $D_0 / [2(\delta - C_{\kappa})] > 0,18E / \sigma_m$

$$\varphi_c = 0,75 K_c / [\delta_m D_0 / (2E(\delta - C_{\kappa}))],$$

де параметр K_c приймають за табл.71;

71. Значення параметра K_c

$D_0 / [2(\delta - C_{\kappa})]$	Від 0,18 до 250	250	500	750	1000	1500	2000
K_c	0,14	0,14	0,12	0,095	0,080	0,070	0,060

– при $D_0 / [2(\delta - C_{\kappa})] < 0,18E / \sigma_m$

$$\varphi_c = 1 / \{1 + 23[\delta_m D_0 / (2E(\delta - C_{\kappa}))]^2\}.$$

Довгі труби, навантажені осьовою стискувальною силою, для яких коефіцієнт зменшення допустимих напружень при повздовжньому згинанні $\varphi_l < \varphi_c$, перевіряють на загальну стійкість за формулою:

$$N \leq N_{\text{дон}}$$

де $N_{\text{дон}} = \varphi_l \delta^* \pi D_0 (\delta - C_{\kappa})$ – нормативне допустиме напруження, КПа.

Коефіцієнт зменшення допустимих напружень при повздовжньому згинанні центрально-стиснутих елементів кільцевого перерізу φ_l визначають за табл.72 залежно від приведеної гнучкості, яку для центрально-стиснутих тонкостінних перерізу елементів визначають за формулою:

$$\lambda = 3,46(l_{np} / D_0) \sqrt{\delta_m / (1,5E)}.$$

72. Значення φ_t для центрально-стиснутих елементів кільцевого перерізу залежно від λ

Наведена гнучкість λ	Коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_t	Наведена гнучкість λ	Коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_t	Наведена гнучкість λ	Коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_t
0,5	0,975	1,0	0,940	1,5	0,90
2,0	0,840	2,5	0,76	3,0	0,67
3,5	0,57	4,0	0,47	4,5	0,39
5,0	0,325	5,5	0,272	6,0	0,228
6,5	0,193	7,0	0,168	7,5	0,148
8,0	0,128	8,5	0,114	9,0	0,101
10,0	0,082	—	—	—	—

Приведену розрахункову довжину l_{np} центрально-стиснутих елементів залежно від способу закріплення кінців приймають за табл.73.

Циліндричні обичайки при дії згинального моменту M перевіряють на стійкість за формулою:

$$M \leq M_{\text{дон}},$$

де $M_{\text{дон}} = \varphi_n \delta^* \pi D_g^2 (\delta - C_{\kappa}) / 4$, тут коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_n визначають таким шляхом:

$$\text{— при } D_g / [2(\delta - C_{\kappa})] \geq 0,23E / \sigma_m$$

$$\varphi_n = 1,5 K_u E (\delta - C_{\kappa}) / (\sigma_m D_g),$$

де параметр K_u приймають за табл.74;

$$\text{— при } D_g / [2(\delta - C_{\kappa})] < 0,23E / \sigma_m$$

$$\varphi_n = 1 / \{1 + 15,3 [\delta_m D_g / (2E(\delta - C_{\kappa}))]^2\}.$$

У тому випадку, коли згинальний момент утворюється дією поперечного навантаження (власної маси посудини, масою рідини, вітрового навантаження та інше), циліндричну обичайку перевіряють на місцеву стійкість за формулою:

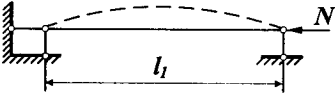
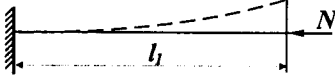
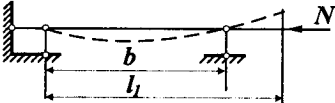

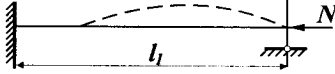
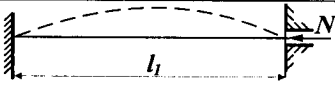
$$Q \leq E(\delta - C_{\kappa})^2 \{0,15 + 2,6 [D_g(\delta - C_{\kappa}) / L^2]\}$$

де Q – перерізуюча сила, Н.

Циліндричні обичайки, що працюють під сумісною дією зовнішнього тиску, осрової стискувальної сили і згинального моменту, перевіряють на стійкість за формулою:

$$(N/N_{\text{дон}}) + (M/M_{\text{дон}}) + (p/p_{\text{дон}}) \leq 1,0.$$

73. Значення приведеної довжини

Розрахункова схема і способи закріплення кінців	l_{np}	$m=b/l_1$
	l_1	–
	$2 l_1$	–
	$2 l_1$	0
	$1,73 l_1$	0,2
	$1,47 l_1$	0,4
	$1,23 l_1$	0,6
	$1,06 l_1$	0,8
	l_1	1,0
	$2 l_1$	0
	$1,7 l_1$	0,2
	$1,4 l_1$	0,4
	$1,11 l_1$	0,6
	$0,85 l_1$	0,8
$0,7 l_1$	1,0	
		–
	$0,5 l_1$	

74. Значення параметра K_u

$D_e/[2(\delta - C_k)]$	Від $0,23E/\delta_m$ до 250	250	500	750	1000	1500	2000
K_u	0,17	0,17	0,13	0,12	0,10	0,085	0,08

7.3. Розрахунок конічних елементів

7.3.1. Елемент, що працює під тиском

При визначенні товщини стінки конічного елемента, наведеного на рис.108, приймають більше з двох значень, отриманих за формулами [32]:

$$\delta_1 = p D_e y / (4 \varphi \sigma_{\text{дон}}) + C_K; \quad \delta_2 = p D_e / [(2 \varphi \sigma_{\text{дон}} - p) \cos \alpha] + C_K$$

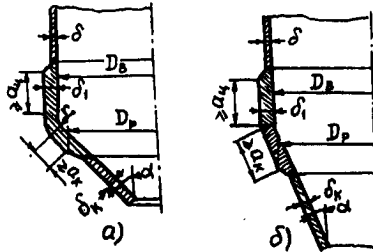


Рис.108. Конічний елемент: а – з тороїдальним; б – без тороїдального переходу (на рисунках вказані прийняті умови позначення розмірів)

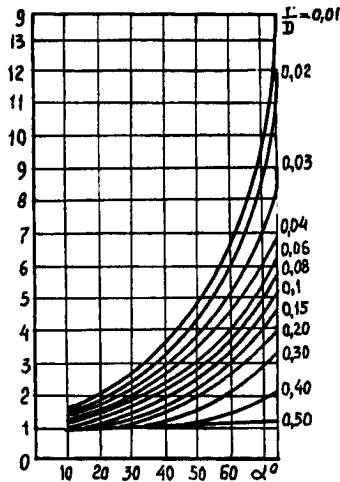


Рис. 109. Залежність коефіцієнта y від α і $\frac{r}{D}$

У всіх випадках δ_1 повинно бути не менше товщини гладкої циліндричної обичайки.

Коефіцієнт форми днища у визначають за графіком рис.109, а кут при вершині конуса приймають рівним $2\alpha \leq 140^\circ$.

За межами відстані a_k товщину конічного елемента визначають за формулою:

$$\delta_k = p D_g / [(2\varphi \sigma_{\text{дон}} - p) \cos \alpha].$$

Допустимий тиск приймають рівним найменшому з трьох значень:

$$p_{\text{дон}} = 4\varphi \sigma_{\text{дон}} (\delta_1 - C_k) / (D_g y_0); \quad p_{\text{дон}} = 2\varphi \sigma_{\text{дон}} (\delta_1 - C_k) \cos \alpha / [D_p + (\delta_1 - C_k) \cos \alpha];$$

$$p_{\text{дон}} = 2\varphi \sigma_{\text{дон}} (\delta_k - C_k) \cos \alpha / [D_p + (\delta_k - C_k) \cos \alpha].$$

Розрахунковий діаметр для конічних елементів з тороїдальним переходом (рис. 108, а) визначають за формулою:

$$D_p = D_g - 2[r(1 - \cos \alpha) + a_k \sin \alpha].$$

Для конічних днищ без тороїдального переходу (рис. 108, б) розрахунковий діаметр визначається за формулою:

$$D_p = D_g - 2a_k \sin \alpha.$$

Внутрішній радіус відбортування r для конічних елементів з тороїдальним переходом вибирають з конструктивних міркувань.

Для конічних елементів без тороїдального переходу внутрішній радіус відбортування приймають рівним:

$$r = 0,01 D_g.$$

Конічні елементи без тороїдального переходу повинні задовольняти умову:

$$p \leq 2\varphi \sigma_{\text{дон}} (\delta_1 - C_k) / [D_g y_0 + (\delta_1 - C_k)].$$

Параметр y_0 визначається за формулою:

$$y_0 = 0,4 \operatorname{tg} \alpha / \{ \sqrt{(\delta_1 - C_k) / D_g} [1 + (1/\cos \alpha)] \} + 0,5 \text{ см.}$$

або за графіком рис.110.

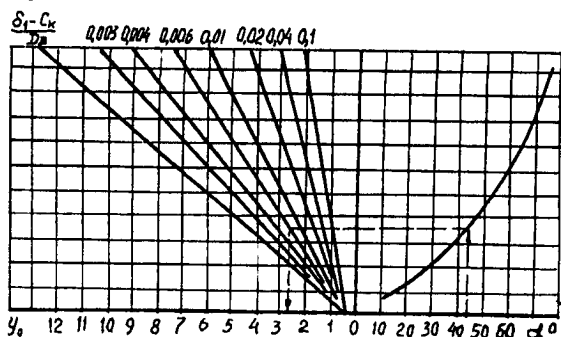


Рис.110. Залежність коефіцієнта y_0 від α і $\frac{(\delta_1 - C_k)}{D_g}$

Центральний кут при вершині конічного елемента приймають з конструктивних міркувань, а для конічних елементів без тороїдального переходу $2\alpha=60^\circ$. Коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва для конічних елементів з тороїдальним переходом приймають рівним 1,0. Якщо довжина відбортованої частини менше a_y і a_k , тоді в розрахункові формули вводять коефіцієнт $\varphi \leq 1$ залежно від відповідальності посуду і технології зварювання (ручна, автоматична).

Формули, що визначають товщину конічного елемента δ_1 і допустимий тиск $p_{дон}$ застосовуються за умови:

$$(\delta_1 - C_k)/D_e \leq 0,1/\cos\alpha.$$

7.3.2. Елемент, що працює під спільним зовнішнім тиском і осьовим стисканням

При розрахунку перевіряють стійкість конічних елементів (днищ, переходів) з центральним кутом при вершині конусу $2\alpha=120^\circ$, які перебувають під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискувальної сили. Розрахункові формули застосовуються за умови, що розрахункова температура стінки не перевищує значень, при яких виникають явища повзучості. У разі відсутності точних даних, формули застосовні за умови, що розрахункова температура стінки з вуглецевої сталі не перевищує 380°C , з низьколегованої сталі 420°C і із аустенітної сталі 525°C .

Перевірку на стійкість конічних елементів збірників і апаратів роблять за формулою:

$$(N/N_{дон}) + (p/p_{дон}) \leq 1.$$

Допустиму осьову стискувальну силу визначають з умови стійкості стінки за формулою:

$$N_{дон} = \varphi_c \sigma^* \pi D_p (\delta_1 - C_k) \cos^2 \alpha,$$

де коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ_c визначають за формулами:

$$\text{– при } D_e/[2(\delta_1 - C_k)] > 0,18E/\sigma_m$$

$$\varphi_c = 0,75K_c / \{[\sigma_m D_p / [E(\delta_1 - C_k)]]\};$$

$$\text{– при } D_e/[2(\delta_1 - C_k)] < 0,18E/\sigma_m$$

$$\varphi_c = 1 / \{1 + 23[\sigma_m D_p / (2E(\delta_1 - C_k))]\}.$$

Тут коефіцієнт K_c приймають за табл.71.

У цьому випадку величину розрахункового діаметра визначають за формулою:

$$D_p = (0,9D_1 + D) / \cos\alpha.$$

Допустимий поверхневий тиск $p_{дон}$ визначають за формулами для гладких циліндричних обичайок, що працюють під зовнішнім тиском.

7.4. Розрахунок днищ

7.4.1. Опуклі днища

Типи опуклих днищ, що застосовують при виготовленні збірників і випарних апаратів, подані на рис.111.

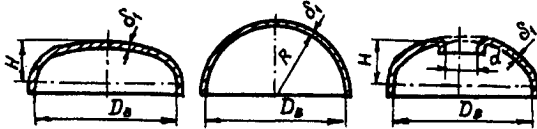


Рис.111. Типи опуклих днищ:

а) – глухе еліптичне; б) – сферичне; в) – еліптичне з лазом

Якщо витримані умови [7,32]:

$$(\delta - C_k)/D_в \leq 0,1 \text{ і } 0,2 \leq H/D_в \leq 0,5,$$

то товщину стінки еліптичних днищ, що працюють під внутрішнім тиском, визначають за формулою:

$$\delta_j = [pR / (2\varphi\sigma_{дон} - 0,5p)] + C_k$$

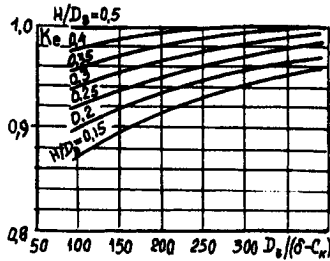


Рис. 112. Залежність коефіцієнта K_e від $\frac{D_в}{(\delta - C_k)}$ і $\frac{H}{D_в}$

Допустимий тиск у цьому випадку можна визначити за формулою:

$$p_{дон} = 2\varphi\sigma_{дон}(\delta - C_k) / [R + 0,5(\delta - C_k)],$$

де радіус кривизни у вершині днища:

$$R = D_в^2 / (4H).$$

Для стандартних днищ при $H = 0,25D_в$

$$R = D_в.$$

Якщо довжина відбортованої циліндричної частини днища:

$$l > 0,8 \sqrt{D_e(\delta_1 - C_k)},$$

тоді товщина днища повинна бути не меншою товщини обичайки.

Товщину стінки днища посуду, що працює під зовнішнім тиском, приймають більшу з двох значень:

$$\delta_1 = [(K_e R / 300) \sqrt{p / 10^{-3} E}] + C_k; \quad \delta_1 = p R \beta_1 / 2 \sigma_{\text{дон}} + C_k$$

Тут коефіцієнт K_e приймають за графіком рис.112 залежно від $D_e / (\delta - C_k)$ і H / D_e .

За допустимий зовнішній тиск приймають найменший з двох значень:

$$p_{\text{дон}} = 9 \cdot 10^{-5} E [100(\delta - C_k) / (K_e R)]^2; \quad p_{\text{дон}} = 2 \sigma_{\text{дон}} (\delta - C_k) / (\beta R),$$

де $\beta = 1 + (6 K_e \sigma_m / E)$; $\beta_1 = 0,5 \sqrt{0,25 + [12 K_e \sigma_m \sigma_{\text{дон}} / (E p)]}$.

7.4.2. Плоскі днища

Товщину стінки плоских днищ, які приєднані за допомогою зварювання до корпуса збірника або випарного апарата (рис.113), який працює під внутрішнім тиском, визначають за формулою:

$$\delta_1 = (K D_e' / K_o) \sqrt{p / \sigma_{\text{дон}}} + C_k \quad (7.2)$$

Величину коефіцієнту K залежно від типу плоского днища вибирають за рис.113. У формулах (7.2) і (7.3) K_o – коефіцієнт послаблення днища отвором. Його визначають при $d / D_e < 0,35$ за формулою $K_o = 1 - (0,43 d / D_e)$, а при $0,35 \leq d / D_e \leq 0,75$ $K_o = 0,85$.

Для днищ, що мають один нецентральний отвір або кілька розташованих у різних місцях отворів, величину K_o визначають таким чином:

$$K_o = \sqrt{1 - (\Sigma d_i / D_e)}.$$

Для днищ і кришок, наведених на рис.113, у формулі (7.2) величину D_e' приймають рівною:

для типів 1 і 4 – D_e ;

для типів 2 і 3 – $D_e - r$;

для типу 5 – D_e ;

для типу 6 – $D_{сн}$.

У всіх випадках товщина плоского днища має бути більшою за товщину обичайки. Величину радіуса для днищ типів – 2, 3 і 4 приймають, виходячи з конструктивних міркувань. Допустимий робочий тиск на плоске днище, яке працює під внутрішнім тиском, визначають за формулою:

$$p_{\text{дон}} = [K_o (\delta_1 - C_k) / (K D_e')]^2 \sigma_{\text{дон}} \quad (7.3)$$

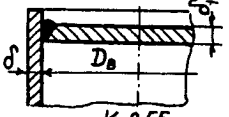
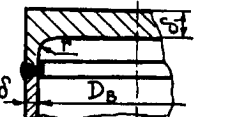
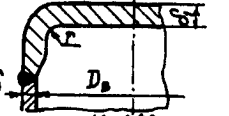
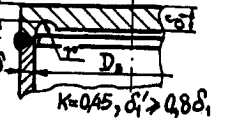
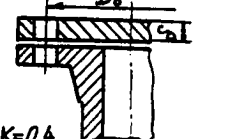
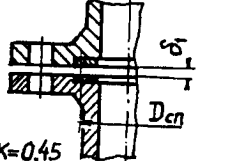
Тип днища	Вузол з'єднання днища з корпусом
1	 <p style="text-align: center;">$K=0,55$</p>
2	 <p>при $(\geq \sqrt{D(\delta - c_{\delta})})$ $K=0,45[1 - 0,23(\delta/\delta_1)]$ но не менше 0,35 при $(< \sqrt{D(\delta - c_{\delta})})$ $K=0,47[1 - 0,23(\delta/\delta_1)]$ але не менше 0,40</p>
3	 <p style="text-align: center;">$K=0,40$</p>
4	 <p style="text-align: center;">$K=0,45, \delta' \geq 0,8\delta_1$</p>
5	 <p style="text-align: center;">$K=0,4$</p>
6	 <p style="text-align: center;">$K=0,45$</p>

Рис.113. Конструкції плоских круглих днищ, приєднаних до корпусу за допомогою зварювання

Плоскі круглі днища, приварені до обичайки в тавр з $D_6 > 500$ мм, для збірників і апаратів застосовувати не рекомендується.

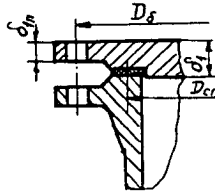


Рис. 114. Плоске кругле днище приєднане на болтах до фланця

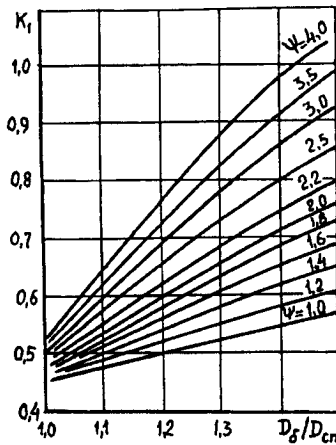


Рис. 115. Залежність коефіцієнта K_1 від $\frac{D_6}{D_{сн}}$ і $\psi = \frac{P_6}{Q_d}$

Товщину стінки плоских круглих днищ, приєднаних на болтах до фланця, як показано на рис.114, визначають за формулою:

$$\delta_1 = (K_1 D_{сн} / K_0) \sqrt{p / \sigma_{дон}} + C_{ж}$$

де $K_0 = \sqrt{1 - (\sum d_i / D_6)}$, $K_1 = \sqrt{0,0515 [(D_6 / D_{сн}) + 1]^2 + 0,5 [(D_6 / D_{сн}) - 1] (\psi - 1)}$, але не менше 0,5.

Значення коефіцієнту K_1 також можна визначати за графіком рис.115 залежно від відношення $D_6 / D_{сн}$ і $\psi = P_6 / Q_d$. Болтове навантаження в робочих умовах P_6 визначають за формулами для розрахунку фланцевих з'єднань.

Допустимий робочий тиск для плоского круглого днища, приєднаного на болтах до фланця, визначають за формулою:

$$p_{\text{дон}} = [K_o(\delta_1 - C_k) / (K_1 D_{\text{сн}})]^2 \sigma_{\text{дон}}$$

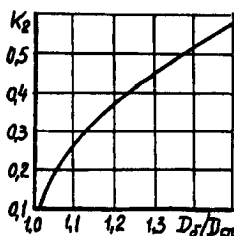


Рис. 116. Залежність коефіцієнта K_2 від $\frac{D_8}{D_{\text{сн}}}$

Товщина плоского круглого днища, приєднаного на болтах до фланця, в місті ущільнення повинна дорівнювати:

$$\delta_{1n} = K_2 \sqrt{P_g / \sigma_{\text{дон}}} + C_k$$

але не менше $\delta_{1n} \geq 0,85\delta_1$.

Коефіцієнт K_2 визначається за рис.116 або за формулою:

$$K_2 = 0,8 \sqrt{(D_8 / D_{\text{сн}}) - 1}.$$

7.5. Розрахунок безконтактних фланців

7.5.1. Фланці діаметром до 200 мм

Безконтактні фланці, наведені на рис.117, застосовуються там, де потрібна герметизація з'єднання. При розрахунку цих з'єднань використовують такі умовні позначення: $D_{\text{сн}}$ – середній діаметр прокладки, см; b – ширина прокладки (табл.75), см; $q_o = mp$ – тиск на контактних поверхнях, МПа, повинен бути не меншим за мінімальне значення, $q_{\text{оmin}}$ вказане в табл.76 для запобігання порушенню герметичності; m – коефіцієнт, який залежить від матеріалу прокладки (табл.76); p – тиск середовища, МПа; K – коефіцієнт затягування залежно від роду прокладки [32].

– м'яка прокладка – $K=1,5 \dots 2,5$;

– м'які прокладки в металевих оболонках і металеві фасонні прокладки – $K=2,5 \dots 3,5$.

– плоскі металеві прокладки – $K=3,0 \dots 4,5$.

75. Рекомендовані значення ширини і товщини плоских прокладок і сфера їх застосування

Матеріал	b	h_n	Параметри середовища	
			Тиск p , МПа, не більше	Температура T , °C
Гума	4	1...3	10	від -30 до 60
Параніт	12...20	1...3	15	від 0 до 400
Фторопласт	10	0,8...0,9	20	від -75 до 250
Фібра	8...12	1...3	15	від 0 до 100
Алюміній	8...12	1...3	50	від -196 до 250
Мідь	8...16	1...2	70	від -196 до 350
М'яка сталь	8...16	1...2	70	від -30 до 450
Сталь типу X18H9T	8...16	1...2	100	від -253 до 600

Для круглої прокладки в деформованому стані ширина $b \approx 2d_m$ де d_n – діаметр круглої прокладки. Для металевих прокладок овального і восьмикутного перерізу, прокладених в кільцевому пазі, ширина $b = d/4$.

Фланцеві з'єднання розраховують в два етапи, спочатку виконують попередній, а потім кінцевий розрахунок.

При проведенні попереднього розрахунку фланцевого з'єднання визначають: – зусилля, що діє на болти, створене для сприйняття зовнішніх навантажень і забезпечення герметизації з'єднання:

$$Q_c = K \pi D_n^2 p / 4,$$

при цьому обов'язково дотримується умова міцності фланцевих болтів:

$$\delta = 4Q_c / (z D_n^2) \leq 0,6\delta_s,$$

де z – число болтів приймають кратним чотирьом; d_n – внутрішній діаметр різьби болта, см; σ_m – межа текучості матеріалу болта при робочій температурі, МПа.

Крок між осями болтів приймають залежно від робочого тиску середовища:

$$p < 3 \text{ МПа } t = (5 \dots 7)d_n; \quad p \geq 3 \text{ МПа } t = 2,5d_n.$$

Згинальний момент у небезпечному перерізі (місце переходу від фланця до труби) на одиницю довжини знаходять за формулою:

$$M_l = \eta Q_c l_l / (\pi D_l),$$

де $\eta \leq 1$ – коефіцієнт, який можна взяти з табл.77 чи розрахувати за формулою:

$$\eta = 1 + 0,82(h/\delta_{cp})^3 \sqrt{(\delta_{cp}/r_{mp}) \lg(D_n/D_s)},$$

тут $\delta_{cp} = 0,5(\delta_l + \delta)$ – середня товщина труби фланця на конічній ділянці, см.

76. Значення коефіцієнтів і параметрів матеріалу прокладок при розрахунку фланцевих з'єднань

Матеріал прокладки	<i>m</i>			<i>q_{отів}</i> МПа	<i>q_{облс}</i> МПа	<i>q_{доп}</i> МПа	<i>E</i> , МПа
	Для повітря і пари	Для середовища з високою проникливістю	Для інших середовищ				
Гумовий лист м'який з тканинним прошарком	2,16	3,0	1,2	2,5	3,5	18	—
З твердої гуми	2,16	3,0	1,2	3,5	5,0	20	—
Твердий з тканинним прошарком	2,16	3,0	1,2	4,5	70	20	—
Параніт	2,88	4,0	1,6	10	32	110	3000
Фторопаст-4	2,52	3,1	1,4	4	10	40	2000
Фібра	2,52	3,1	1,4	40	50	80	7000
Асбест армований	2,52	3,1	1,4	10	30	120	3000
Гофрована прокладка: оболонка-мідь, алюміній оболонка-вуглецева, аустинітна сталь	2,7	3,75	1,5	20	42	110	4000
	2,88	4,0	1,6	25	50	130	2000
Оболонки гладеньких прокладок з: алюмінію, міді м'якої сталі, монель	2,88	4,0	1,6	25	50	120	5000
	3,06	4,25	1,7	28	50	130	6000
Суцільні металеві прокладки з м'якого алюмінію, м'якої міді, м'якої сталі, сталі 35М Сталі типу Х18Н9Т	3,6	5,0	2,0	50	100	140	70000
	4,32	6,0	2,4	70	160	200	11000
	4,86	6,75	2,7	80	250	350	200000
	5,4	7,5	3,0	90	350	550	200000
	5,76	8,0	3,2	100	300	600	200000

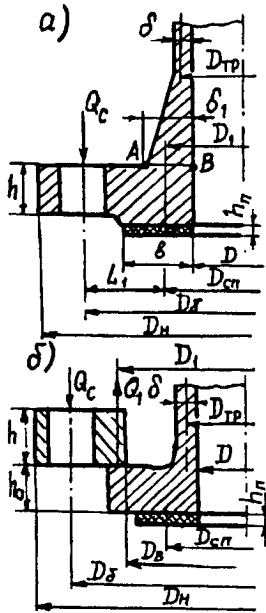


Рис.117. Безконтактні фланці: а) приварений, б) накидний

Напруження згинання в небезпечному перерізі фланця, поданого на рис.117, а, знаходять за формулою:

$$\sigma_n = 6M_l / \delta_1^2 = 6\eta Q_c l_1 / [\pi(D_\delta - \delta_1)\delta_1^2] \leq 0,6\sigma_\sigma$$

тут σ_σ – тимчасовий опір матеріалу фланця (при робочій температурі).

При розрахунку фланцевих з'єднань з вільними безконтактними фланцями (рис.117,б) передбачається, що на фланець діє повертальна деформація з виникненням колового напруження, в цьому випадку умова міцності фланця перевіряється за формулою:

$$\delta = 6Q_c(D_\delta - D_1) / [\pi D_\delta h^2 l g(D_n/D_\delta)] \leq 0,83Q_c(D_\delta - D_1) / [D_\delta h l g(D_n/D_\delta)] \leq 0,7\sigma_m$$

При кінцевому розрахунку фланцевого з'єднання визначають такі величини.

Зусилля, що забезпечує герметичність фланцевого з'єднання при плоскій прокладці:

$$P_{yn} = \pi D_{cn} b q_o$$

де b – ширина прокладки, мм; $q_o = mp$ – тиск на контактних поверхнях прокладки, МПа; p – тиск середовища, МПа; m – прокладковий коефіцієнт, приймається за табл.76.

77. Значення коефіцієнту η залежно від лінійних розмірів

δ_{cp}/h	D_n/D_s					δ_{cp}/r_{mp}
	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	
1,0	0,991	0,980	0,966	0,956	0,948	0,02
0,9	0,988	0,973	0,954	0,941	0,929	
0,8	0,982	0,962	0,936	0,917	0,902	
0,7	0,974	0,943	0,907	0,881	0,860	
0,6	0,959	0,913	0,860	0,823	0,795	
0,5	0,931	0,860	0,782	0,730	0,693	
0,4	0,874	0,758	0,647	0,581	0,536	
0,3	0,747	0,570	0,437	0,369	0,329	
1,0	0,980	0,956	0,928	0,907	0,890	0,1
0,9	0,973	0,942	0,903	0,876	0,855	
0,8	0,962	0,918	0,868	0,833	0,806	
0,7	0,943	0,882	0,814	0,768	0,734	
0,6	0,912	0,824	0,733	0,676	0,634	
0,5	0,859	0,733	0,616	0,548	0,503	
0,4	0,757	0,584	0,451	0,383	0,341	
0,3	0,569	0,372	0,258	0,208	0,180	
1,0	0,961	0,916	0,856	0,829	0,801	0,4
0,9	0,947	0,889	0,824	0,780	0,747	
0,8	0,926	0,849	0,766	0,713	0,674	
0,7	0,893	0,789	0,688	0,623	0,580	
0,6	0,840	0,702	0,579	0,510	0,465	
0,5	0,752	0,573	0,445	0,377	0,336	
0,4	0,609	0,412	0,291	0,237	0,206	
0,3	0,397	0,229	0,148	0,116	0,0986	

Зусилля, що діє на лінзову прокладку (рис.118), і сила ущільнення, пов'язані співвідношенням:

$$P_{yn} = N_{yn} \cos(\alpha + \rho) \cos \rho,$$

де $\rho \leq 8^\circ 30'$ – кут тертя ($\operatorname{tg} \rho = f$ – коефіцієнт тертя, $f = 0,15$; $\alpha = 20 \dots 30^\circ$).

Нормальна сила стискання при лінзовій прокладці знаходиться за формулою:

$$N_{yn} = \pi D_k q_{yn}$$

де q_{yn} – тиск на одиницю довжини контактної лінзи, приймається для тисків середовища до 75 МПа за даними:

D_k (мм)	50	100	200
q_{yn} (МПа)	30	40	50

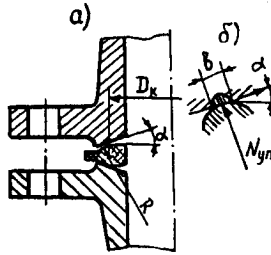


Рис.118. Фланцеве з'єднання з лінзовою прокладкою:
а) з'єднання, б) схема роботи прокладки

Допустиму величину $q_{yn\ доп}$ при $\sigma_k = 0,9\sigma_s$ визначають за формулою:

$$q_{yn\ доп} = 5,7\sigma_k^2 R/E,$$

де контактне напруження σ_k при створенні герметичності визначається за формулою:

$$\sigma_k = 0,42 \sqrt{q_{yn} E / R},$$

де E – модуль пружності матеріалу лінзи, МПа; R – радіус кривизни поверхні лінзи, см.

Для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання прокладку передчасно обтискують, сила обтискування визначають за формулою:

$$P_{обж} = \pi D_{cn} b q_{обт}$$

де b – ширина полоски контакту, її значення визначають за формулою:

$$b = 4q_{доп} / (\pi\sigma_m),$$

при цьому маємо на увазі, що питомий тиск обтискання $q_{обт} \leq q_{доп}$ (величину $q_{доп}$ визначають за табл.76); для плоских рифлених прокладок $q_{обт}$ і $q_{доп}$ приймають на 20% менше; для лінійних прокладок $q_{обт} = q_{yn}$

Сумарна сила, що діє на болти, визначається за формулою:

$$Q_c = Q_0 + (x_1 + x_2)P = Q_0 + xP,$$

де Q_0 – зусилля на болти до прикладення зовнішнього навантаження (сумарна сила затягування); P – зовнішня сила, що діє на фланцеве з'єднання:

$$P = \pi D_k^2 p / 4,$$

тут D_k – діаметр прокладки за контактною лінією ущільнення. $D_k \approx D_{cn}$; $x_i = (\lambda_{np} + \lambda_{mp}) / (\lambda_б + \lambda_ф + \lambda_{np} + \lambda_{mp})$ – коефіцієнт осевого навантаження, який приблизно приймають:

для металевих прокладок $0,1 \dots 0,3$;

для м'яких прокладок $0,2 \dots 0,4$;

для гумових прокладок $0,6 \dots 1,0$;

$\lambda_b, \lambda_\phi, \lambda_{np}, \lambda_{mp}$ – коефіцієнти податливості болтів, фланців, прокладки і труби, відповідно, см/Н; $x_2 = \lambda_\phi^* / (\lambda_b + \lambda_\phi + \lambda_{np} + \lambda_{mp})$ – коефіцієнт внутрішнього тиску; λ_ϕ^* – коефіцієнт податливості фланця, пов'язаний з радіальною деформацією стінок труби, що викликає повертання тарілок фланців і зменшує навантаження на фланцеві болти.

Приблизно можна вважати, що $x_2 = 0,3\delta_{cp}/l_1$ або $x_2 = 0,1-0,3$; $Q_c = Q_o$; $\delta_{cp} = 0,5(\delta_1 + \delta)$ – середня товщина труби фланця на конічній ділянці, см.

Коефіцієнти $\lambda_b, \lambda_\phi, \lambda_{np}, \lambda_{mp}$ визначають за формулами:

$$\lambda_b = (l_b + 0,3d_b) / (zE_6\pi d_b^2/4),$$

де z – число болтів; d_b – діаметр болта; E_6 – модуль пружності матеріалу болта при робочій температурі:

$$\lambda_\phi = 1,6l_1^2 (1-\eta) / [Eh^2 \lg(D_n/D_\phi)]; \lambda_{np} = h_{np} / (E_{np}\pi D_{cn}b); \lambda_{mp} = (l_b - h_n) / (E_n\pi D_1\delta_1).$$

Сила, що діє на прокладку $P_n = Q_o - (1-x)p$,

де $x = x_1 - x_2$.

Зусилля затягування фланцевих болтів для забезпечення герметичності з'єднання знаходять за формулою:

$$Q_o \geq (1-x)P + P_{yn},$$

або з деяким запасом:

$$Q_o \geq K\{(1-x)\pi D_{cn}^2 p / 4 + P_{yn}\},$$

тут p – робочий тиск середовища, МПа; K – коефіцієнт, рівний $1,0 \dots 1,4$ для металевих прокладок, і для прокладок, що підлягають повторним навантаженням, приймають найбільшим; для гумових прокладок $K=1,0$.

Зусилля затягування болтів при гідравлічному випробуванні пробним тиском можна визначити таким чином:

$$Q_o \geq [(1-x)\pi D_{cn}^2 p_{np} / 4 + P_{yn}].$$

тут p_{np} – пробний тиск, встановлений технічними умовами, МПа.

Зусилля затягування повинно бути більшим за зусилля обтискування, тобто

$$Q_o > P_{обж}$$

Сила тиску на прокладку повинна бути:

$$q = (Q_o + Q_o) / (\pi D_{cn}b) \leq q_{дор}$$

Зусилля в болтах, викликане температурним градієнтом, знаходять за формулою:

$$Q_l = (\alpha_\phi T_\phi - \alpha_b T_b) l_b / [0,1(\lambda_b + \lambda_\phi + \lambda_{np} + \lambda_{mp})].$$

де α_b і α_ϕ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу болтів і фланцю, відповідно; T_b і T_ϕ – температура болтів і фланцю (різниця температур болтів і фланцю при температурі середовища 300...400°C складає 10...15°C, а при температурі 400...500°C складає 15...20°C; у момент прогрівання різницю температур приймають 40...60°C).

Сумарне зусилля, яке діє на фланцеві болти в робочих умовах (рис.119):

$$Q_c = Q_o + Q_t + xP.$$

Умову міцності фланцевих болтів можна подати як:

$$\sigma = 4Q_c / z\pi d_s^2 \leq (0,6 \dots 0,9) \sigma_m$$

де d_s – внутрішній діаметр різьби; σ_m – межа текучості матеріалу болта.

При розрахунку на міцність фланців визначають напругу в болтах при гідравлічному випробуванні пробним тиском за формулою:

$$\sigma = 4(Q_o + xp_{np}) / (z\pi d_s^2),$$

тут p_{np} – пробний тиск, МПа.

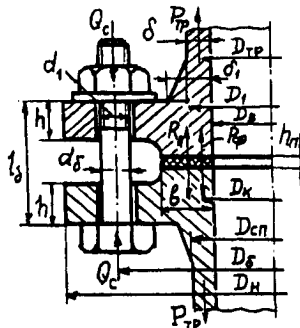


Рис.119. Розрахункова схема з'єднання з безконтактними фланцями

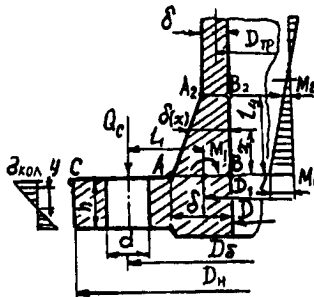


Рис.120. Схема напруги у фланці

Напряга згинання у трубі в місці приєднання до фланця (переріз АВ, рис.120) буде рівний:

$$\sigma_n = 6M_1/\delta_1^2 = 6\eta Q_c l_1 / (\pi D_e \delta_1^2).$$

У точці В у фланці на рис.120 виникає найбільша колова напруга, яку можна визначити за формулою:

$$\sigma_{кол} = 0,83 Q_c l_1 (1-\eta) / [D_e h^2 \lg(D_n/D_e)],$$

наведена напруга в цьому випадку буде становити:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_n^2 + \sigma_{кол}^2 + \sigma_n \sigma_{кол}} < 0,8 \sigma_e,$$

де σ_e – тимчасовий опір матеріалу при робочій температурі стінки.

Після цього перевіряється умова міцності в перерізі АВ:

$$n = \sigma_e / \sigma_{np} > 1,25,$$

де n – коефіцієнт запасу міцності.

При великому нахилі конічної частини ($> 1/2$) для труб великих діаметрів може виявитись небезпечним перерізом труби місце переходу до конічної ділянки, що відповідає перерізу A_2B_2 . У цьому випадку згинальний момент визначають за формулою:

$$M_x = M_1 \exp(-\beta x) \cos \beta x,$$

де $\beta = 1,28 \sqrt{\delta_{cp} r_{mp}}$, тут δ_{cp} – середня товщина конічної ділянки, см; r_{mp} – середній радіус труби, см.

Напруга в перерізі A_2B_2 визначається за формулою:

$$\sigma_n = 6M_2/\delta^2 = 6\eta Q_c l_1 \exp(-\beta l_4) \cos \beta l_4 / (\pi D_1 \delta^2).$$

Колове зусилля в цьому перерізі:

$$\sigma_{кол} = pr_{mp}/\delta.$$

Якщо $\beta l_4 > 3,5$, тоді внаслідок швидкого затухання згинального моменту міцність в цьому перерізі вважається достатньою.

Після закінчення розрахунку перевіряють запас міцності за руйнуючим навантаженням, яке визначається за формулою:

$$Q_{руйн.} = [\pi(2\sigma_e + \sigma_m)/3l_1][h^2/4](D_n - D_e - 2C_k) + (\delta_1^2 D_1/4),$$

де σ_e і σ_m – тимчасовий опір і межа текучості при робочій температурі.

При тривалій дії навантаження:

$$Q_{руйн.тр.} = Q_{руйн.}(\sigma_{вдл}/\sigma_e),$$

де $\sigma_{вдл}$ і σ_e – межі тривалої і короткочасної міцності матеріала фланця при робочій температурі.

Коефіцієнт запасу міцності оцінюють формулою:

$$n_{руйн.} = Q_{руйн.тр.}/Q_c > 2.$$

7.5.2. Фланці діаметром більше 200 мм

При розрахунку на міцність фланців діаметром більше 200 мм приймаються такі допущення:

- розрахункові формули, допустимі при $D_n/D_6 \leq 1,4$;
- плоскі фланці рекомендуються використовувати до температури 500°C і умовному тиску до 1,6 МПа;
- вільні фланці застосовують при тиску до 1,6 МПа і температурі до 300°C;
- фланці, що працюють в умовах кількох режимів за температурою і тиском, розраховують за найбільшою температурою і тиском.

Розрахункова температура фланців T_ϕ і болтів (шпильок) T_6 приймається відповідно до з табл.78.

78. Значення величин розрахункової температури фланця і болтів та коефіцієнта K_I залежно від температури середовища T , °C

Тип фланців	T_ϕ , °C	Для неізольованих фланців		Для ізольованих фланців	
		T_6 , °C	$K_I = T_\phi / T_6$	T_6 , °C	$K_I = T_\phi / T_6$
Приварені встик і плоскі	T	$0,95 \cdot T$	0,95	$0,97 \cdot T$	0,97
Вільні накладні	$0,97 \cdot T$	$0,90 \cdot T$	0,93	$0,90 \cdot T$	0,93

При розрахунку на міцність неконтактуючих фланців рівнодіючу силу внутрішнього тиску визначають за формулою:

$$Q_0 = 0,785 D_{cn}^2 p;$$

Реакцію прокладки в робочих умовах визначають за залежністю:

$$R_n = 2\pi D_{cn} b m p,$$

де m – коефіцієнт, що залежить від матеріалу прокладки і визначається за табл.79; b – ширина прокладки приймається за табл.80.

Розрахункову ширину прокладки зменшують в 2,5 раза, а розрахункову товщину восьмикутньої прокладки зменшують у 8 разів. Конструкції фланців наведені на рис.121 і 122.

Зусилля, що виникають в болтах чи шпильках від різниці температур фланця і болтів у період експлуатації залежно від типу фланця, можна визначити за такими формулами: для фланців, приварених встик, і для плоских фланців:

$$Q_I = \gamma n f'_6 E_6 T_\phi (\alpha_\phi - \alpha_6 - K_I);$$

для вільних фланців:

$$Q_i = 0,97\gamma n f'_6 E_6 T_{\phi} (\alpha_{\phi} - \alpha_6 - K_1),$$

де γ – коефіцієнт, значення якого визначають за формулою: $\gamma = A\gamma_6$.

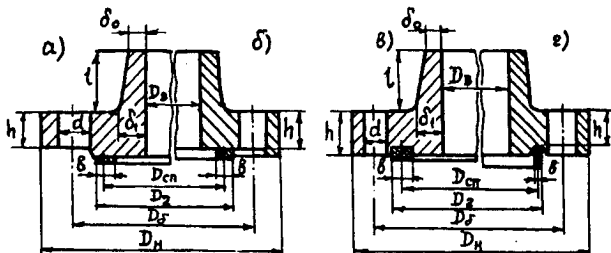


Рис.121. Приварені встик фланці.

79. Значення величини коефіцієнта m , мінімального питомого тиску на прокладку і допустимого питомого тиску залежно від її матеріалу і конструкції

Конструкція прокладки	Матеріал прокладки	Коефіцієнт, m	Мінімальний питомий тиск на прокладку, q МПа
Плоска неметалева	Гума за ГОСТом* 7338-77 з твердістю по Шору до 75	0,5	2,0
	Гума за ГОСТом* 7338-77 з твердістю по Шору більше 75	1,0	4,0
	Картон азбестовий за ГОСТом* 2850-80 при товщині 3 мм	2,5	20+ p
	Параніт за ГОСТом* 481-80 при товщині більше 1 мм	2,5	20+ p
	Фторопаст-4 за ГОСТом* 10007-80 при товщині 1-3 мм	2,5	10
Плоска металева	Алюміній АД ГОСТ 13722-76	4	60
	Латунь Л63 ГОСТ* 2208-75	4,75	90
	Сталь 05кп ГОСТ* 1050-74	5,5	125
	Сталь ОХ13 ГОСТ* 5632-72	5,5	125
	Сталь ОХ18Н10Т	6,5	180
Плоска азбестова в металевій оболонці товщиною 0,2...0,3 мм	Азбест ГОСТ 2850-80	3,25	38
	Оболонка з алюмінію, міді або латуні	3,5	46
	Сталь 05кп ГОСТ 1050-74*	3,75	53
	Сталь ОХ18Н10Т	3,75	63

Примітка: Зірочками позначені ГОСТи, в яких при перевиданні внесені зміни.

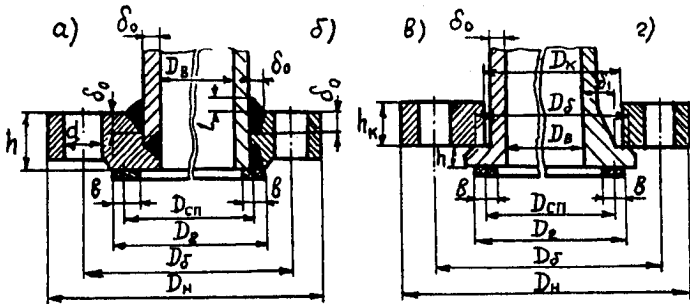


Рис.122. Плоскі фланці.

Коефіцієнт A обчислюють за формулою:

$$A = 1/[y_n + y_b + 0,5y_\phi(D_b - D_{cn})^2],$$

тут y_n і y_b – лінійні податливості прокладки і болтів (шпильок), відповідно;
 y_ϕ – кутова податливість фланця.

Лінійну податливість прокладки визначають за формулою:

$$y_n = h_n / (E_n \pi D_{cn} b),$$

де h_n – товщина прокладки, см. Для металевих прокладок $y_n = 0$.

Лінійну податливість болтів (шпильок) рекомендується визначати за формулою:

$$y_b = l_b / (z f_b E_b),$$

тут l_b – довжина болта між опорними поверхнями, см.

80. Рекомендовані розміри прокладок

Тип прокладки	Діаметр апарата D_g , см	Ширина прокладки b , см
Плоскі неметалеві прокладки	до 100	1,2...1,5
	$100 < D_g \leq 200$	1,5...2,5
	більше 200	2,5
Плоскі металеві прокладки	≤ 100	1,0...1,2
	> 100	1,2...1,5
Плоскі прокладки в металевій оболонці і зубчаті металеві прокладки	≤ 160	1,2...1,5
	> 160	1,8...2,5
Прокладки овального і восьмикутового перерізу	≤ 60	1,2...1,8
	$60 < D_g \leq 80$	1,6...2,2
	$80 < D_g \leq 100$	1,8...2,8
	$100 < D_g \leq 160$	2,2...4,2

Кутову податливість визначають за формулою:

$$y_{\phi} = 1 / (2\pi h) [(K_3 Y / E_{об} \delta_{екв}) + (X_{\phi} / E_n h^2)],$$

де $\delta_{екв} = X \delta_o$ – еквівалентна товщина втулки, X – визначається за графіком рис.123; $E_{об}$ і E_n – модулі пружності матеріалу обичайки і прокладки, відповідно; $K_3 = 4$ – для плоских фланців; для інших фланців $K_3=1$; Y – параметр, що враховує гнучкість елементів фланця, визначається за формулою:

$$Y = \lambda / (0,01 + C); \quad C_1 = (0,1 + 0,3\lambda + 0,4\lambda^2 + 0,7\lambda^3) / (1 + K_2);$$

$$K_2 = \delta_e (K+1)^2 / (D_o \alpha).$$

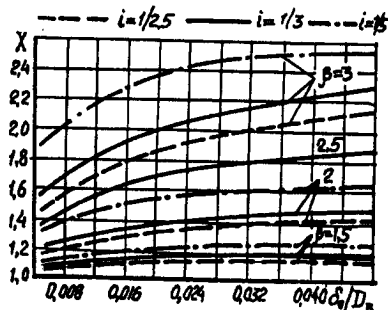


Рис.123. Значення коефіцієнта X

Для визначення коефіцієнта жорсткості фланцевого з'єднання рекомендується формула:

$$\alpha = A [y_o + 0,5 y_{\phi} (D_o - D_{cn}) (D_o - D_e - 2\delta_o)],$$

X_{ϕ} – коефіцієнт, що вибирають за графіком рис.124, залежно від $k = D_n / D_o$.

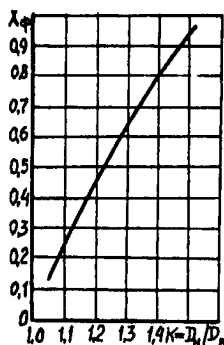


Рис. 124. Значення коефіцієнта X_{ϕ} .

Для визначення навантаження на болти в умовах монтажу беремо більше з двох значень:

$$P_{61} = [\xi(\alpha Q_g + R_n) + (4M_o/D_{cn})]g, H; P_{61} = \pi b g D_{6n} q, H.$$

Згинальний момент M_o враховується за умови, якщо:

$$4M_o/D_{cn} > 0,15Q_q,$$

де q – мінімальний питомий тиск на прокладку, приймається з табл.79;

ξ – отримуємо розрахунковим шляхом:

$$\xi = \delta_{дон}^{20} / \delta_{дон}^{r^0} \text{ або } \xi = \delta_T^{20} / \delta_T^{r^0};$$

α – коефіцієнт, що приймають за табл.81.

Навантаження на болти в робочих умовах дорівнює:

$$P_6 = [Q_q + R_n + Q_t + (4M_o/D_{cn})]g,$$

де M – наведений згинальний момент для фланців, приварених встик, для плоских фланців і для бурта вільного фланця визначають за формулами і приймають більше з двох значень:

$$M_{o1} = 0,5P_{61}(D_6 - D_{cn})g;$$

$$M_{o1} = 0,5[P_{62}(D_6 - D_{cn}) + Q_q(D_{cn} - D_e - \delta_e)](\delta_{дон}^{20} / \delta_{дон}^{r^0})g.$$

Тут еквівалентна товщина втулки $\delta_e = x\delta_o$; для плоских фланців $\delta_e = \delta_o$.

Міцність болтів перевіряють за формулою:

$$\delta_p = P_{61}/(zf_6) \leq \delta_{дон}^{20}; \delta_p = P_{62}/(zf_6 \leq \delta_{дон}).$$

81. Значення коефіцієнта α

Тип фланця	Умовний тиск p_y , МПа	Діаметр фланця D , мм	α^*
Плоскі	до 0,6	≤ 1200	1,3
		> 1200	1,1
	$1,0 \leq p_y \leq 1,6$	≤ 1000	1,5
		> 1000	1,35
Приварені встик	До 0,1	≤ 1000	1,1
		> 1000	1,25
	$1,0 < p_y \leq 1,6$	≤ 1500	1,1
		> 1500	1,2
	2,5	$1 \leq 200$	1,2
4,0	1,25		
$6,4 \div 10,0$			

Примітка: * – $\alpha=1$ для фланців з гумовими прокладками, з прокладками восьмикутного перерізу, а також для вільних фланців незалежно від матеріалу прокладки.

82. Рекомендовані величини кроків між отворами для болтів

Тиск p_y , МПа	t_1
До 0,3	$(4,2 \dots 5)d_6$
$0,3 < p_y \leq 0,6$	$(3,8 \dots 4,8)d_6$
$0,6 < p_y \leq 1,0$	$(3,5 \dots 4,2)d_6$
$1,0 < p_y \leq 1,6$	$(3,0 \dots 3,8)d_6$
$1,6 < p_y \leq 2,5$	$(2,7 \dots 3,5)d_6$
$2,5 < p_y \leq 4,0$	$(2,3 \dots 3,0)d_6$
$6,4 \dots 10,0$	$(2,1 \dots 2,8)d_6$

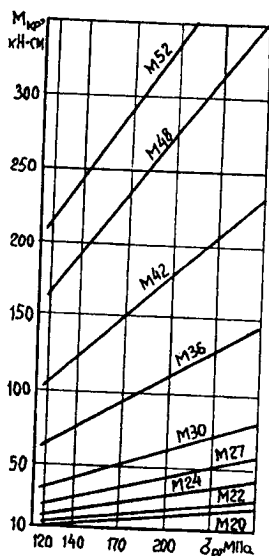


Рис.125. Значення крутних моментів

Крутий момент необхідний для затяжки болтів, $M_{крп}$ визначають за рис. 125. У випадку застосування змащування крутий момент зменшується на 25%.

Міцність прокладки з параніту, фторопасту і інших матеріалів перевіряють за формулою:

$$q = P_{61} / (\pi D_{en} b_0) \leq q_{min},$$

де q_{min} – мінімальний питомий тиск, який приймають за табл.79.

Кількість болтів визначають за формулою:

$$z = \pi D_6 / t_1,$$

де t_1 – крок між отворами (приймається за табл.82).

Орієнтовну товщину тарілки фланця для фланців приварних встик і плоских приварних фланців визначають за формулою:

$$h = \lambda_1 \sqrt{D_6 \delta_e},$$

де λ_1 – приймається за рис. 126.

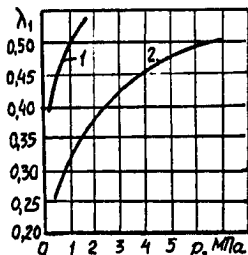


Рис.126. Значення коефіцієнтів λ_1 для:

1) – плоских; 2) – приварених фланців

Максимальне напруження у втулці визначають за формулами:

$$\text{у перерізі } \delta_1 \Rightarrow \delta_1 = 1,9 M_0 \omega / [D_6 (\delta_1 - C_1)^2];$$

$$\text{у перерізі } \delta_0 \Rightarrow \delta_0 = K_f \sigma_1,$$

$$\omega = 1 / [1 + 0,9 \lambda_1 (1 + \psi_1 \gamma^2)]; \quad \lambda_1 = h / \sqrt{D_6 \delta_e}; \quad \gamma = h / \delta_e$$

де ψ_1 – визначається за графіком рис.127; K_f – за графіком рис.128, але не менше одиниці.

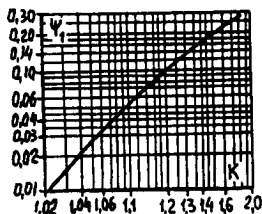


Рис.127. Значення коефіцієнта ψ_1

Колове напруження в кільці фланця визначають за формулами: для фланців, приварених встик, і для плоских фланців:

$$\sigma_k = M_0 \psi_2 [1 - \omega (1 + 0,9 \lambda_1)] / (D_6 h^2); \quad (7.4)$$

для вільних фланців у бурті за формулою (7.4),
для вільних фланців у кільці:

$$\sigma'_x = \psi_2 M_o / (D_o h^2),$$

де ψ_2 – визначається за графіком рис.129.

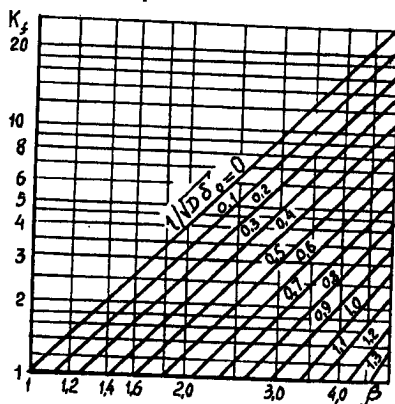


Рис.128. Значення коефіцієнта K_f .

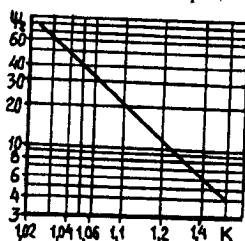


Рис. 129. Значення коефіцієнта ψ_2

По закінченню розрахунку перевіряють міцність за формулами: для фланців, приварених встик, і для плоских фланців у перерізі δ_1 :

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_x^2 + \sigma_1 \sigma_x} \leq \sigma_{дон},$$

у перерізі δ_o :

$$\sqrt{(\sigma_1 + \sigma_m)^2 + \sigma_i^2 + (\sigma_o + \sigma_m) \sigma_i} \leq \sigma_{дон};$$

для вільних фланців у бурті:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_x^2 + \sigma_1 \sigma_x} \leq \sigma_{дон}; \quad \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_m)^2 + \sigma_i^2 + (\sigma_o + \sigma_m) \sigma_i} \leq \sigma_{дон};$$

у кільці

$$\sigma_{1к} \leq \sigma_{дон}$$

Тут $\sigma_t = p D_6 / [2(\delta - C_n)]$ – тангенціальне напруження у втулці, МПа;
 $\sigma_m = p D_6 / [4(\delta - C_n)]$ – меридіальне напруження у втулці, МПа.

При розрахунку фланців перевіряють умови герметичності фланцевих з'єднань за формулою:

$$\varphi = \sigma_n D_6 / (E_{20} h) \leq \varphi_{дон}$$

де $\varphi_{дон} = 0,013$ для плоских фланців; для приварних встик фланців;

$\varphi_{дон} = 0,009$ при $D_6 \leq 2000$ мм; $\varphi_{дон} = 0,013$ при $D_6 > 2000$ мм.

Товщину втулки рекомендується приймати для фланців, приварених встик $\delta \leq \delta_0 \leq 1,35$, але не менше $\delta_0 \leq \delta + 0,5$ см; $\delta_1 = \beta \delta_0$; для плоских фланців $\delta_0 \leq \delta$. Тут β – коефіцієнт, що приймається за графіком з рис.130.

Висота втулки повинна бути:

$$l = (\delta_1 - \delta_0) / i,$$

де $i = 1/3$ – нахил втулки.

Діаметр болтового кола визначають за формулами:
 для фланців, приварених встик,

$$D_6 \geq D_6 + 2(\delta_1 + d_6 + u),$$

де $u = 0,6$ см (приблизно);

$$D_6 = \varepsilon_1 D_6$$

де ε_1 – безрозмірний параметр, прийнятий у табл.83.

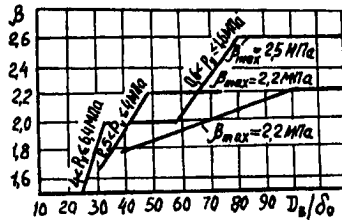


Рис. 130. Значення коефіцієнта β

83. Значення ε_1 залежно від p_γ

p_γ , МПа	ε_1
$< 1,6$	1,77
$1,6 \leq p_\gamma \leq 2,5$	1,79
$2,5 \leq p_\gamma \leq 4$	1,86
$4 \leq p_\gamma \leq 6,4$	1,92
$6,4 \leq p_\gamma \leq 8$	2,0
$8 \leq p_\gamma \leq 10$	2,07

Для плоских фланців:

$$D_6 \geq D_e + 2(2\delta_0 + d_6 + u);$$

для вільних фланців:

$$D_6 \geq D_c + 2(d_6 + u),$$

де $u_1 = 0,8$ см; d_6 – діаметр болта, приймаємо за табл.84.

Зовнішній діаметр фланця рекомендується брати:

$$D_n \geq D_6 + a$$

де a – добавка до діаметра болтового кола, береться з табл.84.

Зовнішній діаметр прокладки визначаються формулами:

для фланців, приварених встик, і для плоских фланців:

$$D_2 = D_6 - l_{min};$$

для вільних фланців:

$$D_2 = D_{s1},$$

де D_{s1} – зовнішній діаметр бурта; l_{min} – висота втулки, береться за табл.84.

84. Допоміжні величини f_6 , d , a і l_{min} для болтів (шпильок)

Діаметр болтів d_6	Площа поперечного перерізу болта за внутрішнім діаметром різьби f_6 , см ²	Діаметр отвору під болт d , см	a , см		l_{min} , см	
			Для гайок шести-гранних	Для гайок шести-гранних із зменшеною головкою	Для плоских прокладок	Для овальних і восьми-кутних прокладок
M20	2,35	2,40	4,00	3,60	3,00	5,30
(M22)	2,95	2,60	4,20	4,00	3,20	5,50
(M24)	3,4	2,8	4,7	4,2	3,4	5,7
(M27)	4,45	3,00	5,20	4,70	3,70	6,00
M30	5,4	3,3	5,8	5,2	4,1	6,4
M36	7,9	3,9	6,9	6,3	4,8	7,1
M42	10,9	4,5	8,0	6,9	5,5	7,8
M48	14,4	5,2	9,2	8,0	6,1	8,4
M52	18,2	5,6	9,7	8,6	6,5	8,8
M56	19,65	6,00	11,0	–	–	19,50
M60	23,0	6,6	11,5	–	–	24,0
M64	26,0	7,0	12,0	–	–	24,0

Середній діаметр прокладки становить:

$$D_{cn} = D_2 - b,$$

де b – ширина прокладки береться за табл.80.

Кількість болтів визначають за формулою:

$$z \geq \pi D_0 / t_1,$$

де t_1 – крок болтів, вибирається за табл.82.

Товщину фланця приймають орієнтовно за формулою:

$$h = \lambda_1 \sqrt{D_0 \delta_e}. \quad (7.5)$$

7.6. Розрахунок опор, апаратів і збірників

Вибір типу опор залежить від низки умов: місця установки апарата, співвідношення висоти і діаметра апарата, його маси та інше. При установці апаратів на відкритому повітрі, коли відношення висоти опори до діаметра апарата $H/D \geq 5$, рекомендується приймати опори, наведені на рис.131, а. Для апаратів з еліптичними днищами, при $H/D < 5$, рекомендується приймати опертя, зображені на рис.131, б. При підвішуванні апаратів між перекриттями або при установці їх на спеціальні опори конструкції застосовують лапи рис.131, в [25]. Опори для горизонтальних циліндричних збірників можуть бути з'єднаними (рис.131, г) або жорстко при'єднані до апарата (рис.131, д).

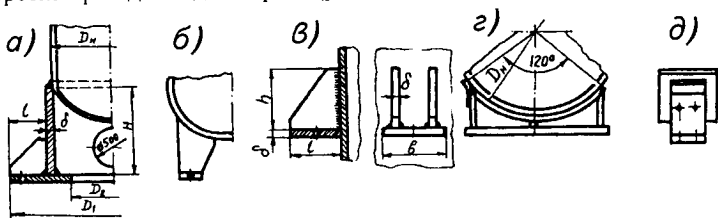


Рис.131. Типи опор апаратів і збірників

При розрахунку лап визначають розміри ребер. Відношення вильоту до висоти ребра l/h рекомендується брати рівним 0,5. Товщину ребра визначають за формулою:

$$\delta = 2,24G / (knz\sigma_{cdon}) + C_k$$

де G – максимальна вага апарата, МН (зазвичай, буває під час випробування, коли апарат заповнений водою); n – кількість лап (не менше двох); z – кількість ребер в одній лапі (одне або два); σ_{cdon} – допустиме напруження на стискання (можна приймати 100 МН/м^2); l – виліт опори, м. Значення коефіцієнту k приймають рівним 0,6, а потім уточнюють за графіком рис.132.

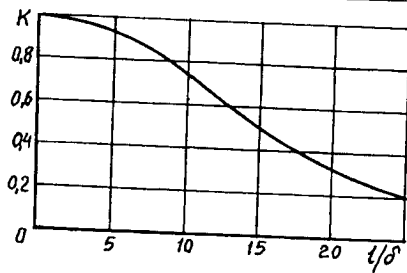


Рис.132. Значення коефіцієнта k

Товщину опірної частини приймають не менш δ . Міцність зварних швів повинна відповідати умові:

$$G/n \leq 0,7 L_{ш} h_{ш} \tau_{ш.с.},$$

де $L_{ш}$ – загальна довжина зварних швів, м; $h_{ш}$ – катет зварного шва, м ($h_{ш}=0,008$ м); $\tau_{ш.с}$ – допустиме напруження матеріалу шва на зріз, МН/м² ($\tau_{ш.с}=80$ МН/м²).

7.7. Розрахунок трубних нагрівальних решіток камер

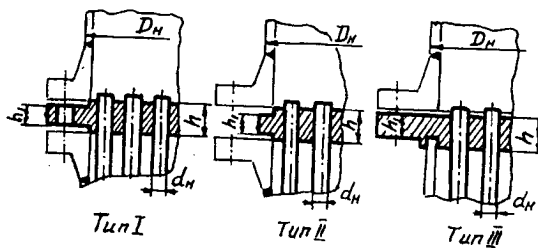


Рис. 133. Конструкції трубних решіток.

При конструюванні випарних апаратів одночасно з проведенням теплового і гідродинамічного розрахунків слід вибрати спосіб розміщення і кріплення труб у трубній решітці, конструкцію трубної решітки і розрахувати її товщину. Найбільш раціонально за щільністю упаковки труб розміщувати їх за вершинами рівносторонніх трикутників. Розміщення за вершинами квадратів зручніше у разі потреби чищення міжтрубного простору. Крок між трубами залежить від діаметру труб d_n і способів їх кріплення. Кріплення труб в решітках здійснюється зварюванням, пайкою або розвальцовкою. Мінімальний крок між трубами t рекомендується приймати згідно з даними [25].

d_n , мм	≤ 14	$14 \div 20$	$20 \div 30$	> 30
t	$1,4d_n$	$1,35d_n$	$1,3d_n$	$1,25d_n$

При цьому залежно від способу кріплення труб повинні дотримуватись таких обмежень: при розвальцовці $t \geq d_n + 5$ мм; при пайці $t \geq d_n + 4$ мм; при зварюванні $t \geq d_n + 6$ мм; якщо товщина стінки труби $\delta \leq 2$ мм і $t \geq d_n + 3\delta$, якщо $\delta > 2$ мм.

Розрахунок товщини трубної решітки залежить від її конструкції і від конструктивної схеми апарата. Найбільше поширення отримали конструкції трубних решіток, зображені на рис.133. Товщину трубної решітки визначають у двох місцях: посередині – h і зовні – h_1 . Нерухомі решітки в апаратах з плавальною головкою і з U-подібними трубами працюють на згин під дією тисків у трубному $p_{тр}$ і міжтрубному $p_{мрт}$ просторах. Їх товщину в середній частині слід визначати за формулою:

$$h = KD \sqrt{p / \varphi_0 \sigma_{здон}} + C_0$$

де K , D і p – параметри, значення яких для різних типів решітки, відповідно, рівні:

Тип решітки	K	D , м	p , МПа
I	0,47	$D_{сн}$	Більше з $p_{тр}$ і $p_{мрт}$
II	0,45	$D_{сн}$	Більше з $p_{тр}$ і $p_{мрт}$
III	0,47	$D_{сн}$	$p_{мрт}$
—	K_3	$D_{сн}$	$p_{тр}$

Коефіцієнт K_3 визначають за рис.134, D_6 – діаметр болтового кола, м; $\psi = 1 + 8bk / D_{сн}$; b – ефективна ширина прокладки визначається за табл.75; φ_0 – коефіцієнт послаблення решітки отворами визначаємо за формулою:

$$\varphi_0 = (D_{сн} - \Sigma d_0) / D_{сн}$$

де $D_{сн}$ – середній діаметр ущільнювальної прокладки, м; Σd_0 – сума діаметрів отворів на діаметрі решітки, м (для приварених труб діаметром отвору вважається внутрішній діаметр труби).

Кількість труб z на діаметрі решітки можна визначити за загальним числом труб n з формули:

$$z = 2 \sqrt{[(n-1)/3] + 0,25}$$

Допустиме напруження матеріалу трубної решітки на згин $\sigma_{здон}$ МН/м² визначають за графіком рис.135.

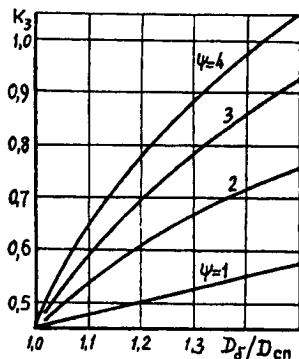


Рис.134. Значення коефіцієнта K_3

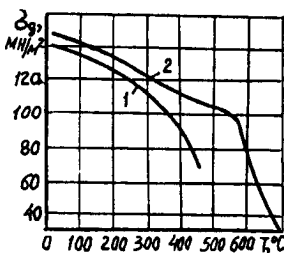


Рис.135. Допустимі напруження для сталі: 1) Ст-3, 2) X18P10T

Для решітки типу III за розрахункові значення h приймають більше з визначених за тиском $p_{тр}$ або $p_{мтр}$

Товщина трубної решітки ззовні не залежить від конструктивної схеми апарата. Для решіток типу I і II її визначають за формулою:

$$h_I = K D_{cn} \sqrt{p / \sigma_{здон}} + C_{\kappa}$$

де $K = 0,28$ (для типу I); $K = 0,36$ (для типу II). За розрахунковий тиск p приймають більше з $p_{тр}$ і $p_{мтр}$. Товщину решіток типу III зовні знаходять за формулою (7.5).

Трубні решітки в апаратах з температурною компенсацією на кожусі і в апаратах з плавальною головкою рекомендується розраховувати таким чином. Вважається, що найбільш небезпечним є напруження не в трубних решітках, а напруга осьового стискання в трубах. Тому спочатку перевіряють умову стійкості труб при осьовому стисканні. При виконанні умови стійкості товщину трубних решіток у середній частині визначають за формулою:

$$h=0,525l\sqrt{p/[1-0,7(d_n/l)]\sigma_{здох}}+C_k$$

де $l=(1,2\dots 1,3) t$, залежно від способу розміщення труб в решітці; p – більше з тисків p_{mp} і p_{mtp} , МПа.

Визначена розрахунком товщина трубної решітки повинна бути співставлена з товщиною, розрахованою, виходячи з надійного кріплення труб у трубній решітці. При кріпленні розвальцюванням необхідна товщина трубної решітки визначається за формулою:

$$h \geq P_m / (d_n q). \quad (7.6)$$

Тут P_m – осьова сила, що діє в місці закріплення труби в решітці, МН. Значення P_m визначається залежно від конструктивної схеми апарата: для апаратів, з нерухожими трубними решітками і температурним компенсатором на кожусі – за формулою:

$$P_m = 0,785p[(D^2/n) - d_n^2];$$

для апаратів з плаваючою головою і з U-подібними трубами – за формулою:

$$P_m = 0,785p d_n^2,$$

де D – діаметр решітки, м; n – кількість труб; d_n – зовнішній діаметр труб, м; p – більший тиск з p_{mp} і p_{mtp} , МПа.

У формулі (7.6) q – допустиме навантаження, що приходить на одиницю умовної поверхні розвальцювання, МН/м². Для сталі вона визначається залежно від виду розвальцювки: для гладкої розвальцювки $q=15$ МН/м², для розвальцювання в канавках $q=30$ МН/м², для розвальцювання з відбортовкою труби $q=40$ МН/м².

Крім того, для сталі повинна виконуватись умова: $h \geq (4,35d_n + 15)/(t - d_n)$ мм, але не менше 10 мм.

Товщина трубних решіток при закріпленні труб зварюванням визначається тільки умовами міцності решітки.

7.8. Розрахунок компенсаторів температурного розширення

7.8.1. Компенсатори апаратів

В апаратах виникають додаткові напруження, пов'язані з неоднаковими температурними подовженнями жорстко з'єднаних деталей. Якщо сумарні напруження вищі за допустимі, в апаратах передбачаються температурні компенсатори. Сила взаємодії між корпусом і трубами внаслідок температурних напружень P' (в МН) визначається за формулою:

$$P' = [\alpha_k(T_k - 20) - \alpha_{mp}(T_{mp} - 20)] / [1/(E_k F_k) + 1/(E_{mp} F_{mp})]. \quad (7.7)$$

де T_k і T_{mp} – середні температури корпусу і труб, °C; α_k і α_{mp} – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу корпусу і труб, °C⁻¹ (для вуглецевої сталі $\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6}$ °C⁻¹, для сталі X18H10T $\alpha = 16,6 \cdot 10^{-6}$ °C⁻¹); E_k і E_{mp} – модулі пружності матеріалу корпусу і труб, МН/м²; F_k і F_{mp} – площі поперечного перерізу корпусу і труб, м².

Сила P , що виникає в результаті тиску середовища в трубному p_{mp} і міжтрубному p_{mmp} просторах і яка розтягує в осьовому напрямку корпус і труби, визначається за формулою (в МН):

$$P=0,785[D^2-d_n^2n]p_{mmp}+d_n^2np_{mp}],$$

де D – діаметр трубної решітки, м; n – кількість труб; d_n і d_g – зовнішній і внутрішній діаметр труб, м.

Необхідність застосування компенсатора визначається такими умовами: для корпусу:

$$\sigma^k=(P^l/F_k)\pm[PE_k/(E_kF_k+E_{tp}F_{tp})]>\sigma_{дон}^k, \quad (7.9)$$

де знак мінус відповідає $T_k > T_{mp}$, а знак плюс $T_k < T_{mp}$;

для труб:

$$\sigma^{mp}=(P^l/F_{tp})\pm[PE_{tp}/(E_kF_k+E_{tp}F_{tp})]>\sigma_{дон}^{mp}, \quad (7.10)$$

де знак плюс відповідає $T_k > T_{mp}$, а знак мінус $T_k < T_{mp}$.

Для можливих найбільш несприятливих умов при експлуатації, коли $P=0$ (тиск в корпусі і трубах атмосферний), відповідно, маємо:

$$\sigma^k=(P^l/F_k)>\sigma_m^k/1,1, \quad (7.11)$$

$$\sigma^{tp}=(P^l/F_{tp})>\sigma_m^{tp}/1,1, \quad (7.12)$$

У формулах (7.9)...(7.12) прийняті наступні позначення: σ^k і σ^{mp} – виникаючі сумарні напруження в корпусі і трубах, МН/м²; $\sigma_{дон}^k$ і $\sigma_{дон}^{mp}$ – допустимі напруження в корпусі і трубах, МН/м²; σ_m^k і σ_m^{mp} – границі текучості матеріалів корпусу і труб, МН/м²; P^l і P – значення, розраховані за формулами (7.7) і (7.8), відповідно, МН.

Умови (7.9)...(7.12) – перевіряються в розрахунку на номінальні товщини стінок корпусу і труб δ_k і δ_{mp} , а також на зменшення товщини з урахуванням корозії (δ_k-C_k) і ($\delta_{tp}-C_k$).

Необхідна осьова сила закріплення труб у трубних решітках визначається за формулою:

$$P_{tp}=0,785(d_n^2-d_g^2)\sigma^{tp}.$$

Значення σ^{mp} розраховують за формулою (7.10) або (7.12).

7.8.2. Компенсатори технологічних трубопроводів

Напруження при нагріванні трубопроводу визначають за законом Гука:

$$\sigma = E\epsilon,$$

де ϵ – відносне стискання або подовження для сталевих труб $\epsilon = 12 \cdot 10^{-6} \Delta T$; ΔT – зміна температури стінки трубопроводу, °С.

Для зменшення напружень використовуються осьові і радіальні компенсатори. Осьові усувають температурні подовження прямолінійних ділянок трубопроводів. Радіальні компенсатори застосовуються при будь-якій конфігурації трубопроводів. Однак до застосування спеціальних компенсаторів слід прибигати тільки після використання всіх можливостей природної компенсації [42].

Найбільш проста схема природної компенсації – кутова, схема, наведена на рис.136. Максимальне згинальне напруження, що виникає в трубопроводі при кутовій компенсації, розраховується за формулою:

$$\sigma = 1,5 \Delta E d / (l^2 \cos \beta) [n + 1 + (\sin \beta (n + 3) / (n + 1))],$$

де l – довжина короткого плеча, м; Δ – подовження короткого плеча, м; n – відношення довжини довгого плеча до довжини короткого плеча, %; $\beta = (\varphi - 90^\circ)$ – кут.

При $\varphi = 90^\circ$ або $\beta = 0$:

$$\sigma = 1,5 \Delta E d (n + 1) / l^2.$$

Максимальне напруження виникає в короткому плечі в місці закріплення у нерухомій опорі. Максимальне бокове зміщення довгого плеча біля коліна становить:

$$\Delta_D = \Delta (1 + n \sin \beta) / \cos \beta,$$

а максимальне бокове зміщення короткого плеча для коліна:

$$\Delta_K = \Delta (n + \sin \beta) / \cos \beta.$$

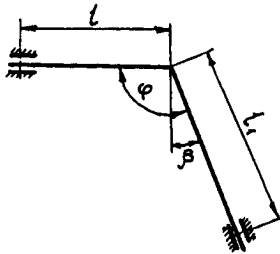


Рис.136. Схема кутової компенсації

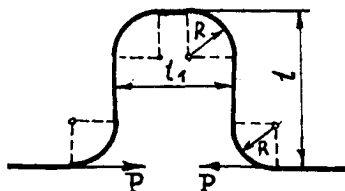


Рис.137. Схема П-подібної компенсації

Копенсаційна здатність П-подібного компенсатора, наведеного на рис.137, при розтяжці його в холодному стані наполовину очікуваного теплового подовження трубопроводу визначається за формулою:

$$\Delta = 4\sigma A / (Edlm),$$

де $A = (1/k)(1,4R^3 - 2,28R^2l + 3,14Rl^2) - 1,33R^3 + 2lR^2 - 4l^2R + 0,6l^3 + l_1l^2$; σ – напруження на згинання, кПа; d – зовнішній діаметр трубопроводу, м; E – модуль пружності, кПа; l – вигін компенсатора, м; R – радіус відводів компенсатора, м; k – коефіцієнт зниження жорсткості труби:

$$k = (1 + 1,2h^2) / (10 + 12h^2), \quad h > 1;$$

$$k = h/16,5, \quad h < 1,$$

де h – трубний коефіцієнт: $h = 4\delta R / d^2$;

δ – товщина стінки труби, м; m – поправочний коефіцієнт напруження для гнутих труб, урахується тільки при $m > 1$, тобто $h < 0,85$:

$$m = 0,9h^{-2/3}.$$

Значення k і m наведені в табл.85.

85. Значення коефіцієнтів зниження жорсткості труб і поправочних коефіцієнтів для гнутих гладких труб

Коефіцієнт труби, h	Коефіцієнт зниження жорсткості, k	Похибковий коефіцієнт, m	Коефіцієнт труби, h	Коефіцієнт зниження жорсткості, k	Похибковий коефіцієнт, m	Коефіцієнт труби, h	Коефіцієнт зниження жорсткості, k	Похибковий коефіцієнт, m
0,0	0,1	–	0,2	–	2,4	0,3	0,92	–
0,4	–	1,6	0,6	0,4	–	0,8	0,5	1,1
1,2	0,65	0,85	1,6	0,77	0,88	2,0	0,85	0,9
2,4	–	1,0	2,6	0,9	–	–	–	–

При установці на компенсаторі жорстких зварних колін ($k=1$ і $m=1$) формула, що визначає компенсаційну здатність П-подібного компенсатора, має вигляд:

$$\Delta = 4\sigma / (Edl)(0,07R^3 - 0,28R^2l - 0,86Rl^2 + 0,67l^3 + l_1l^2).$$

Найбільшу компенсаційну здатність при даних умовах має компенсатор при $R=0$, тоді:

$$\Delta = 1,33\sigma l / (Ed)(2l + 3l_1).$$

Для збільшення компенсаційної здатності П-подібного компенсатора і зменшення компенсаційних напружень в трубопроводах при проектуванні передбачається попередній розтяг компенсатора в розмірі 50% термічного подовження (при $l < 250^\circ\text{C}$). Отже, термічне подовження ділянки $\Delta l_{\text{роз}} = 0,5\Delta l$.

При довжині прилеглих вільних плеч менших $40D_y$, слід вводити поправочні коефіцієнти на значення компенсуючої здатності і на силу пружної деформації. Для довжини прилеглих плечей $l_n = 10D_y$, ці коефіцієнти рівні, відповідно, $n_1 = 0,9$ і $n_2 = 1,3$; при $l_n = 0$, відповідно, $n_1 = 0,8$ і $n_2 = 1,7$. Проміжні значення коефіцієнтів визначаються інтерполяційним шляхом. Тоді шукані значення визначаються за формулами:

$$\Delta l'_{\text{роз}} = \Delta l_{\text{роз}} n_1; P'_k = P_k n_2,$$

де $\Delta l'_{\text{роз}}$ – розрахункова компенсаційна здатність, мм; P_k – сила пружності деформації.

Якщо П-подібний компенсатор розташований не в середині ділянки, а зміщений у бік однієї з нерухомих опор, значення сили пружної деформації і напруження у порівнянні з компенсатором, розташованим посередині, збільшиться приблизно на 20...40%.

7.9. Розрахунок трубопроводів і їх опор

Найбільш слабким місцем трубопроводів є зварні стики, за якими слід вести перевірку допустимих напружень. Основними напруженнями, що виникають в трубопроводах, якими рухаються пара або вода, є [42]:

- напруження розтягу під дією внутрішнього тиску, що виникає в двох площинах – торцевій (нормальної до осі труби) σ_1 і повздовжній (яка проходить через вісь труби) σ_2 ;
- напруження згинання σ_3 під дією власної маси трубопроводу, теплової ізоляції і теплоносія (у надземних трубопроводах іноді слід урахувувати напруження згинання від швидкісного напору вітра);
- напруження згинання σ_4 під дією термічної деформації в гнутих компенсаторах і на ділянках природної компенсації;
- напруження від кручення τ під дією термічної деформації.

При одночасній дії всіх видів деформації сумарне максимальне напруження дорівнює:

$$\sigma_{см} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2 + \tau^2}, \quad (7.13)$$

де σ_p – сумарне напруження від розтягу під дією внутрішнього тиску; σ_n – сумарне напруження від згинання; τ – напруження від кручення.

Сумарне максимальне напруження, що визначається за формулою (7.13), не повинно перевищувати допустиме для найбільш небезпечного перерізу – зварного стика труби:

$$\sigma_{см} \leq \varphi \sigma_{дон}$$

де $\sigma_{дон}$ – допустиме напруження; φ – коефіцієнт міцності.

Допустиме напруження зварних швів для сталевих трубопроводів наведено в табл.69.

Напруження для зварного шва вибирається менше допустимого з урахуванням коефіцієнта міцності швів ϵ :

Шов:	ϵ
Односторонній ручний	0,7
Односторонній автоматичний	0,8
Двосторонній ручний	0,85
Двосторонній автоматичний	0,9

Осьова сила внутрішнього тиску, яка діє в торцевій площині, P , кН визначається за формулою:

$$P = 0,785 d_a^2 \cdot p,$$

де p – внутрішній тиск у трубопроводі, МПа; d_a – внутрішній діаметр труби, м.

Напруження розтягу в торцевій площині трубопровода, МПа:

$$\sigma_1 = pd_a / (4\delta),$$

де δ – товщина стінки труби, м.

Напруження розтягу в повздожній площині трубопровода, МПа:

$$\sigma_2 = pd_a / 2\delta.$$

Сумарне напруження від розтягу під дією внутрішнього тиску, МПа, визначається за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = pd_a / (2,3\delta).$$

Сумарне напруження від згинання над опорою від власної маси трубопровода σ_n , МПа:

$$\sigma_n = ql^2 / (12W).$$

де q – повна маса одного метра трубопровода, кг; l – відстань між рухомими

опорами, м; W – момент опору трубопроводу, см³.

Крутні моменти виникають тільки в просторних трубопроводах. У площинних трубопроводах вони рівні нулю, тоді сумарне напруження, МПа:

$$\sigma_{cm} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2}.$$

Опори трубопроводів можуть бути рухомими і нерухомими. Рухомі опори можуть бути ковзкими, катковими, підвісними і іншими. Нерухомі опори закріплюють окремі точки трубопроводів, ділять їх на незалежні щодо температурних подовжень ділянки і сприймають зусилля, що виникають в трубопроводах на цих ділянках, при різних схемах компенсації теплових подовжень. Горизонтальне зусилля N , кН для ковзкої опори визначають за формулою:

$$N = \mu Q_e,$$

де Q_e – вертикальне навантаження прольота кН яке з урахуванням можливості просадки однієї з опор приймають рівною:

$$Q_e = 1,5q_e l.$$

Тут q_e – вертикальне питоме навантаження кН враховує масу трубопроводу з теплоносієм і тепловою ізоляцією; l – довжина прольоту між опорами, м; μ – коефіцієнт тертя ковзання, рівний, відповідно, при ковзанні: сталлю по сталі 0,3; сталлю по бетону 0,6; чавуном по чавуну 0,35; чавуном по сталі 0,35.

Горизонтальне зусилля для роликвої опору складає:

$$N = Q_e(S_p + \mu r)/R,$$

де S_p – плече тертя кочення на поверхні ролика, м; R – радіус ролика або катка, м; r – радіус цапфи, м; μ – коефіцієнт тертя ковзання на поверхні цапфи.

Горизонтальне зусилля для каткової опори визначається за формулою:

$$N = Q_e(S_1 + S_2)/(2R),$$

де S_1 і S_2 – плечі тертя кочення на поверхні дотику катка з опірною площиною і трубопроводом, м.

Для всіх непрохідних підземних каналів рекомендується застосовувати ковзні опори. Застосування каткових опор оправдується при надземних або при прокладці у прохідних каналах.

Осьові зусилля, які діють на нерухому опору:

$$N = apF + \mu q_e \Delta l + \Delta S,$$

де p – внутрішній робочий тиск у трубопроводі, МПа; F – площа внутрішнього перерізу трубопроводу, м²; a – коефіцієнт, що залежить від напрямку дії осьових зусиль внутрішнього тиску з обох сторін нерухомої опори, і визначається конфігурацією трубопроводу та способом компенсації температурних деформацій; при незмінному діаметрі трубопроводу a може мати два значення: ніль чи одиницю; Δl – різниця довжини ділянок трубопроводу з обох сторін не-

рухомої опори, якщо вважати ділянкою відстань між нерухоною опорою і компенсатором або між двома нерухомими опорами, m ; μ – коефіцієнт тертя на вільних опорах; ΔS – різниця сил тертя сальникових компенсаторів або сил пружності гнучких компенсаторів з обох боків нерухомої опори.

Довжину прольоту між опорами визначаємо за формулою:

$$l = \sqrt{12\sigma_3 w / q}$$

де $\sigma_3 = \beta \varepsilon \sigma_{\text{доп}}$; $\beta = 0,4 \dots 0,5$; w – швидкість вітру, м/с.

Приклад 32. Для паропроводу $d_1/d_2 = 257/273$ мм визначити запас міцності, якщо тиск пари $p_n = 0,6$ МПа, відстань між рухомими опорами $l = 7$ м, маса одного метра трубопроводу $q = 52$ кг, момент опору трубопроводу $W = 379$ см³, матеріал трубопроводу – сталь 20.

Визначаємо напруження розтягу в торцевій площині трубопроводу:

$$\sigma_1 = p d_1 / (4\delta) = 0,6 \cdot 0,053 \cdot 0,257 / (4 \cdot 0,007) = 0,292 \text{ МПа.}$$

Визначаємо напруження розтягу в повздожній площині:

$$\sigma_2 = p d_1 / (2\delta) = 0,6 \cdot 0,053 \cdot 0,257 / (2 \cdot 0,007) = 0,588 \text{ МПа.}$$

Сумарне напруження від розтягу під дією внутрішнього тиску:

$$\sigma_p = p d_1 / (2,3\delta) = 0,6 \cdot 0,053 \cdot 0,257 / (2,3 \cdot 0,007) = 0,51 \text{ МПа.}$$

Напруження від згинання над опорою від власної маси трубопроводу:

$$\sigma_n = q l^2 / (12W) = 0,6 \cdot 700^2 / (12 \cdot 379) = 6,26 \text{ МПа.}$$

Максимальне сумарне напруження дорівнює:

$$\sigma_{\text{см}} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2} = \sqrt{0,51^2 + 6,26^2} = 6,27 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження $\sigma_{\text{доп}}$ за табл.69 дорівнює 129 МПа, звідси запас міцності:

$$K = \sigma_{\text{доп}} / \sigma_{\text{см}} = 129 / 6,27 = 20,6,$$

чи з урахуванням міцності зварних швів $K = 20,6 \cdot 0,7 = 14,4$.

У даному випадку при заданому тиску пари товщина стінки виявляється значно більшою.

7.10. Вібрація теплообмінних поверхонь

Для розрахунку частоти власних коливань прямих труб за умови, що всі прольоти мають однакову довжину l , застосовується формула:

$$f_n = (C_n l^2) \sqrt{EI / M_e},$$

де f_n – частота власних коливань, Гц; I – момент інерції перерізу, $I = \pi(d_4^4 - d_e^4) / 64$, м⁴; M_e – ефективна маса одиниці довжини складається з трьох

складових: маси одиниці труби, маси рідини всередині труби і фактичної маси одиниці довжини труби для рідини, яка знаходиться в міжтрубному просторі, заміненої рідиною в трубі [33].

Значення постійних C_n залежить від способу кріплення кінців труби, кількості прольотів і типу проміжних опор. Ці значення для труб, закріплених на кінцях, з простими проміжними опорами, наведені в табл.86.

У доповнення до значень основної власної частоти (перша мода) наведені значення для більш високих мод. Зауважимо, що при кількості прольотів більше чотирьох різниця в C_n між наступними модами зменшується. Різниця між основою і більш високими модами стає малою, якщо число прольотів перевищує вісім. Таким чином, при проектуванні випарних апаратів необхідно враховувати лише найнижчі частоти власних коливань труб.

Трубні пучки можуть сприймати на себе аксіальні розтягування або стискання залежно від способів виготовлення, робочих температур і тисків. Припускаючи, що аксіальна сила P_a відома, для визначення власної частоти можна використовувати рівняння:

$$f_{nc} = f_n [1 + P_a l^2 / (EI \pi^2)]^{0,5}$$

При стисканні – знак аксіальної сили P_a мінус, при розтягуванні – плюс. Таким чином, розтягування збільшує частоту власних коливань, а стискання зменшує. Незнання чи неврахування аксіального навантаження може призвести до серйозних помилок при розрахунку частоти власних коливань.

86. Постійні C_n для однорідних балок з однаковою довжиною прольотів, що спираються на прості опори, закріплені на кінцях

Число прольотів	Мода				
	1	2	3	4	5
1	72,36	198,34	388,75	642,63	959,98
2	49,56	73,36	160,66	198,34	335,20
3	40,52	59,56	72,36	143,98	178,25
4	37,02	49,59	63,99	72,36	137,30
5	34,99	44,19	55,29	66,72	72,36
6	34,32	40,52	49,59	59,56	67,65
7	33,67	38,40	45,70	53,63	62,20
8	33,02	37,02	42,70	49,59	56,98
9	33,02	35,66	40,52	46,46	52,81
10	33,02	34,99	39,10	44,19	49,59
11	32,37	34,32	37,70	41,97	47,23
12	32,37	34,32	37,02	40,52	44,94

Частоти власних коливань є характеристиками труб і не залежать від способу збудження вібрації або амплітуди. Водночас амплітуда залежить від частоти власних коливань труб, форми моди, частоти і інтенсивності механізму збудження, внутрішнього і зовнішнього затухання коливань системи.

Однак у багатьох випадниках апаратів амплітуда вібрації труб настільки мала, що не створює проблем. Для збільшення амплітуди затухання системи повинно бути малим, а вплив великий. Для вимушеної вібрації системи із слабкими затуханнями, коли відношення вимушеної частоти до частоти власних коливань прямує до одиниці, виникає резонанс з підсиленням. Таким чином, якщо вимушена частота значно менша частоти власних коливань, амплітуда вібрації мала.

Амплітуда, значення якої досягає половини зазору між сусідніми трубами, призводить їх зіткнення. Менші амплітуди можуть спричинити руйнування трубних з'єднань.

Затухання системи чинить сильний вплив на амплітуду вібрації. В будь-якій реальній системі амплітуда вібрацій зменшується з часом, якщо припиняється підвід енергії. Темп затухання вібрації має експоненціальну залежність від часу. Логарифм різниці між послідовними піками амплітуди називається логарифмічним декрементом затухання δ_0 і є характеристикою затухання. Чим вище значення декременту, тим сильніше затухання.

Не існує методу обчислення логарифмічного декременту затухання. Значення декременту змінюється від 0,01 до 0,17. Найбільш часто застосовується значення 0,36. Значення логарифмічного декременту затухання залежить від механічних властивостей матеріалу труби, конфігурації пучка і в'язкості рідини в міжтрубному просторі.

Існує кілька явищ, пов'язаних з вібрацією, викликаною потоком. Поперечне обтікання труби викликає ряд вихорів у супутньому сліду, викликаних тим, що потік відривається позмінно від протилежних частин периметру труби. Це поширення вихорів створює змінні сили, які виникають дедалі частіше при зростанні швидкості потоку. Для труби діаметр, швидкість потоку і частота виникнення вихорів можуть бути пов'язані безрозмірним числом Струхаля Sr :

$$f_g = Sr w_c / d_r$$

Для одиночних труб число Струхаля, що описує поширення вихорів і є постійною величиною, приблизно дорівнює 0,2. Вихори виникають в діапазоні чисел Рейнольдса $100 \dots 5 \cdot 10^5$ і при $Re = 2 \cdot 10^6$, а при проміжних значеннях Re – зникають. Цей проміжок обумовлений зсувом точки відриву потоку в вихорах у проміжному діапазоні критичних чисел Re .

У наведеній формулі f_g – частота виникнення вихорів, Гц; w_c – швидкість поперечного потоку в зазорах між трубами, м/с.

Сильно турбулізований потік рідини в міжтрубному просторі містить ши-

рокий спектр частот, розподілених навколо основної частоти, який зростає з ростом швидкості поперечного потоку. Ця турбулентність викликає вібрацію в трубах, на які впливають окремі частоти турбулентного потоку. Це надзвичайно складна форма збудження і в першому наближенні може бути розрахована за формулою:

$$f_{\text{тур}} = 3,05 w_c d_n / (lt) [1 - (d_n/t)] + 0,28,$$

де t – поперечний крок між рядами труб, м.

Це рівняння не рекомендується брати для течії в міжтрубному просторі крапельної рідини, оскільки воно отримано при русі газів.

Пружні вихрування рідини, обумовлені вібрацією труб під час руху, ще викликаються поперечним обтіканням труб. Рух складається з повздовжніх і поперечних переміщень труб на частотах їх власних коливань. Розроблений метод розрахунку критичної швидкості поперечного потоку $w_{\text{кр}}$, перевищення якої призводить до пружного вихрування рідини:

$$w_{\text{кр}} = \beta f_n d_n (M_e \delta_o / \rho' d_n^2)^{0,5},$$

де β – порогова стала величина пружної нестійкості рідини, визначається при значеннях радикалу формули рівним 28,6 за даними рис.138.

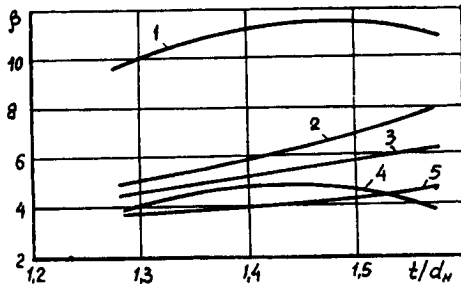


Рис.138. Залежність порогової нестійкості від відносного кроку при різних кутах розташування труб у пучку:
1) одиничний ряд труб; 2) 30°; 3) 45°; 4) 60°; 5) 90°

Крім названих випадків вібрації, існує акустична, що виникає тільки в тому випадку, коли міжтрубний теплоносієй – пара чи газ. Характерна частота акустичної вібрації у випарних апаратах залежить від деякої характерної довжини (звичайно, від діаметра кожуха) і швидкості звука теплоносія $w_{\text{зв}}$. Акустична частота f_a визначається за формулою:

$$f_a = m w_{\text{зв}} / (2d),$$

де d – діаметр кожуха апарата, м; m – номер моди.

Найнижча частота досягається при $m=1$. Ця частота називається основним тоном; більш високі обертони мають акустичні частоти в 2...4 рази більші за основні ($m=2, 3$ і 4). Виникнення третього, четвертого і більш високих обертонів у випарних апаратах і теплообмінниках спостерігаються рідко.

Для розрахунків випарних апаратів із метою мінімізації ймовірності виникнення вібрації, викликані потоками теплоносія, пропонується чотириступенева первинна оцінка. Кроки можна брати в будь-якому порядку, і їх слід повторювати для вхідної, центральної і вихідної ділянок апарата. Щоб забезпечити високу ймовірність відсутності вібрації, вважають, що вібрація не повинна з'являтися на жодному кроці оцінки. При первинній оцінці розглядаються такі чотири кроки.

1. Для випадку течії газу або пари в міжтрубному просторі порівнюють частоту виникнення вихорів або турбулентних вібрацій, розрахованих для швидкості поперечного обтікання, з акустичною частотою. Якщо відхилення лежить у межах 20%, то акустична вібрація можлива.

2. Для газу або рідини в міжтрубному просторі порівнюють швидкість поперечного потоку w із критичною швидкістю, необхідною для ініціювання пружної нестійкості рідини $w_{кр}$. Вібрація й пошкодження можливі у випадку, коли $w > w_{кр}$.

3. Для газу або рідини в міжтрубному просторі порівнюють частоту виникнення вихорів із найнижчою частотою власних коливань труб. За причини невизначеності вібрація (пошкодження не обов'язкові) можлива, коли відношення f_v/f_n більше ніж деяке значення, менше 1 і часто прийняте рівним 0,5.

4. Для газу або пари в міжтрубному просторі порівнюють частоту турбулентних вібрацій із найнижчою власною частотою труб. Через ряд невизначеностей вібрація (пошкодження не обов'язкові) можлива, коли відношення більше деякого значення, меншого 1 і часто прийнятого рівним 0,5.

Зауважимо, що метод первинної оцінки дозволяє прогнозувати ймовірність вібрації, а не пошкодження. Відсутність вібрації виключає пошкодження, які вона викликала, але існування вібрації не обов'язково спричинює пошкодження.

Вібрацію не можна прирівнювати до ушкодження труби. Багато апаратів вібрують, але поломок труб не виникає. Пошкодження, як відомо, є результатом втомленості, зіткнення труб і перерізання труб перегородками. Явище втомленості вивчене краще, ніж два інших механізми пошкоджень. Для відповіді на питання про слабку деформацію, що викликана вібрацією із малою амплітудою для великого числа циклів, необхідні випробування, а яких моделюються переміщення, діючі сили, матеріал труб і опор та інше, що відповідає роботі реальних апаратів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982, – 224 с.
2. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике. – М.: Энергия, 1974. – 275 с.
3. Большаков В.А. Гидравлический справочник. – К.: Высш. школа, 1979. – 319 с.
4. Вакуумная техника. Справочник / С.В.Хижняков., Г.С.Борисов, В.П. Брыков и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.
5. Гаряжа В.Т., Матвиенко П.С., Фесик В.А. Использование вторичных энергоресурсов пищевых производств. – К.: Техника, 1982. – 183 с.
6. Гельперин Н.И., Шур В.А. Тепловой насос и альтернативы энергообеспечения процессов выпаривания и ректификации растворов // Хим. пром-сть. – 1987. – №8. – С. 485-489.
7. Иванов И.Т. Теплообменные и холодильные установки железнодорожного транспорта. – М.: Транспорт, 1984. – 224 с.
8. Интенсификация процесса уваривания утфелей / В.Т.Гаряжа, В.Р.Кулинченко, Ю.Г.Артюхов, Б.Г. Дидушко. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1961. – 152 с.
9. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1981. – 417с.
10. Исаченко В.П., Саломзада Ф., Шалахов А.А. Исследование теплообмена при капельной конденсации водяного пара в вертикальной трубе // Теплоэнергетика.–1980. – С. 13-16.
11. Исследование процесса теплообмена при ударно-струйном орошении поверхности нагрева жидкостью с целью разработки конструкции и эффективных испарительных установок / И.М.Федоткин, Р.А.Ткачук, В.А.Кравченко и др. – В кн.: Математическое моделирование и системный анализ технологических процессов, К.: Наукова думка, 1981. – С.121-125.
12. Каневец Г.Е. Теплообменники и теплообменные системы. – К.: Наукова думка, 1982 – 272 с.
13. Криворот А.С. Конструкция и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности. – М.: Машиностроение, 1976, – 376 с.
14. Кувшинский М.Н., Соболева Л.П. Курсовое проектирование по предмету «Процессы и аппараты химической промышленности. – М.: Высш. школа, 1980. – 223 с.
15. Кулинченко В.Р., Гаряжа В.Т., Дидушко Б.Г. Исследование теплообмена при кипении термолабильных суспензий // ИФЖ. – 1983. – 45. – №1. – С.96-99.
16. Кулинченко В.Р. Вынужденная конвекция при турбулентном течении среды // Деп.1966Ук-84Деп. – К.: УкрНИИНТИ. –1984. – 45 с.

17. Кулинченко В.Р. Вынужденная конвекция при ламинарном течении среды // Деп. 236Ук-Д84. – К.:УкрНИИНТИИ. – 1984. – 62 с.
18. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. – К.: Техника, 1990. – 198 с.
19. Кутателадзе С.С. Анализ подобия в теплофизике. – Новосибирск: Наука, 1982. – 280 с.
20. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 320 с.
21. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюший Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М.: Высш. школа, 1977. – 352 с.
22. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. школа, 1967. – 599 с.
23. Михайлов В.В., Гудков Л.В., Терещенко А.В. Рациональное использование топлива и энергии в промышленности. – М.: Энергия, 1978. – 243 с.
24. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 319 с.
25. Основные процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.И. Дытнарского. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
26. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.
27. Процессы и аппараты пищевых производств / В.Н.Стабников, В.Д.Попов, В.М.Лысянский и др. – М.: Пищ. пром-сть, 1976. – 663 с.
28. Прядко Н.А. Совершенствование теплообменных аппаратов и установок пищевой промышленности: Автореф. дис... докт. техн. наук. – К., 1986. – 45 с.
29. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / В.П.Бочаров, В.Б.Струтинский, В.Н.Бадах и др. – К.: Техника, 1987. – 127 с.
30. Рехтен А.В. Струйная техника. – М.: Машиностроение, 1980. – 237с.
31. Роуч Б. Вычислительная гидродинамика: Пер.с англ. / Под ред. П.И. Чушкина. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
32. Справочник по объектам котлонадзора / Под ред. И.А.Молчанова. – М.: Энергия, 1974. – 440 с.
33. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т.2: Пер. с англ. / Под ред. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевича, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
34. Справочник по технологическому оборудованию сахарных заводов / Под ред. В.Г. Белика. – К.: Техника, 1982. – 301 с.
35. Таубман Е.И, Расчет и моделирование выпарных установок, – М.: Химия, 1970. – 216 с.
36. Теория тепломассообмена / С.И.Исаев, И.А.Кожин, В.И.Кофанов и др. – М.: Высш. школа, 1979. – 495 с.

37. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Под ред. Б.Н.Голубкова. – М.:Энергия, 1972. – 424 с.
- 38.Ткаченко С.И. Обобщенные методы теплогидродинамических процессов и применение их для оптимизации выпарных установок: Автореф. дис... докт. техн. наук, – М., 1986. – 36 с.
39. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. – К.: Наукова думка, 1980. – 313 с.
40. Федоткин И.М., Кравченко В.А., Саввич В.А. Оптимизация выпарного оборудования. К.: Техника, 1985. – 149 с.
41. Федоткин И.М., Ткаченко С.И. Теплогидродинамические процессы в выпарных аппаратах, – К.:Техника, 1975. – 190 с.
42. Цветков В.В. Организация пароснабжения промышленных предприятий. – М.: Энергия,1980. – 206 с.

В92

В. Р. Кулінченко, В. Г. Мирончук

Випарювання і випарні апарати у розрахунках і конструюванні: Навч. посібник. – К.: Кондор, 2006. – 392 с.

ISBN 966-8251-88-1

У посібнику наведено в узагальненій формі великий матеріал з випарювання розчинів органічного і неорганічного походження із супутними нормативно-технічними довідковими даними. Розглянуто питання теплопровідності, тепловіддачі та теплопередачі в умовах руху розчинів у висхідних, спадних потоках і при русі в плівці. Теплові, гідравлічні, гідродинамічні й балансові розрахунки сумішені з конструкціями апаратів. Поряд із випарною технікою наводяться конструкції та розрахунок допоміжного устаткування, трубопроводів і арматури, а також трансформаторів та акумуляторів теплоти. Подано методики розрахунку випарних апаратів, збірників конденсату і трубопроводів на міцність. Текст супроводжується цифровими прикладами.

Навчальний посібник розрахований на студентів усіх форм навчання інженерно-технічних, енергетичних та технологічних спеціальностей університетів. Корисний для інженерно-технічних працівників і аспірантів, що спеціалізуються в галузі гідродинаміки, тепломасообміну, розрахунку і конструювання випарників.

УДК 51.001.57:62.987:66.01:66.045:66.048.54.621.1:658.26

ББК 36.84

Навчальне видання

Віталій Романович Кулінченко
Валерій Григорович Мирончук

ВИПАРЮВАННЯ І ВИПАРНІ АПАРАТИ У РОЗРАХУНКАХ І КОНСТРУЮВАННІ

Навчальний посібник

Редактор Білокурський Сергій Петрович
Коректор Федірко Алла Григорівна
Комп'ютерна верстка Бурлака Олексій Анатолійович
Дизайн обкладинки Зарицька Уляна Миколаївна

Підписано до друку 30.11.2005
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Times New Roman. Умовн.друк.арк. – 24,5. Обл.-вид. арк. – 23,52.
Наклад: 1000 прим. Замовлення №299

Видавництво «Кондор»
Свідоцтво ДК №1157 від 17.12.2002 р.
03057, м. Київ, пров. Польовий, 6,
тел./факс: (044) 456-60-82, 241-83-47

Віддруковано в друкарні ПП Мошака М.І.
(свідоцтво ДК №867 від 22.03.2002 р.).
32300, м. Кам'янець-Подільський, вул. П'ятницька, 9а.