Форма № Н-9.02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії
Кафедра «Машинобудування та прикладної механіки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

До магістерської роботи

Магістр
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Проектування та розрахунок біореакторів з теплообмінником циркуляційного типу**

Студента II курсу групи ГМ-20-2дм

напряму підготовки: 133 – Галузеве машинобудування

Недобіга В. О.
(прізвище та ініціали) *(підпис)*

Керівник роботи доц., к. фіз-мат. н. Черніков М. Г.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) *(підпис)*

Завідувач кафедри проф., д.т.н. Соколов В.І.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) *(підпис)*

Сєвєродонецьк – 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії
Кафедра «Машинобудування та прикладної механіки»
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
Профілізація Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв.

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри
д.т.н., проф. СОКОЛОВ В. І.
_____
« _____ » _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Недобіга Владислав Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проектування та розрахунок біореакторів з теплообмінником циркуляційного типу»

керівник роботи кандидат фізико-математичних наук, доцент Черніков М. Г.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом по університету від «11» листопада 2021 року № 174/15.28
2. Строк подання студентом роботи 17.12.2021 року

3. Вихідні дані роботи: Робочий об'єм ферментера 5 м^3. Ферментор загальним обсягом: $V_{заг}$ = 10 м^3. Загальна висота ферментера: $H_{заг}$ = 4,180 м. Висота рідини у циліндричній частині ферментера: $H_{рц}$ = 3.193 м. Об'эм днища $V_{дн}$ = 1,168м^3; внутрішня поверхня F= 4,59м^2. Товщина стінки днища S = 14мм. Коефіцієнт заповнення: $K_З$ = 0,5;

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): *Реферат. Вступ. Загальна характеристика біореактора. Розрахунок змісту газу при механічному диспергуванні в біореакторах. Розрахунок параметрів перемішувального пристрою. Технологічна частина. Проектно-конструкторський розрахунок деталей технологічного обладнання. Висновки. Список використаної літератури.*

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальне креслення ферментатора. 2. Робоче креслення перемішуючого пристрою. 3. Робоче креслення деталі «Вал перемішуючого пристрою». 4. Загальне креслення приводу перемішуючого пристрою.

6. Консультанти розділів

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Класифікація біореак-торів.	Доц. Черніков М.Г.	19.10	
Вивчення перемішуючих пристроїв	Доц. Черніков М.Г.	26.10	
Проектування технологіч-ного процесу виготовлення валу	Доц. Черніков М.Г.	06.11	

7. Дата видачі завдання « » 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Згідно з календарним планом – графіком, затвердженим кафедрою машинобудування та прикладної механіки, що до виконання бакалаврських робіт		
	Класифікація біореакторів	19.10	
	Тепло-масоперенос в апараті з мішалкою в вільному обсязі	01.11	
	Вибір типу і розрахунок параметрів перемішуючого пристрою	05.11	
	Вибір приводу перемішуючого Пристрою	12.12	
	Розрахунок валу на міцність	19.12	
	Розрахунок заготовки валу	06.01	
	Проектування технологічного процесу виготовлення валу	17.12	

Студент _____ Недобіга В. О.

(підпис) *(прізвище та ініціали)*

Керівник проекту _____ Черніков М. Г.

(підпис) *(прізвище та ініціали)*

РЕФЕРАТ

Магістерська диссертація складається із 73 сторінок тексту, 9 таблиць, рисунків 13.

Актуальність роботи полягає в необхідності досліду теплообмінноих процесів у апаратах з перемішуючими пристроями, практичному використанні теплообмінних апаратів у вертикальних апаратах з перемішуючими пристроями, моделюванні робочого реактора для культивування мікроорганізмів.

Метою роботи є дослідження, процесу теплообміну між різними типами теплообмінників і корпусом біореактора, впливу теплообміну на реакцію всередині апарату, вивчення потрібного обладнання для виготовлення та встановлення його на реактор, а також проектування апарату і приладів на базі данних з ГОСТ та ДСТУ.

Об’єктом дослідів є реактори з теплообмінними апаратами циркуляційного типу, перемішуючих пристроїв, реакторів для культивування мікрооргнанізмів, розрахунок валу перемішуючого пристрою.

Предметом вивчення є теплообмінні процеси, типи теплообмінників, верітальні апарати з теплообмінниками, конструкції та призначення ферментаційних апаратів.

Методи дослідження: У даній магістерській дисертації використані методи математичного моделювання у программній середі MathCad, проектування у САПР КОМПАС, аналіз технічної літератури з вілповідними каталогами реакторів, теплообмінників, мішалок.

Наукова новизна:

1. Дослідження застосування змійовикових теплообмінників у вертикальних реакторах з мішалками, з подальшою інтеграцією.

2. Використання змійовика рециркуляційного типу з безроторним насосом.

ЗМІСТ

ВСТУП 7
І ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА 8
1.1 Основи теплових процесів 8
1.2 Гідравлічні опори 13
1.3 Гідравлічні опори в теплообмінних апаратах. 15
1.4 Теплопередача 16
1.5 Теплообмінні апарати 17
1.6 Класифікація теплообмінних апаратів.. 18
1.7 Енергетичний баланс реактора періодичної дії 19
1.8 Енергетичний баланс реактора безперервної дії 23
1.9 Тепловіддача від газорідинної суміші до теплообмінної поверхні. 24
ІІ ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА 30
2.1 Розрахунок потужності при перемішуванні 30
2.2 Визначення якості перемішування 35
2.3 Мікро і макрозмішування 35
2.4 Вибір приводу перемішуючого пристрою 38
2.5 Проектування технологічного процесу виготовлення валу 39
2.5.1 Розрахунок припусків на механічну обробку і визначення операційних розмірів 39
2.5.2 Проектування технологічних операцій механічної обробки 44
2.5.3 Розрахунок режимів різання 45
2.5.4 Розрахунок точності технологічних операцій механічної обробки 49
ІІІ РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 52
3.1 Вхідні дані 52
3.2 Вибір відсутніх початкових даних 53
3.3 Розрахунок теплообмінника 53
3.4 Конструктивний розрахунок перемішувального пристрою 55
3.5 Проектний розрахунок і конструювання вала і підшипникового вузла 60
3.6 Розрахунок валу на вібростійкість 62

3.7 Перевірочний розрахунок шпоночно з'єднання 67
IV ОХОРОНА ПРАЦІ 68
4.1 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях 68
4.2 Шум та вібрації 68
4.3 Промислове освітлення 68
4.4 Електробезпека 69
4.4 Пожежна безпека та надзвичайні ситуації 70
ВИСНОВОК 72
Список літератури 73

ВСТУП

Метою випускної роботи магістра є розробка механічного перемішувального пристрою вертикального ферментера з теплообмінним пристроєм, а також приводу та характеристик валу. Було проведено розрахунок потужності яка витрачається на перемішування суміші у ферментері, аналіз теплообмінних процесів та теплообмінників.

Розробка технологічного процесу виконується на прикладі деталі «Вал перемішувального пристрою», службовим призначенням якої є передача крутного моменту від електромотору до мішалки. В роботі магістра пропонується виконати наступні етапи:

- огляд типів реакторів;
- вивчення та аналіз теплообмінників;
- визначення параметрів мішалки;
- визначення параметрів теплообмінника;
- визначення потужності яка витрачається на перемішування;
- вибір типу приводу мішалки та розрахунок основних розмірів заготовки з виконанням робочого креслення;
- розрахунок валу на стійкість до критичних умов використання;
- визначення габаритів і маси заготовки валу;
- розробка маршрутного технологічного процесу обробки деталі.

І ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Основи теплових процесів

Теплові процеси вивчаються у дисципліні «Процеси та апарати хімічної технології». У цьому посібнику розглянемо основи цих процесів і деякі основні поняття, необхідні щодо цієї теми стосовно дисципліни «Машини та апарати хімічних виробництв».

Теплообмін – це перенос енергії у формі тепла між тілами, що мають різну температуру. Процеси теплообміну поділяють на: що встановилися (стаціонарні) і невстановлені (нестаціонарні) для безперервно протікають і періодичних процесів відповідно. До теплових процесів відносяться: нагрівання, охолодження, конденсація, випаровування; їх рушійною силою є різниця температур тіл, що у процесі теплообміну.

Теплоносії. Тіла, що у процесі теплообміну, називаються теплоносіями. Теплоносії, що віддають тепло потоку з нижчою температурою, називають агентами, що нагрівають; теплоносії з нижчою (ніж середа) температурою і сприймають тепло - охолодними агентами (холодоагентами). В якості нагріваючих агентів використовують водяну пару (насичену, перегріту), гарячу воду, топкові або димові гази, високотемпературні теплоносії (перегріта вода, органічні рідини та їх пари, мінеральні олії та ін.) Для охолодження до звичайних температур (10-300°С) як охолодні агенти застосовують воду (річкову, озерну, аретезіанську, оборотну) і повітря; для охолодження до низьких температур використовують введення льоду, спеціальні холодильні агенти (пари низькокиплячих рідин, скраплені гази, холодильні розсоли), або спеціальні холодильні установки.

Методи передачі тепла. Тепло передається у різний спосіб. До них відносяться: теплопровідність, конвекція (природна, вимушена) та теплове випромінювання (променистий теплообмін).

Теплопровідність – перенесення тепла внаслідок безладного теплового руху мікрочастинок, що стикаються одна з одною; є основним способом передачі тепло для твердих тіл.

Конвекція – перенесення тепла внаслідок руху та переміщення макроскопічних обсягів рідини чи газу; розрізняють природну (або вільну) та вимушену (примусову) конвекцію.

Теплове випромінювання – процес поширення електромагнітних коливань, зумовлений тепловим рухом атомів чи молекул випромінюючого тіла.

У реальних умовах тепло передається не якимось одним способом, а комбінованим шляхом.

Тепловіддача та теплопередача. Процес перенесення тепла від стінки до середовища або у зворотному напрямку називається тепловіддачею. Перенесення тепла від більш нагрітої до менш нагрітої рідини через поверхню, що розділяє, називається теплопередачею.

Теплообмінні апарати Теплові процеси здійснюють теплообмінних апаратах (теплообмінниках). Теплообмінники – апарати, призначені передачі тепла від одних речовин (теплоносіїв) до іншим.

Розрізняють дві основні групи теплообмінних апаратів:

1) поверхневі теплообмінники - перенесення тепла відбувається через поверхню, що розділяє теплообміну (стінку);

2) теплообмінники змішування – тепло передається від одного середовища до іншого при безпосередньому їх дотику.

Найчастіше використовуються поверхневі теплообмінники; до них відносяться: трубчасті (кожухотрубчасті, «труба в трубі», занурювальні змійнікові, зрошувальні, апарати повітряного охолодження), апарати з поверхнею теплообміну, виконаної з листового матеріалу (пластинчасті, поверхня теплообміну яких утворена гофрованими пластинами, і спіральні з поверхнею теплообміну, згорнутими у спіраль сталевими стрічками).

Основні елементи кожухотрубчастих теплообмінників: пучок труб, закріплених у трубних решітках, кожух, розподільні камери, кришки, перегородки, приєднувальні штуцери. Теплоносії направляють з різних боків поверхні теплообміну: один - у трубний простір (всередину труб), інший - у міжтрубний (простір між трубами і кожухом). Розрізняють одно- та багатоходові (2-х, 4-х, 6-ти ходові) теплообмінники.

Кожухотрубчасті апарати поділяються на теплообмінники з нерухомими трубними ґратами; із компенсатором на кожусі; з U-подібними трубами; з плаваючою головкою; з плаваючою головкою та компенсатором на ній.

Розрахунок теплообмінників включає:

-Визначення теплового потоку (теплового навантаження апарату), тобто розрахунок кількості тепла (*Q*, Вт), що передається в одиницю часу (або за одну операцію) від одного теплоносія до іншого; тепловий потік визначається шляхом складання та вирішення теплових балансів;

-знаходження поверхні теплообміну апарату (F,м^2), забезпечує передачу необхідної кількості тепла; значення F знаходять із основного рівняння теплопередачі;

- вибір стандартизованого теплообмінного апарату за ГОСТом або ТУ з використанням довідкової літератури;

- проведення гідравлічного розрахунку апарату з метою визначення втрат тиску при русі потоків;

- проведення механічного (міцнісного) розрахунку теплообмінника.

Тепловий потік (Q, Вт) – показує кількість тепла, що передається в одиницю часу (за одну операцію) від одного теплоносія до іншого. Тепловий баланс – тепло (Q_1), що віддається нагрітим теплоносієм витрачається на нагрівання холодного потоку (Q_2) та втрати тепла ($Q_П$) у навколишнє середовище

$$Q_1 = Q_2 + Q_п \tag{1.1}$$

Втрати тепла у довкілля невисокі, тому у розрахунках апаратів приймають

$$Q_1 = Q_2$$

Тепловий потік розраховують за формулою

$$Q = G \cdot (I_к - I_н) \tag{1.2}$$

Де G – кількість речовини, кг/с;

$I_н, I_к$- ентальпія теплоносія на вході та на виході з апарату, Дж/кг.

Якщо теплоносій не змінює свій агрегатний стан, для розрахунку кількості тепла, що передається, використовують формулу

$$Q = G \cdot c \cdot (t_к - t_н) \tag{1.3}$$

де c – теплоємність речовини (Дж/кг . град);

$t_к, t_н$ – температури теплоносія на вході та на виході з апарату.

Основне рівняння теплопередачі формулюється наступним чином: кількість тепла, що передається від більш нагрітого до холоднішого теплоносія, пропорційно поверхні теплообміну (F), середньому температурному напору (Δtср) і, для періодичних процесів - часу проведення процесу (τ):

$Q = K \cdot F\Delta t_{ср}\ \tau$ - для періодичних процесів

$$Q = K \cdot F\Delta t_{\text{ср}}$$ - для безперервних процесів (1.4)

Середній температурний тиск (Δtср, °С) – середня різниця температур між теплоносіями на кінцях апарату.

Коефіцієнт пропорційності (*K*, Вт/м^2.град) називається коефіцієнтом теплопередачі; коефіцієнт теплопередачі показує скільки тепла перетворюється на 1 сек. від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія через поверхню теплообміну 1 м^2 при середній різниці температур між потоками 1 градус.

Поверхня теплообміну (F, м^2) забезпечує передачу необхідної кількості тепла; визначається із основного рівняння теплопередачі.

Основним законом передачі тепла теплопровідністю є закон Фур'є: кількість тепла (*dQ*), що передається за допомогою теплопровідності через елемент поверхні (*dF*), перпендикулярний тепловому потоку, за час (*dτ*) прямо пропорційно температурному градієнту (*dt/dn*), поверхні (*dF*) та часу (*T*). Закон Фур'є записується у вигляді:

$$dQ = -\lambda \frac{dt}{dn} \cdot dF\ d\tau \quad (1.5)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності (Вт/м. град), що показує скільки тепла проходить внаслідок теплопровідності в одиницю часу через одиницю поверхні теплообміну при падінні температури на 1 градус на одиницю довжини нормалі до ізотермічної поверхні.

Величина λ залежить від природи речовини, її структури, температури та інших факторів. Найбільшу теплопровідність мають метали, найменшу – гази.

Теплопровідність плоскої стінки при процесі теплообміну для періодичних і безперервних процесів визначається з рівнянь

$$Q = -\lambda(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) \cdot \frac{F\tau}{\delta} \text{ и } Q = -\lambda(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) \cdot \frac{F}{\delta} \quad (1.6)$$

де $t_{\text{ст1}}$ и $t_{\text{ст2}}$ – температури зовнішніх поверхонь стінки (поверхні теплообміну) з боку одного та іншого потоку (°С); δ – товщина стінки, м.

При розрахунку теплопровідності багатошарової стінки враховують товщину та теплопровідність кожного шару.

Механізм конвективного теплообміну складний. Для розрахунків використовують рівняння досить простого виду, відоме під назвою закон тепловіддачі або закон охолодження Ньютона, згідно з яким кількість тепла

dQ, що віддається за час $d\tau$ поверхнею стінки dF, що має температуру $t_{ст}$, рідини з температурою $t_ж$ прямо пропорційно dF і різниці температур ($t_{ст} – t_ж$)

$dQ = \alpha\, dF\, (t_{ст} - t_ж) d\tau$ - для періодичних процесів

$dQ = \alpha\, dF\, (t_{ст} - t_ж)$ - для безперервних процесів

В інтегральному вигляді стосовно безперервних процесів рівняння набуває вигляду:

$$Q = \alpha\, F(t_{ст} - t_ж) \qquad (1.7)$$

Коефіцієнт пропорційності (α, Вт/м^2.град) називається коефіцієнтом тепловіддачі; коефіцієнт тепловіддачі показує, скільки тепла передається від 1 м^2 стінки рідини протягом 1 сек. при різниці температур між стінкою та рідиною в 1 градус.

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від наступних факторів: від швидкості рідини (w), її густини (ρ), в'язкості (μ); від теплових властивостей рідини – питомої теплоємності (β), теплопровідності (λ), коефіцієнта об'ємного розширення (β); від геометричних параметрів (довжини – l та діаметра труб апарату – d); від шорсткості стінки труби (ε):

$$\alpha = f(w, \rho, \mu, c, \lambda, l, d, \beta, \varepsilon)$$

Насправді коефіцієнт тепловіддачі визначають з допомогою критерію Нуссельта (Nu)

$$\alpha = Nu\ /\ l \cdot \lambda \qquad (1.8)$$

де l – визначальний геометричний розмір (довжина або діаметр), λ – коефіцієнт теплопровідності.

Критерій Нуссельта характеризує подібність процесів теплоперенесення на межі між стінкою та потоком рідини і є мірою співвідношення товщини прикордонного шару та визначального геометричного розміру; критерій Нуссельта записують у вигляді статечної функції, використовуючи як геометричний розмір відношення довжини до діаметра

$$Nu = C\ Re^m \cdot P\ r^n \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^p \qquad (1.9)$$

де C, m, n, p – визначають дослідним шляхом; Re – критерій Рейнольдса ($Re = w.d.\rho\ /\ \mu$), що характеризує гідродинамічну подобу; Pr – критерій Прандтля ($Pr = c\ .\ \mu\ /\ \lambda$); c, μ, λ, ρ, w – теплоємність, в'язкість, теплопровідність, щільність теплоносія та швидкість його руху.

Режими руху рідин безпосередньо впливають на процес тепловіддачі. Для характеристики режимів руху використовують критерій Рейнольдса(Re).

О. Рейнольдс вивчаючи режими руху, зазначив, що при невеликих швидкостях руху частинки рухаються паралельно один одному; такий режим він назвав ламінарним або струйчастим. При збільшенні швидкості частки починають перемішуватися у поперечному напрямку. Такий невпорядкований рух, коли частинки рідини рухаються хаотично, і в той же час, вся маса рідини переміщується в одному напрямку, він назвав турбулентним рухом.

Перехід від одного режиму до іншого характеризується критичними значеннями критерію Рейнольдса (*Re*), який є мірою співвідношення сил в'язкості та інерції в потоці, що рухається, і визначається за формулою

$$Re = w\ d\frac{\rho}{\mu} \tag{1.10}$$

де ρ, μ - щільність і в'язкість рідини відповідно.

При русі прямими трубами при значеннях *Re* до 2320 режим ламінарний;

При значеннях 2320 < *Re* < 10000 режим нестійкий турбулентний або перехідний;

При значеннях *Re* > 10000 – стійкий або розвинений турбулентний режим.

Чим вище значення Re, тим вище значення критерію Нуссельта і, отже, вищий коефіцієнт тепловіддачі.

1.2 Гідравлічні опори

Гідравлічні опори у технологічних трубопроводах. При русі реальних рідин трубопроводами виникають гідравлічні опори, що призводить до втрат напору ($h_п$) або тиску ($\Delta P_п$). Рух реальних рідин описується рівнянням Бернуллі:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho} g + \frac{w_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho} g + \frac{w_2^2}{2g} + h_n \tag{1.11}$$

де $Z_{1,2}$ – нівелірна висота (геометричний напір), ($p_{1,2}$ / ρ . g) – статичний (п'єзометричний) напір, ($w_{1,2}^2$ / 2 g) – швидкісний напір,

(Z + p/ ρ . g + $w2$/ 2 g) – повний гідродинамічний напір.

Відповідно до рівняння Бернуллі повний гідродинамічний напір для двох поперечних перерізів відрізняється на величину, що дорівнює втраченому натиску. - $h_п$, який характеризує питому енергію, витрачається подолання гідравлічних опорів під час руху реальних рідин.

Втрати напору ($h_п$) ти тиску ($\Delta P_п$) у випадку зумовлені опором тертя ($h_{тр}$, $\Delta P_{тр}$) та місцевими опорами ($h_{м.с.}$, $\Delta P_{м.с.}$), а саме:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{м.с.}};\ \Delta P_{\text{п}} = \rho g h_{\text{п}} \qquad (1.12)$$

Опір тертя існують при русі рідин по всій довжині трубопроводу; на величину цих опорів впливає режим руху рідини; втрати напору та тиску на тертя визначаються за наступним рівнянням:

$$h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g};\ \ \Delta P = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d}\ \rho \frac{w^2}{2} \qquad (1.13)$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя, який визначається з урахуванням режиму руху:

– при ламінарному режимі:

$$\lambda_{\text{тр}} = 64/Re$$

– при турбулентному режимі під час руху по гладких трубах (зона гладкого тертя):

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.316\ Re^{-0.25}$$

– при турбулентному режимі в зоні змішаного тертя (з урахуванням шорсткості труб):

$$-1/\lambda_{\text{тр}}^{0.5} = -2 \lg\left(\frac{\varepsilon}{3.7} + \left(\frac{6.81}{Re}\right)^{0.9}\right)$$

– в автомодельній області (коли $\lambda_{\text{тр}}$ не залежно від *Re*):

$$1/\lambda_{\text{тр}}^{0.5} = 2 \lg 3.7/\varepsilon$$

де ε – відносна шорсткість; визначається: $\varepsilon = \Delta/d$; де Δ – абсолютна шорсткість, рівна: для нових сталевих труб – 0,06-0,1 мм; для труб, що були в експлуатації, але не схильні до дії корозії – 0,1-0,2 мм; для старих забруднених сталевих та чавунних труб – 0,5-2 мм.

Місцеві опори виникають за будь-яких змін швидкості потоку за величиною або напрямом. До місцевих опорів відносяться: вхід потоку в трубу і вихід з неї, раптові звуження та розширення, відводи, коліна, трійники, запірні та регулюючі пристрої – крани, вентилі, засувки тощо. Втрати напору на подолання місцевих опорів визначаються за формулою

$$h_{\text{м.с.}} = \sum \zeta_{\text{м.с.}} \frac{w^2}{2g};\ \ \Delta P_{\text{м.с.}}\ \rho \frac{w^2}{2} \qquad (1.14)$$

де $\sum \zeta_{\text{м.с}}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів за кожним видом місцевих опорів (наводяться у довідкових таблицях).

1.3 Гідравлічні опори в теплообмінних апаратах.

Розрахунок гідравлічних опорів під час руху рідин через апарати виробляється з урахуванням типу апаратів, за збереження загальних закономірностей, зазначених вище. Наприклад, гідравлічні опори в кожухотрубчастих теплообмінниках визначаються з урахуванням варіанту подачі робочого середовища (у труби, або міжтрубний простір). Гідравлічний опір трубного простору знаходять за формулою

$$\Delta P = \Delta P_1 + z\left(\Delta P_2 + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_3\right) + \Delta P_4 \qquad (1.15)$$

де ΔP_1 – ΔP_4 – втрата тиску на подолання місцевих опорів під час руху потоку у трубному просторі на відповідних ділянках;

$\Delta P_{\text{тр}}$ – втрата тиску на тертя у трубах; z – число ходів у трубному просторі (див. характеристику апарату).

Складники ΔP_1–ΔP_5 знаходять за загальною формулою виду:

$$\Delta P_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho \cdot \omega_i^2}{2} \qquad (1.16)$$

де ζ_i – коефіцієнти місцевих опорів на відповідній ділянці (див. табл. місцевих опорів); ω_i – швидкість руху теплоносія на відповідній ділянці.

Для розрахунку втрат тиску на тертя використовують формулу

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot l \cdot \rho \cdot \omega_{\text{тр}}^2}{2 d_{\text{в}}} \qquad (1.17)$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя;

l – довжина труб теплообмінника, м.

Коефіцієнт тертя залежить від режиму руху та шорсткості стін труби; його можна визначити графічно чи розрахувати (див. порядок розрахунку).

Гідравлічний опір міжтрубного простору знаходять за рівнянням:

$$\Delta P = \Delta P_6 + \left(\frac{l}{l_n}\right) \cdot \Delta P_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_n} - 1\right) \Delta P_7 + \Delta P_8 \qquad (1.18)$$

де ΔP_6–ΔP_8– втрата тиску на подолання місцевих опорів під час руху потоку в міжтрубному просторі на відповідних ділянках; $\Delta P_{\text{мт}}$ – втрата тиску на тертя в одному ході міжтрубного простору; l – довжина труб теплообмінника, м; l_n – відстань між перегородками; l_n=0,5·D; відношення l / l_n – число ходів у міжтрубному просторі. Втрати тиску ΔP_6–ΔP_8 знаходять також як складові ΔP_1–ΔP_5 з урахуванням швидкостей потоку та коефіцієнтів місцевих опорів на відповідних ділянках.

Втрати тиску на тертя знаходять за такою формулою:

$$\Delta P_{\text{мт}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot \rho \cdot \omega_{\text{мт}}^2}{2} \quad (1.19)$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя в міжтрубному просторі, що залежить від розміщення труб та числа рядів труб.

1.4 Теплопередача

Теплопередачу розглядають залежно від форми стінки (теплопередаючої поверхні) та взаємного напрямку руху теплоносіїв.

Теплопередача за постійних температур теплоносіїв через плоску стінку.

Коефіцієнт теплопередачі (К) визначається у цьому випадку із рівняння

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + r_{3.1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{3.2} + \frac{1}{a_2}} \quad (1.20)$$

де α_1 и α_2 - коефіцієнти тепловіддачі від більш нагрітого теплоносія стінці та від стінки - до менш нагрітого потоку; $r_{3.1}$ и $r_{3.2}$ - термічні опори забруднень з боку першого та другого теплообмінних потоків; $\delta_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{ст}}$ - товщина та теплопровідність матеріалу стінки.

Теплопередача за змінних температур теплоносіїв. Цей вид теплопередачі найчастіше має місце у промислових апаратах. Теплопередача за змінних температур теплоносіїв залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв. У безперервних процесах теплообміну можливі наступні варіанти взаємного спрямування руху потоків:

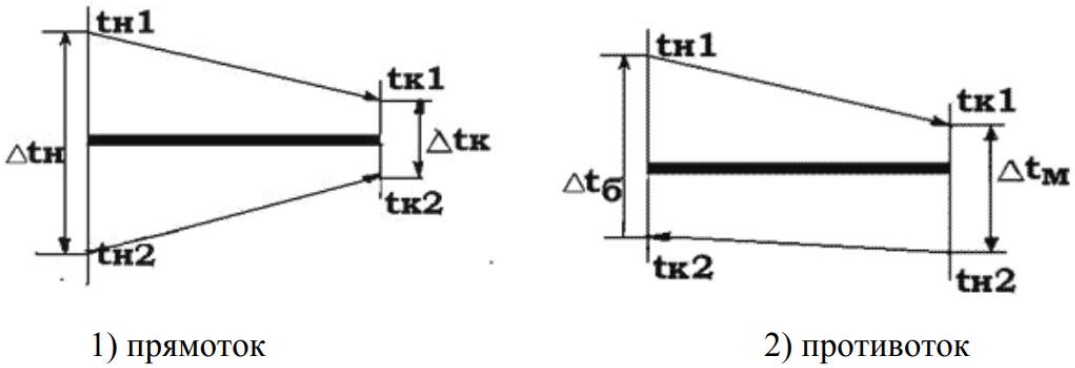
- паралельний струм (прямострум), коли потоки рухаються в одному напрямку;

- протитечії, коли потоки рухаються в протилежних напрямках;

- перехресний струм, коли потоки рухаються взаємно перпендикулярно;

- Змішаний струм, при якому один потік рухається в одному напрямку, а інший - як прямострумом, так і протитечією до першого.

Розглянемо розрахунок процесу теплообміну при прямотоці та протитечії.



1) прямоток 2) противоток

Рис 1.1 – Процеси теплообміну при прямотоці та протитечії

При розрахунках за основним рівнянням теплопередачі середній температурний тиск ($\Delta t_{ср}$) визначають з урахуванням взаємного напрямку руху потоків та різниці температур на кінцях апарата наступним чином.

Для прямоструму розрахунки проводять з використанням формул

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_н - \Delta t_к}{\ln\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к}} \text{ или } \Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_н + \Delta t_к}{2} \quad (1.21)$$

якщо $\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} > 2$, или $\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} < 2$ відповідно; різниця температур на кінцях теплообмінника при цьому знаходять як:

$$\Delta t_н = t_{н.1} - t_{н.2};\ \Delta t_К = t_{К.1} - t_{К.2}$$

Для протитечії середню різницю температур визначають поформулам.

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \text{ или } \Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2} \quad (1.22)$$

У випадку якщо $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} > 2$, или $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} < 2$ выдповыдно; де $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$– велика і менша різниця температур теплоносіїв за прийнятої схеми взаємного напрямку руху потоків.

1.5 Теплообмінні апарати

Теплообмінні апарати - теплообмінники призначені щодо процесів теплообміну, тобто. для нагрівання або охолодження, а також випаровування або конденсації потоків робочих середовищ. В апаратах здійснюється теплообмін між двома потоками, що мають різну температуру; в результаті один потік нагрівається, а інший охолоджується.

Підведення та відведення тепла забезпечується подачею в апарат теплоносіїв – нагріваючих або охолоджуючих агентів. В якості нагріваючих агентів використовують водяну пару (найчастіше насичену), гарячу воду,

топкові або димові гази, високотемпературні теплоносії (перегріту воду, органічні рідини та їх пари, мінеральні олії та ін.) Для охолодження до звичайних температур (10-30°С); як охолодні агенти використовують воду і повітря; для охолодження до низьких температур використовують спеціальні холодильні агенти (пари низькокиплячих рідин, зріджені гази, холодильні розсоли) або спеціальні холодильні установки.

Апарати цієї групи дуже поширені і використовуються як допоміжне устаткування будь-яких підприємствах нафтопереробки і нафтохімії, т.к. Майже всі основні процеси хімічної технології пов'язані з необхідністю підведення чи відведення тепла. У зв'язку з цим питома вага теплообмінних апаратів у загальному обсязі обладнання хімічних виробництв досить висока і становить до 50 % у нафтопереробній та нафтохімічній промисловості.

1.6 Класифікація теплообмінних апаратів

В основу класифікації теплообмінників можуть бути покладені різні ознаки: спосіб передачі тепла, призначення, конструктивні особливості, напрямок руху теплоносіїв та ін. 1. За способом передачі тепла апарати цієї групи поділяються на наступні групи:

-теплообмінники змішування, в яких передача тепла здійснюється при безпосередньому контакті теплообмінних середовищ; використовувати апарати даного типу можна лише у тому випадку, якщо допускається змішання потоків;

-поверхневі теплообмінники, в яких передача тепла здійснюється через перегородку, що розділяє теплообмінні потоки; апарати цієї групи використовуються найчастіше в нафтопереробній та нафтохімічній промисловості.

2. Класифікація за призначенням передбачає розподілення апаратів на теплообмінники, нагрівачі, холодильники, випарники, конденсатори. У теплообмінниках один потік нагрівається за рахунок тепла іншого потоку, що використовується у технологічному процесі; використання цих апаратів дозволяє скоротити витрати тепла та теплоносіїв (холодоагентів) на виробництві. У холодильниках або нагрівачах, а також у випарниках, або конденсаторах для здійснення процесу використовують спеціальні теплоносії (найчастіше водяна пара або гарячу воду) або холодоагенти (найчастіше воду або повітря).

3. Класифікація за конструкцією передбачає розподіл поверхневих теплообмінників на такі типи:

а) апарати виготовлені з труб (кожухотрубчасті теплообмінники; теплообмінники типу «труба в трубі»; занурювальні змійникові; зрошувальні; апарати повітряного охолодження).

б) апарати з поверхнею теплообміну, виготовленої з листового матеріалу (пластинчасті та спіральні).

в) апарати з поверхнею теплообміну, виготовленої з неметалевого матеріалу (графітові; пластмасові; скляні).

4. У напрямку руху теплоносіїв виділяють прямоточні, протиточні, з перехресним або змішаним рухом теплоносіїв.

При підборі апарату для того чи іншого технологічного процесу необхідно враховувати: - температурний режим; тиск; фізико-хімічні властивості теплообмінних засобів, їх агресивність.

Можна виділити кілька загальних рекомендацій, що використовуються при виборі типу апарата:

1) для процесів, що протікають при високому тиску, переважно використовувати теплообмінники виконаних з труб. При цьому теплоносій з великим тиском слід спрямовувати до труб, оскільки вони витримують більший тиск у порівнянні з кожухом.

2) При використанні агресивних та корозійних теплоносіїв переважно використовувати апарати, виконані з полімерних матеріалів (фторопласт). При використанні трубчастих теплообмінників агресивний теплоносій краще спрямовувати до труб, щоб уникнути корозійного зношування корпусу.

3) При використанні забруднених теплоносіїв та теплоносіїв, що дають відкладення, їх направляють з боку теплообміну, яка найбільш доступна для очищення. Наприклад, для кожухотрубчастих теплообмінників – це внутрішня поверхня труб; для занурювальних змійовикових - зовнішня поверхня змійовика.

1.7 Енергетичний баланс реактора періодичної дії.

Енергетичні баланси хімічних реакторів різних конструкцій, що працюють при різних умовах, досить докладно висвітлені в спеціальних монографіях. Тому тут, використовуючи основні положення зазначених монографій, ми зупинимося лише на питаннях, характерних для систем газ-рідина.

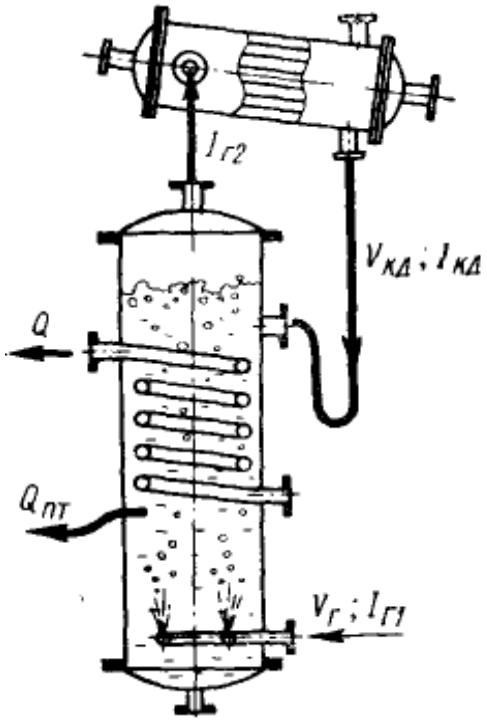


Рис. 1.2 – Схема енергетичних потоків в барботажному реакторі

Характерною особливістю роботи реактора періодичної дії є циклічність. Загальну тривалість циклу умовно можна представити у вигляді:

$$t_{\text{цк}} = t_{\text{р}} + t_{\text{вп}} \tag{1.23}$$

де $t_{\text{р}}$ – тривалість реакції, що забезпечує задану ступінь перетворення; $t_{\text{вп}}$ – допоміжний час, що включає час заповнення і спорожнення апарату, а також його розігріву та охолодження.

Умовність такого запису полягає в тому, що, по-перше, розігрів і охолодження реакційної маси можна здійснювати в інших апаратах і це скорочує $t_{\text{цк}}$ і, по-друге, хімічне перетворення речовин може протікати одночасно з їх нагріванням або охладеніем.

Беручи до уваги Друге припущення і враховуючи, що барботажні реактори працюють при постійному тиску, загальний енергетичний баланс апарату періодичної дії (рис. 1.2) слід записати у вигляді

$$\sum m_i c_i \frac{dT}{dt} \pm v_{\text{ж}} q_p r + V_{\text{г}} \rho_{\text{г}} \Delta I_{\text{г}} - V_{\text{кд}} \rho_{\text{кд}} I_{\text{кд}} - N + Q_{\text{пт}} \mp Q = 0 \tag{1.24}$$

Тут m_i – маса елемента розігрівається системи (реактора або рідини);

$v_{ж}$ – обсяг рідини, завантаженої в реактор; c_i – теплоємність матеріалу елемента;

q_p – питома теплота реакції; r – швидкість хімічного перетворення в момент t; $\Delta I_{г} = I_{г_1} - I_{г_2}$ – різницю ентальпій газу на виході і вході в реактор; $V_{кд}$ – витрата конденсату, що повертається в реактор з зворотного холодильника; $I_{кд}$ – ентальпія конденсату; N – енергія, яку вносить в реактор зовнішнім джерелом (барботують газом або пристроєм, що перемішує); $Q_{пт}$ – втрати теплоти в навколишнє середовище; Q – теплота, відведена (+) або підводиться (–) до системи в момент часу t через теплообмінні поверхні. знак (+) перед другим доданком враховується при ендотермічних реакціях, а знак (-) - при екзотермічних.

Ентальпія газу, що виходить з реактора,

$$I_{г_2} = c_г T + x_ж r_и \tag{1.25}$$

де $c_г$ – теплоємність газу при постійному тиску і температурі T; $x_ж$ – масова частка парів рідини в відпрацьованих газах; $r_и$ – питома теплота випаровування рідини при температурі T.

Масовий вміст рідини в газі, вважаючи його насиченим, можна прийняти рівним

$$x_ж = \frac{M_ж}{M_г} \frac{p_н}{p - p_н} \tag{1.26}$$

де $M_ж$ и $M_г$ – молекулярні маси рідини і газу; $p_н$ – пружність насичених парів рідини при температурі T; p – загальний тиск в апараті.

Що входить до рівняння (1.24) параметр N в залежності від конструкції апарату розраховується по-різному. Для апарату групи РБ

$$N = V_г \Delta p,$$

де Δp – опір апарату по газовій фазі.

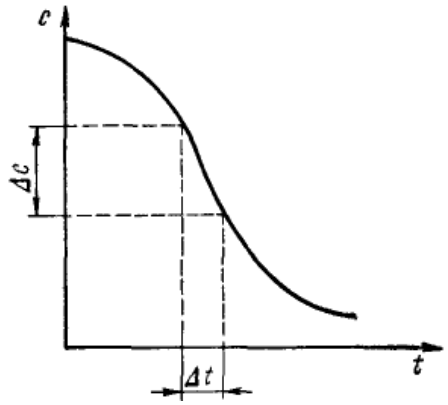


Рис. 1.3 – Вибір максимальної швидкості перетворення.

Тепловий розрахунок барботажного реактора періодичної дії зводиться до знаходження необхідної поверхні теплообмінних елементів, що забезпечує передачу максимальної кількості теплоти Q в певний момент часу t.

Рівняння (1.24) не дає строгого рішення щодо Q, так як від змінюючейся в часі температури системи T залежать параметри, які визначаються за рівняннями (1.25) і (1.26), величина Q, а також швидкість перетворення. Тому при інженерних розрахунках величини Q зазвичай виходять з двох умов.

Якщо тепловий ефект реакції великий, то величину Q розраховують за періодом реакції, виключивши з рівняння (1.24) перший доданок і прийнявши температуру системи (в допустимих межах її коливань) постійної.

Швидкість хімічного перетворення при цьому визначають графічно по концентраційної кривої (як відношення $\Delta c/\Delta t$) в період найбільшої швидкості зміни концентрації с (рис. 1.3)

Якщо тепловий ефект реакції невеликий, лимитирующей стадією циклу може виявитися тривалість нагріву або охолодження. У цьому випадку для розрахунку Q можна спростити рівняння (1.24), виключивши з нього другий доданок, а також ті, які в енергетичному балансі не грають суттєвої ролі в періоди нагріву або охолодження.

1.8 Енергетичний баланс реактора безперервної дії.

Барботажние реактори безперервної дії (за винятком змієвикових) можна розглядати як апарати ідеального змішування по рідкій фазі з незмінними у всьому обсязі концентраціями речовин і температурою системи. При цьому умови енергетичний баланс реактора, показаного на рис. 1.2, але з протокою рідини в кількості $V_{ж}$, буде представлений рівнянням

$$V_{ж}\rho_{ж}\Delta I_{ж} + V_{г}\rho_{г}\Delta I_{г} \pm v_{ж}q_{p}r - V_{кд}\rho_{кд}I_{кд} - N + Q_{пт} \mp Q = 0 \qquad (1.27)$$

Тут $\Delta I_{ж}$ – різницю ентальпій рідини на виході і вході в реактор.

Якщо реактор варто в каскаді і в нього надходить газ з попереднього апарату, то ентальпію газу $I_{г_1}$ потрібно розраховувати за рівнянням (1.25).

Розрахунок величини Q за рівнянням (1.27) спрощується стаціонарністю енергетичного балансу в реакторах безперервної дії. Для апаратів групи РБ і РМ швидкість реакції незмінна і визначається кінцевою концентрацією реагуючих речовин. Це положення допустимо також і при тепловому розрахунку реакторів групи РП. Хоча по рідкій фазі вони близькі до апаратів ідеального витіснення, але в силу малого часу перебування в них рідини та протікання реакції переважно в дифузійної області швидкість хімічного перетворення в цих апаратах можна вважати незмінною в часі.

Завдання теплового розрахунку реакторів типів РБК, РМС і РМЦ зазвичай зводиться до визначення необхідної поверхні теплообміну $F_{т}$, забезпечує збереження енергетичного балансу відповідно до умовою

$$Q = k_{т}F_{т}\Delta T_{ср} \qquad (1.28)$$

В реакторах типів РБГ і РБЗ, а також групи РП величина $F_{т}$ виходить як конструктивний параметр при розрахунку розмірів апарату з умов кінетики реакції. В цьому випадку тепловий розрахунок зводиться до знаходження за

рівнянням (1.28) середнього температурного напору $\Delta T_{\text{ср}}$ і середньої температури теплоносія.

Загальні принципи розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі між газожидкостной сумішшю і теплообмінної поверхнею, необхідних для визначення величини $k_{\text{т}}$ в рівнянні (1.28), викладені нижче.

Іноді в хімічній технології зустрічаються процеси, при яких відведення реакційної теплоти через теплообмінні поверхні утруднений внаслідок відкладення на них продуктів реакції, що мають велике термічний опір. В цьому випадку раціональніше відводити теплоту екзотермічніреакцій за рахунок випаровування частини рідини при подачі в апарат надлишкової кількості газу $V_{\text{г}}$. Такий прийом, широко поширений, наприклад, при полімеризації етилену в барботажних реакторах, видозмінює рівняння балансу (1.27), з якого виключається параметр Q.

При відведенні теплоти реакції за рахунок випаровування частини рідини відпадає необхідність розрахунку коефіцієнта тепловіддачі між газом і рідиною. Унаслідок великої його величини, а також розвиненою поверхні контакту фаз граничне насичення газу рідиною досягається на невеликій відстані від барботера, і тому кількість відводиться теплоти буде залежати тільки від витрати газу $V_{\text{г}}$, що визначається за рівнянням (1.27).

1.9 Тепловіддача від газорідинної суміші до теплообмінної поверхні.

Залежно від конструктивного виконання барботажного реактора можливі два випадки тепловіддачі, обумовлені гідродинамічним станом двофазного потоку.

Характерною особливістю першого випадку є те, що газожидкостная суміш не має яскраво вираженого спрямованого руху і омиває зовнішню поверхню труб. Це типово, наприклад, для барботажних колон або реакторів з механічним диспергированием газу, що мають в якості теплообмінних елементів змійовики. Такий випадок прийнято розглядати як зовнішню задачу

теплообміну.

Для другого випадку характерно висхідний або спадний рух двофазного потоку в трубах - внутрішня задача теплообміну. Він має місце в газліфтних трубчастих (тип РБГ) і барботажних змієвикових (тип РБЗ) апаратах.

В результаті численних досліджень теплообміну між газожидкостной сумішшю і теплообмінної поверхнею встановлено, що основне термічний опір зосереджено в в'язкому пристінному шарі рідини, який не містить газових бульбашок. Цей шар може нести в собі дрібні частинки твердої фази, за рахунок швидкості осадження яких відповідним чином деформується його профіль швидкостей. Основний вплив на теплообмін надають турбулентні пульсації, проникаючі в пристінний шар від турбулентного потоку рідини і від спливаючих в ній деформуються газових бульбашок. Керуючись цими положеннями, до знаходження рівнянь для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від газорідинної суміші до стінки теплообмінної поверхні як в умовах зовнішньої, так і внутрішньої завдань можна підійти таким шляхом.

Основне рівняння переносу теплоти в плоскому рідинному потоці

$$q_{\text{т}} = (\lambda + \lambda_{\text{ту}}) \cdot \frac{dT}{dy} \tag{1.29}$$

$$l = \left(\frac{1}{Pr} + \frac{\varepsilon}{\nu}\right) \frac{d\psi}{d\eta} \tag{1.30}$$

Тут l – безрозмірне відстань від стінки; ψ – безрозмірна різниця температур:

$$\psi = \frac{\Delta T \rho c u_*}{q_{\text{т}}} \tag{1.31}$$

де ΔT – різницю температур стінки і рідини в точці, віддаленій від стінки навідстань y.

Якщо при вирішенні задач гідродинаміки цілком прийнятно допущення

про існування невозмущенного ламинарного подслоя, в якому коефіцієнт турбулентного обміну $\varepsilon = 0$, то при вирішенні задач тепло-масообміну при високих чис-лах Прандтля ($Pr > 10$) двошаровий або тришарова моделі призводять до значних помилок. Відповідно до теорії Ландау підтвердженої Дайслера, турбулентність в прикордонному шарі при $\eta \leq 6$ підпорядковується закономірності

$$\frac{\varepsilon}{\nu} = (0{,}124 \cdot \eta)^4 \tag{1.32}$$

При $\eta > 6$ можна скористатися залежностями (1.32), що випливають з моделі Прандтля-Кармана:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\varepsilon}{\nu} &= \frac{\eta}{5} - 1 \quad \text{при} \quad 6 < \eta < 30 \\ \frac{\varepsilon}{\nu} &= \frac{\eta}{2{,}5} - 1 \quad \text{при} \quad \eta > 30 \end{aligned}\right\} \tag{1.33}$$

Якщо коефіцієнт тепловіддачі висловити у вигляді

$$\alpha_{min} = \frac{q_т}{\Delta T_{max}} \tag{1.34}$$

де ΔT_{max} – максимальна в поперечному перерізі каналу різниця температур стінки і рідини, то з (1.31) можна отримати рівняння

$$\frac{\alpha_{min}}{\lambda}.\frac{\nu}{u_*} = \frac{Pr}{\psi_{max}} \tag{1.35}$$

в якому величина ψ_{max}, відповідна значенням ΔT_{max}, може бути знайдена інтегруванням рівняння (1.30):

$$\psi_{max} = \int_0^{\eta_{max}} \frac{d\eta}{1/Pr + \varepsilon/\nu} \tag{1.36}$$

З урахуванням виразів (1.32) і (1.33) неважко знайти рівняння для

обчислення ψ_{max}. Однак воно виходить настільки громіздким, що користуватися ним в практичних розрахунках незручно. У графічному вигляді залежність для знаходження величини наведена на рис. 1.4.

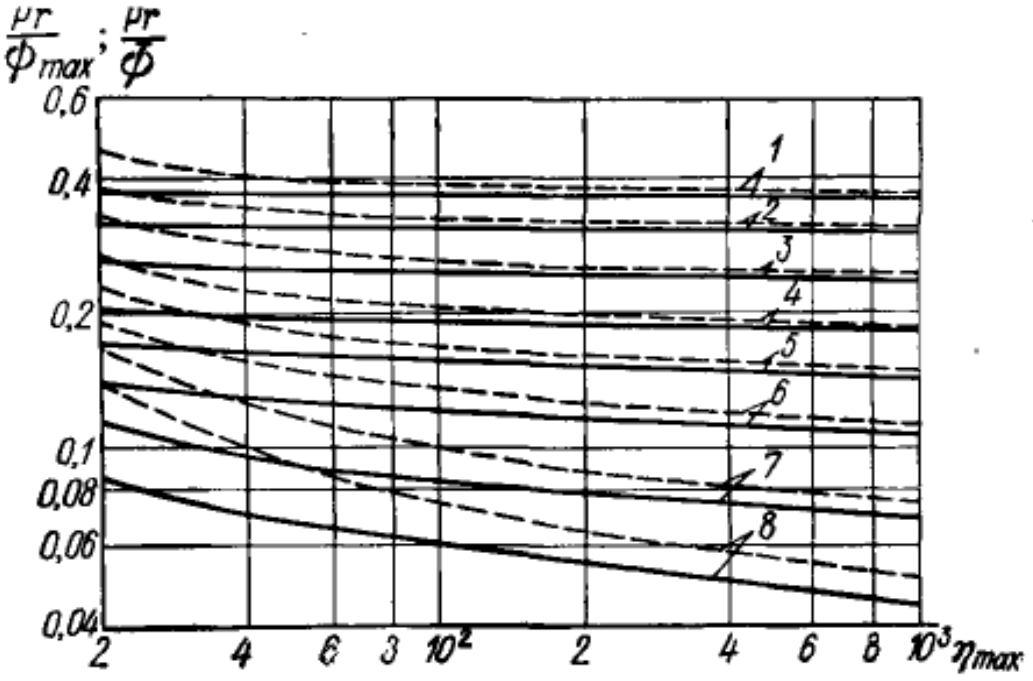


Рис. 1.4 – Зависимость Pr/ψ_{max} (сплошные линии) и $Pr/\overline{\psi}$ (штриховые линии) от η_{max} при следующих значениях критерия Прандтля Pr: 1 – 160; 2 – 80; 3 – 40; 4 – 20; 5 – 10; 6 – 5; 7 – 2,5; 8 – 1.

У вигляді (1.34) коефіцієнт тепловіддачі використовується тільки при розрахунку теплообміну, що супроводжується зміною агрегатного стану на вільній поверхні рідини, наприклад в плівкових апаратах. У більшості випадків коефіцієнт тепловіддачі обчислюється за середньою температурою рідинного потоку (при температурному напорі $\Delta T_{\text{ср}}$), якої відповідає величина $\overline{\psi}$. При цьому умови вираз (1.31) легко перетворити до вигляду

$$\frac{\alpha}{\lambda}\cdot\frac{\nu}{u_*} = \frac{Pr}{\psi} \qquad (1.37)$$

Величина $\overline{\psi}$ для плоского потоку може бути обчислена відповідно до правила знаходження середньої температури по формулі

$$\overline{\psi} = \frac{\int_0^{\eta max} \psi u d\eta}{\int_0^{\eta max} u d\eta} \tag{1.38}$$

Характер загасання турбулентних пульсацій в тонкому пристінному шарі, товщина якого в основному і визначає інтенсивність теплообміну в цілому, незалежно від геометрії апарату зберігається таким же, як і при перебігу рідини в плоскому ка¬нале. Тому вираз (1.36), експериментально підтверджене на різних прикладах теплообміну, можна застосовувати і для опису процесу тепловіддачі від газорідинної суміші до стінки теплообмінного елемента. При обчисленнях, однак, відповідно до (1.38) необхідно знати залежність $u = f(\eta)$, яка в умовах барботажа без спрямованого течії є невизначеною. В цьому випадку величину $\overline{\psi}$ можна орієнтовно обчислити по формулі

$$\overline{\psi} = \frac{\int_0^{\eta max} \psi d\eta}{\eta_{max}} \tag{1.39}$$

Справжнє значення $\overline{\psi}$ при русі газорідинних потоків завжди знаходиться між обчисленими по (1.38) і (1.39). Залежності $Pr/\overline{\psi}$ от η_{max} обчислені за формулою (1.39).

У разі турбулентного течії гомогенних потоків в трубах і каналах різних перетинів коефіцієнт тепловіддачі α можна розрахувати за рівнянням (1.37), скориставшись для динамічної швидкості виразом (2. 11) і прийнявши для нього

$$\tau = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8} \rho w^2 \tag{1.40}$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Результати чисельного рішення рівняння (1.37) з урахуванням (2.18), (1.39) і (1.40) були апроксимовані для області 0,7 < Pr < 200 залежністю

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{тр}} RePr}{36\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}\left(Pr^{2/3}-1\right)+8{,}5} \quad (1.41)$$

а для області $Pr > 200$ – залежністю

$$Nu = 0{,}035\, Re \cdot Pr^{1/4}\sqrt{\lambda_{\text{тр}}} \quad (1.42)$$

В області значень $0{,}5 < Pr < 25$ задовільний результат дає формула

$$Nu = 0{,}023 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4}$$

Ці широко розповсюджені залежності для гомогенних потоків ще раз підтверджують правомочність використання динамічної швидкості при описі процесів теплообміну.

II ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок потужності при перемішуванні

Для розрахунку потужності у сталому режимі перемішування використовують наступне рівняння

$$Eu_{\text{м}} = cRe_{\text{м}}^{m} Fr^{q} \Gamma_D^{K_1} \Gamma_H^{K_2} \Gamma_h^{K_3} \Gamma_b^{K_4} \Gamma_B^{K_5} \Gamma_S^{K_6} \Gamma_l^{K_7} \qquad (2.1)$$

де $Eu_{\text{м}} = \frac{N}{\rho n^3 d^5}$ критерій Ейлера; $Re_{\text{м}} = \frac{n \cdot d_M^2 \cdot \rho}{\mu}$ – Критерій Рейнольдса; $Fr = \frac{n^2 \cdot d_{\text{м}}}{g}$ – критерій Фруда; C – константа; $\Gamma_D = \frac{D}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_H = \frac{H}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_h = \frac{h}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_b = \frac{b}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_B = \frac{B}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_S = \frac{S}{d_{\text{м}}}$; $\Gamma_l = \frac{l_T}{d_{\text{м}}}$ – симплекс геометричної подібності; n – частота обертання мішалки, с$^{-1}$; N – потужність перемішування в робочий період, Вт; ρ густина середовища, що перемішується, кг/м^3; μ – в'язкість середовища, що перемішується, Па·с; D – діаметр апарата, м; $d_{\text{М}}$ – діаметр мішалки, м; H – висота шару рідини в апараті, м; h — відстань мішалки від дна, м; b – ширина лопаті мішалки, м; B – ширина відбивної перегородки, м; S – крок гвинтової (пропелерної) мішалки, м; $l_{\text{Т}}$ — довжина лопаті мішалки, м; m, q, $K_{\text{і}}$ — показники степеня.

Критерій Ейлера містить знайдену величину потужності і дозволяє розрахувати її:

$$N = Eu_{\text{м}} n^3 d_{\text{м}}^5 \rho. \qquad (2.2)$$

Для геометрично подібних конструкцій апаратів з мішалками симплекс геометричної подібності рівний і критеріальне рівняння спрощується:

$$Eu_{\text{М}_0} = C_0 Re_M^m Fr^q \qquad (2.3)$$

При розрахунку критерія Ейлера зазвичай користуються графічними залежностями критерія Ейлера або комплексу $\Phi = \frac{Eu_{\text{м}}}{Fr^q}$ від критерія Рейнольдса, побудованими для найпоширеніших конструкцій мішалок. Вплив критерія Фруда, пов'язаний з крученням рідини і утворенням воронки, виявляється лише при $Re_{\text{м}} > 300$ у сосудах без відбивних перегородок переважно з турбінними й гвинтовими (пропелерними) мішалками. Показник ступеня q при критерії Фруда можна визначити за формулою

$$q = \frac{a - lgRe_{\text{м}}}{b}$$

де a, b — константи (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Константи *a, b* для критерія Фруда

Г/D	Гвинтові мішалки		Турбінні мішалки	
	a	*a*	*a*	*a*
2,1	2,6	18	-	-
2,7	2,3	18	-	-
3	2,1	18	1	40
3,3	1,7	18	1	40

Якщо конструкція проектованої мішалки відрізняється від тих, для яких відома залежність $Eu = f(Re_{\text{м}})$ або $\Phi = f(Re_{\text{м}})$, необхідно ввести виправлення, що враховують відхилення відповідних геометричних параметрів. При цьому розрахункове критеріальне рівняння приймає вид:

$$Eu_{\text{м}} = C_0 Re_M^m Fr^q \psi_{\text{м}} = Eu_{\text{М}_0} \psi_{\text{м}} \qquad (2.4)$$

Уточнювальний множник цього рівняння

$$\psi_{\text{м}} = \psi_D \psi_H \psi_h \psi_b \psi_B \psi_S \psi_l \psi_n \psi_{\text{П}} ,$$

де $\psi_D = \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D0}}\right)^{k1}$; $\psi_H = \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H0}}\right)^{k2}$; $\psi_h = \left(\frac{\Gamma_h}{\Gamma_{h0}}\right)^{k3}$; $\psi_b = \left(\frac{\Gamma_b}{\Gamma_{b0}}\right)^{k4}$; $\psi_B = \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B0}}\right)^{k5}$; $\psi_S = \left(\frac{\Gamma_S}{\Gamma_{S0}}\right)^{k6}$; $\psi_l = \left(\frac{\Gamma_{l_T}}{\Gamma_{l_T 0}}\right)^{k7}$; $\psi_n = \left(\frac{z_n}{z_n 0}\right)^{k8}$; $\psi_{\text{л}} = \left(\frac{z_{\text{л}}}{z_{\text{л}} 0}\right)^{k9}$ – окремі поправочні множники; $z_{\text{п}}$ — число перегородок (відбивних); $z_{\text{л}}$ — число лопатей.

Індексом «0» позначено симплекси геометричної подібності й геометричні параметри досліджених конструкцій мішалок. Відношення симплексів може бути підмінено відношенням відповідних параметрів. Значення показників степені k_{i} для деяких конструкцій мішалок зведені в табл.2.2

Таблиця 2.2 – Показники ступеней k_{i} для деяких конструкцій мішалок

Тип мішалки	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9	Параметри типової мішалки
Турбінна	0	0,5	-	1,09	0,3	-	1,5	0,43	0,7	$\Gamma_D = \Gamma_H$ =3; Γ_H=1 Γ_h =1; $z_{\text{м}}$=6; Γ_l=0,25 Γ_b=0,2; Γ_B=0,3; z_n=4
Гвинтова (пропелерна)	0,93	0,5	0	-	-	1,7	-	-	-	$\Gamma_D = \Gamma_H$ =3; Γ_h=1; $z_{\text{л}}$=3; Γ_B=0,3
Лопатева	1,2	0,5	-	0,3	-	-	-	-	-	Γ_D=2…3; Γ_b= 0,3; Γ_H=3; Γ_h=1,5

Наведені рівняння підходять для розрахунку потужності при перемшуванні однофазних потоків ньютонівських рідин, а також для двофазних систем рідина — рідина і рідина — тверде тіло при об'ємній частці дисперсної фази φ<0,3 і відмінності густин фаз не більше 30%. В інших випадках в'язкість і густину системи середи не можна приймати рівними аналогічним параметрам основної рідини, а варто розраховувати за спеціальними рівняннями. Так, для розрахунку густини двофазної системи використовують рівняння:

$$\rho_{\text{с}} = \rho_{\text{ф}}\varphi + \rho_{\text{р}}(1-\varphi), \tag{2.5}$$

де $\rho_{\text{с}}, \rho_{\text{р}}, \rho_{\text{ф}}$– густини системи, рідини і дисперсної фази, кг/м^3; φ – об'ємна частка дисперсної фази.

При зважуванні твердих частинок в рідині, в'язкість системи розраховують за такими рівняннями:

При φ<0,1 $$\mu_c = \mu_{\text{р}}(1+2{,}5\varphi); \tag{2.6}$$

При φ>0,1 $$\mu_c = \mu_{\text{р}}(1+4{,}5\varphi); \tag{2.7}$$

де μ_c та $\mu_{\text{р}}$ – відповідно в'язкість системи і основної рідини, Па·с.

При перемішуванні систем газ – рідина потужність знаходять за рівняннями виду:

$$N_{\text{р-г}} = f(N_{\text{р}}, V_{\text{гс}}, n, d_{\text{м}}) \tag{2.8}$$

де $N_{\text{р}}$ – потужність при перемішуванні тією ж мішалкою однорідної рідини, Вт; $V_{\text{гс}}$ – витрата газу, м^3/с.

Для апаратів з турбінними мішалками рівняння приймає вигляд:

$$N_{\text{р-г}} = 0{,}695 N_{\text{р}}^{0,9} \frac{(nd_{\text{м}}^3)^{0,45}}{V_{\text{гс}}^{0,25}} \tag{2.9}$$

Для розрахунку потужності при перемішуванні неньютонівських рідин використовують значення мнимої в'язкості, що визначається експериментально при ламінарному режимі перемішування. Потужність на валу перемішуючого пристрою, що можна розрахувати за потужністю в робочий період N введенням поправочних коефіцієнтів:

$$N_{\text{В}} = A_1 \cdot (1 + \sum A_2) \cdot N \tag{2.10}$$

де A_1 коефіцієнт, що враховує збільшення потужності в пусковий період і в'язкість середовища (при μ_c> 0,5 Па·с); A_2 – коефіцієнти, що враховують

збільшення потужності при наявності в апараті різних допоміжних пристроїв (при μ_c < 0,1 Па·с).

Для малов'язких середовищ A_1 у більшості випадків можна прийняти рів-ним одиниці, тому що сучасні електродвигуни розраховані на роботу з достатньо великими пусковими перевантаженнями. При перемішуванні в'язких середовищ рекомендуються такі значення: для однолопатевих мішалок $A_1 \leq 2$ для багатолопатевих, якірних, рамних і турбінних $A_1 \leq 2{,}5$, для гвинтових (пропелерних) мішалок $A_1 \leq 1{,}3$.

Орієнтовні значення коефіцієнта A_2 при установці різних допоміжних пристроїв: труби для перетискування розчину – 0,2; двох вертикальних труб – 0,3; гільз для термометра – 0,1; змійовика біля стінки апарата (рис. 2.1) – 2; спірального змійовика, розташованого біля дна апарата, – 2,5...3. При наявності в апараті відбивних перегородок впливом на потужність внутрішніх допоміжних пристроїв зневажають.

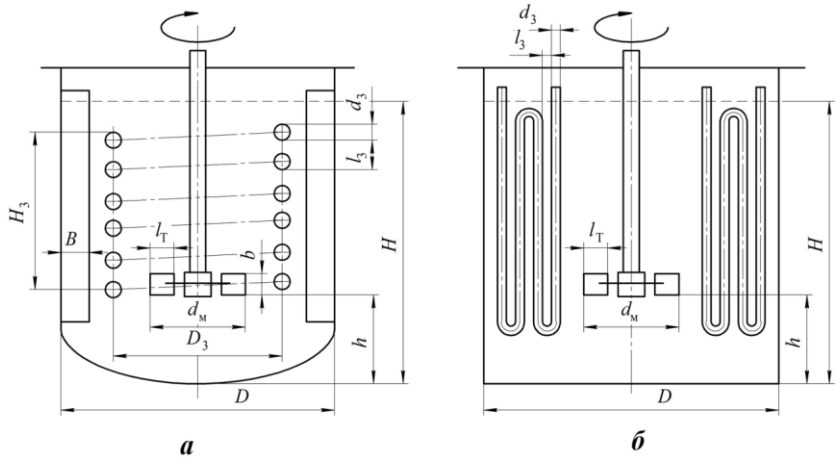


Рис. 2.1 – Схема установки в апараті з турбінною мішалкою:

а – спірального змійовика і відбивних перегородок; *б* – вертикального плоского змійовика

За потужністю на валу мішалки визначають номінальну потужність електродвигуна приводу:

$$N_{\text{е}} = \frac{N_{\text{В}}}{\eta}$$

де η – ККД редуктора приводу мішалки (для нормалізованих приводів η = 0,9…0,95.

Потужність приводу, частота обертання мішалки і об'єм апарату за ДСТУ 20680–75 повинні знаходитися в межах, указаних в табл. 2.3. При цьому но-мінальна потужність приводу відповідає ряду, кВт: 0,25; 0,75; 1,5; 3; 5,5; 7,5; 11; 15; 18,5; 22; 30; 37; 45; 55; 75; 90; 110; 132.

Найпоширенішими є вертикальні виносні індивідуальні приводи із стандартними електродвигунами і типовими мотор-редукторами. Ці приводи нормалізовані й поділяються на дев'ять типів (МН 5855-66 ... МН 5863-66). Норма-лізовані також конструкції кінцевих опор (МН 5864-66, МН 5865-66), ущіль-нень (МН 5866-66...МН 5870-66) і муфт (МН 5871-66, МН 5872-66) валів пере-мішувальних пристроїв.

Таблиця 2.3 – Параметри мішалок

Номінальний об'єм, $м^3$	Внутрішній діаметр апарата, мм	Потужність приводу, кВт	Частота обер-тання, $хв^{-1}$
0,01	250	0,25 – 0,75	25 – 1500
0,016	300	0,25 – 0,75	25 – 1500
0,025	350	0,25 – 0,75	25 – 1500
0,04	400	0,75 – 1,5	25 – 1500
0,063	400	0,75 – 1,5	20 – 1500
0,1	500	0,75 – 3	20 – 1500
0,16	600	0,75 – 5,5	20 – 1500
0,25	700	0,75 – 7,5	16 – 1500
0,4	800	0,75 – 11	16 – 1500
0,63	800;1000	0,75 – 11	16 – 1500
1	1000; 1200	1,5 – 15	12,5 – 750
1,25	1000; 1200	1,5 – 15	12,5 – 750
1,6	1000; 1200	1,5 – 18,5	12,5 – 750
2	1200; 1400	1,5 – 22	10 – 750
2,5	1200; 1400	1,5 – 22	10 – 750
3,2	1200; 1600	1,5 – 30	10 – 750
4	1400; 1600	1,5 – 30	10 – 750
5	1400; 1800	1,5 – 37	8 – 500
6,3	1600; 1800	1,5 – 45	8 – 500
8	1600; 2000	1,5 – 45	8 – 500
10	1800; 2200	1,5 – 55	8 – 500
12,5	1800; 2400	1,5 – 55	8 – 500
16	2000; 2400; 2800	3,0 – 55	8 – 500
20	2200; 2600; 3000	3,0 – 75	6 – 500
25	2400; 2800; 3200	3,0 – 90	5 – 400
32	2600; 3000; 3400	3,5 – 90	5 – 400
40	2800; 3200; 3600	3,5 – 90	5 – 400
50	3000; 3400; 4000	7,5 – 110	5 – 320
63	3600; 4000; 4500	7,5 – 132	5 – 250
80	3200; 3600; 4000;4500; 5000	11 – 132	5 – 250
100	3600; 4000; 4500;5000	11 – 132	5 – 250

2.2 Визначення якості перемішування

При відомій потужності якість (ефективність) перемішування можна роз-рахувати за формулою

$$E = f(N_V) \tag{2.11}$$

де E – показник якості перемішування (β, α, K та ін.); питома потужність перемішування, рівна відношенню потужності до об'єму перемішуваного середовища, кВт/м^3.

Залежності виду, отримані для різних технологічних процесів і конструкцій, дозволяють вибрати найбільш ефективну конструкцію перемішувального пристрою і потім підібрати параметри його роботи для конкретного технологічного процесу. Поки що такі залежності розроблені лише для окремих процесів і конструкцій, тому якість перемішування звичайно встановлюють за критеріальними рівняннями, у визначальний критерій яких входить шуканий показник ефективності.

2.3 Вибір типу перемішуючого пристрою

Основними критеріями вибору перемішуючого пристрою є:

- режим руху середи, який залежить від типу реакції;
- об'єму перемішуючої середи;
- кількості можливого осаду або твердо-дисперсних часточок;
- потужності необхідної для перемішування середи;
- динамічної в'язкості середи.

Тип реакції визначає область застосування перемішуючого пристрою, за якою вибирається тип перемішуючого пристрою. Області застосування умовно можна поділити на наступні:

- перемішування рідин різної розчинності, густини, в'язкості, тощо;
- емульгування;
- суспендування;
- підняття речовин в рідині;
- взмучення осаду;
- перешкоджання випаду осаду;
- розчинення речовин у рідині;

– перемішування в процесах кристалізації;
– розчинення газу у рідині;
– вирівнювання температури;
– інтенсифікація теплообміну;
– екстракція.

Для одного типу реакції може обиратися декілька областей застосування, наприклад для виготовлення суспензій необхідно використовувати мішалку для суспендування, перешкоджання випаду осаду, розчинення твердих речовин у рідині, вирівнювання температури. Тому для найбільш точного визначення перемішуючого пристрою необхідно враховувати умови які відбуваються на всьому етапі проходження реакції від початку до отримання результату реакції.

Після вибору типу мішалки необхідно знайти критерій Рейнольдса з дамими які відповідають обраному типу мішалки:

$$Re\text{ц} = \frac{\rho_\text{с} n d_\text{м}^2}{\mu_\text{с}} \tag{2.12}$$

де $\mu_\text{с}$ – динамічна в’язкість рідини в реакторі;

$\rho_\text{с}$ – густина рідини в апараті;

n – чило обертів мішалки;

$d_\text{м}$ – діаметри обраної мішалки;

Діметр мішалки визначається в залежності від внутрішнього діфаметру аппарату та типу мішалки.

За графіком приведеному на рис. 2.2 по критерію Рейнольдса визначаємо критерій потужності K_N.

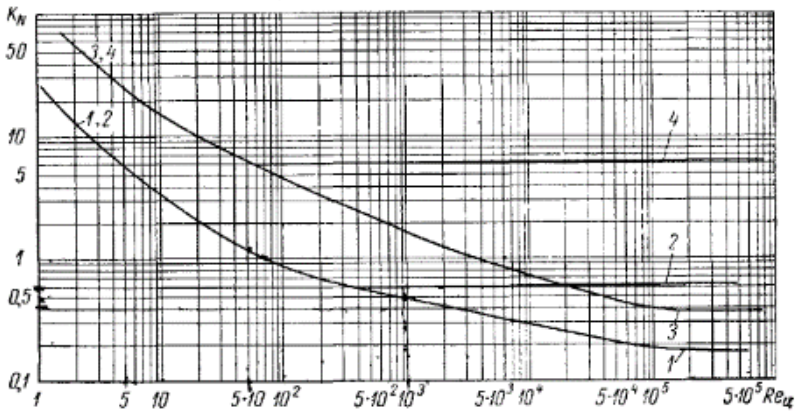


Рис. 2.2 – Графік для визначення критерія потужності K_N лопатэвих та листових перемішуючих пристроїв:

1 –для лопатєвих перемішуючих пристроїв при $D_в/d_м$ = 1,5; 2 – теж що і для 1 але для апаратів з перегородками; 3 – для листових перемішуючих пристроїв при $D_в/d_м$ = 2; 4 – теж що і для 3, але для апаратів з перегородками.

Потужність необхідна для перемішування визначається за формулою:

$$N_м = K_N \cdot \rho_c \cdot n^3 \cdot d_м^5 \text{ ватт} \quad (2.13)$$

Для підбору геометричних характеристик мішалки необхідно обчислити згибний момент лопаті за формулою:

$$M_и = 0{,}0813 \frac{N_м}{n} \quad (2.14)$$

Згибний момент лопаті буде також крутним моментом валу, тому при виборі геометричних характеристик мішалки приймемо $M_к = M_и$. Знаючи діаметр мішалки та крутний момент підбираємо геометричні розміри мішалки, наведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 – геометричні характеристики мішалки

$d_м$	d	b	b1	l	s	Маса, кг	$M_к^*$, н·м
мм							
700	45	70	–	–	8	6,3	84
850		85				7,5	206
1000		100			12	9,2	262
1250	60	125	112	780		14,7	810
1600	75	160	132	1000		20,2	1100
1900	80	190	144	1180	14	38,3	2720
2240	75 90	220	– 164	– 1384		50,0 60,0	2060 6320
2650	75 90	260	– 174	– 1646		63,5 70,2	2450 5820

Примітки:

1. Два значення для одного типорозміру $d_м$ відносяться до двох виконань: 1 – нормальному (верхнє значення); 2 – посиленому (нижнє значення).
2. За матеріалом перемішуючі пристрої мають два виконання: 1 – з вугзлеродистої сталі; 2 – з корозіонностійкої сталі.

$M_к^*$, – найбільгий крутний момент при пусковій потужності.

2.4 Вибір приводу перемішуючого пристрою

Найбільш широке використання в хімічній апаратурі з перемішуючими пристроями мають вертикальні виносні приводи. В таблиці 2.5 приведені основні данні о таких нормалізованих приводів якими рекомендується користуватися при конструюванні біохімічних реакторів.

Приводи призначені для апаратів ємністю від 1 до 50 м^3, виготовлених з вуглеродистої, легованої та двохшарової сталей. Нормалізовані приводи розбиті на дев’ять типів.

Таблиця 2.5 – Основні типи нормалізованих приводів

Номер МН	Тип	Характеристика приводу	Потужність, КВт	N, сек$^{-1}$, (об/хв)
6855-66	I	З кінцевою опорою, мотор-редуктром типу МПО2 та електродвигуном серій АО2 та ВАО	0,4–100	0,08–1,335 (5–80)
5856-66	II	З одною проміжковою опорою, мотор-редуктром типу МПО2 та ВО та електродвигуном серій АО2 та ВАО	0,4–75	0,08–3,00 (5–180)

Кінець таблиці 2.5

Номер МН	Тип	Характеристика приводу	Потужність, КВт	N, сек$^{-1}$, (об/хв)
5857-66	III	З кінцевою опорою низькі, мотор-редуктром типу МПО2 та електродвигуном серій АО2 та ВАО	0,4–100	0,08–1,335 (5–80)
5858-66	IV	З одною проміжковою опорою низькі, мотор-редуктром типу МПО2 та ВО та електродвигуном серій АО2 та ВАО	0,4–75	0,08–3,00 (5–180)
5859-66	V	З двома проміжковими опорами, мотор-редуктром типу ВО та електродвигуном серій АО2 та ВАО	1,5–100	2,00–6,67 (120–400)
5860-66	VI	З двома проміжковими опорами низькі, мотор-редуктром типу ВО та електродвигуном серій АО2 та ВАО		
5861-66	VII	З клиноремінною передачою та електродвигуном серій АО2 та ВАО	1,1–10	6,67–12,5 (400–750)
5862-66	VIII	З черв’ячними глобоідним мотор-редуктором є електродвигуном серій АО2 та ВАО		0,133–2,09 (8–125)
5863-66	IX	З аксіально поршневим гідромотором (з безступіньчастим регулюванням щвидкості обертання)	5–20	0,02–16,7 (1–1000)

2.5 Проектування технологічного процесу виготовлення валу

2.5.1 Розрахунок припусків на механічну обробку і визначення операційних розмірів

Номінальні значення лінійних розмірів заготовки розраховують при виконанні розмірного аналізу проектованого технологічного процесу, тобто після того, як намічені необхідні операції і переходи механічної обробки.

Для отримання необхідної якості поверхні для заготовки валу поковки, яку отримують методом штампуванням на КГШП, треба виконати наступні операції:

– чорнове точіння;

– чистове точіння;

– шліфування.

Величина припуску повинна компенсувати всі похибки від попередньої обробки заготовки та похибки, що виникають при виконанні поточної операції технологічного процесу.

Розрізняють загальні та проміжні припуски. Проміжним припуском називають шар матеріалу, що знімається при виконанні даного технологічного переходу.

Загальний припуск – це сума всіх проміжних припусків, знятих при обробці даної поверхні.

Розрізняють мінімальні, номінальні та максимальні припуски на обробку. Мінімальні проміжні припуски на механічну обробку поверхні на сторону при послідовній обробці протилежних поверхонь розраховується за формулою (лінійний розмір)

$$z_{min} = R_{Zi-1} + T_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i \,. \qquad (2.15)$$

Мінімальний припуск на діаметр при обробці поверхонь обертання

$$2 \cdot z_{\min} = 2\left(R_{zi-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right), \qquad (2.16)$$

де R_{zi-1} – висота мікронерівностей, отриманих на попередній операції;

h_{i-1} – глибина дефектного шару, отриманого на попередній операції;

Значення R_z і h для операцій технологічного процесу [1 стр. 13 табл. 4]:

– для заготовки: $R_z = 150$ *мкм*, $h = 250$ *мкм*;

– для чорнового точіння: $R_z = 50$ *мкм*, $h = 50$ *мкм*;

– для чистового точіння: $R_z = 30$ *мкм*, $h = 30$ *мкм*;

– для шліфування: $R_z = 5$ *мкм*, $h = 15$ *мкм*.

Δ_{i-1} –залишкове викривлення після переходів, тобто відхилення розташування поверхонь, отримане на попередній операції, *мкм*.

Відхилення розташування лінійних поверхонь (просторового відхилення) заготовки залежить від відхилення плоскої поверхні від площинні

$$\Delta_з = \Delta_{викр} = \Delta_в \cdot l, \tag{2.17}$$

де $\Delta_{викр}$ – викривлення поверхні, що визначається за формулою, *мкм,*

$$\Delta_{викр} = \Delta_в \cdot l, \tag{2.18}$$

де $\Delta_в$ – питомий викривлення, тобто відхилення осі деталі від прямолінійності, *мкм* на 1 *мм*, що залежить від методу її отримання, є однаковим для всіх варіантів $\Delta_в = 0,7 мкм / мм$;

$l = 60$ *мм* – відстань від оброблюваного перетину до найближчої опори, є однаковим для всіх варіантів, оскільки не змінюється положення люнету при обробці всіх наведених варіантів деталей.

ε_{i-1} – похибка базування, $\varepsilon_{i-1} = 0$, оскільки обробка валу на всіх операціях ведеться в центрах.

Значення сумарного відхилення розташування циліндричних поверхонь (просторового відхилення) заготовки при обробці в центрах розраховується за формулою

$$\Delta_з = \sqrt{\Delta_{зм}^2 + \Delta_ц^2 + \Delta_{викр}^2}, \tag{2.19}$$

де $\Delta_{зм}$ – зміщення одних ділянок поверхні відносно інших, у випадку заготовки поковки – зміщення осей поковок при штампуванні в різних половинах штампа, $\Delta_{зм}^2 = 0,5$ *мм* – дійсне для всіх варіантів;

$\Delta_ц$ – похибка центрування, при деталі в центрах знаходиться за формулою

$$\Delta_ц = \sqrt{\left(\frac{\delta_з}{2}\right)^2 + 0,25^2}, \tag{2.20}$$

де $\delta_з$ – допуск заготовки, *мм*;

Значення допусків для кожного переходу приймаємо відповідно до квалітетів того чи іншого виду обробки, таблиця 2.6.

Таблиця 2.6 – Значення допусків

Вид обробки	Квалітет точності	Допуск δ, *мкм*
Заготовка	16	1900
Чорнове точіння	12	300
Чистове точіння	9	74
Шліфування	6	19
Фрезерно-центрувальна операція		500

Величина залишкового викривлення після переходу, що здійснюється, визначається за формулою

$$\Delta_{зал} = K_y \cdot \Delta_з, \qquad (2.21)$$

де K_y – коефіцієнт уточнення, значення приведені в таблиці 2.7;

$\Delta_з$ – сумарне відхилення розташування поверхонь заготовки.

Розрахункові формули для визначення діаметральних розмірів. Граничний діаметральний розмір $d_{\min}$ визначається для кожного переходу за формулою

$$d_{\min i-1} = d_{\min i} + 2 \cdot z_{\min i}. \qquad (2.22)$$

Таблиця 2.7 –Значення коефіцієнта уточнення

Заготовка	Технологічний перехід	Коефіцієнт уточнення, K_y

Гарячекатаний прокат, штампування, відливка	Після обточування: чорнового та однократного	0,06
	чистового	0,04
	Після шліфування	0,02

Граничний діаметральний розмір $d_{\max}$ обчислюється додаванням допуску до найменшого граничного розміру

$$d_{\max i} = d_{\min i} + \delta_i. \tag{2.23}$$

Розрахункові формули для визначення лінійних розмірів. Граничний лінійний розмір $l_{\min}$ визначається для кожного переходу за формулою

$$l_{\min i-1} = l_{\min i} + z_{\min i}. \tag{2.24}$$

Граничний лінійний розмір $l_{\max}$ обчислюється додаванням допуску до найменшого граничного розміру

$$l_{\max i} = l_{\min i} + \delta_i. \tag{2.25}$$

Граничні значення припусків $z^{np}_{\max}$ визначаються як різниці найбільших граничних розмірів і $z^{np}_{\min}$ – як різниці найменших граничних розмірів попереднього і виконуваного переходів:

– максимальний припуск

$$\begin{gathered} 2 \cdot z^{np}_{\max} = d_{\max i} - d_{\max\, i-1}; \\ z^{np}_{\max} = l_{\max i} - l_{\max\, i-1}; \end{gathered} \tag{2.26}$$

– мінімальний припуск

$$\begin{gathered} 2 \cdot z^{np}_{\min} = d_{\min\, i\text{-}1} - d_{\min\, i}; \\ z^{np}_{\min} = l_{\min\, i\text{-}1} - l_{\min\, i}. \end{gathered} \tag{2.27}$$

Загальний номінальний припуск визначаємо за формулою

$$z_{0\ \text{ном}} = z_{0\min} + EI_{\text{з}} - \delta_{\partial}, \tag{2.28}$$

де $EI_{з}$ – нижні відхилення діаметра заготовки;

$\delta_д$ – допуск на деталь.

Номінальний діаметр заготовки визначаємо за формулою

$$d_{з\ ном} = d_{дном} + z_{о\ ном}. \quad (2.29)$$

де $d_{дном}$ – номінальний діаметр деталі.

Номінальну довжину заготовки визначаємо за формулою:

$$l_{з\ ном} = l_{д\ ном} - z_{о\ ном}. \quad (2.30)$$

де $l_{д\ ном}$ – номінальна довжина деталі.

Для перевірки правильності розрахунків треба виконати порівняння різності значень між максимальним та мінімальним присками та різності значень допусків на операціях чорнового точіння та шліфування

$$z^{пр}_{max3} - z^{пр}_{min3} = \delta_з - \delta_1. \quad (2.31)$$

2.5.2. Проектування технологічних операцій механічної обробки

Маршрут оформляється у вигляді плану операцій (табл. 2.8).

Таблиця 2.8 – Приклад таблиці для оформлення маршрутного технологічного процесу

№ операції	Найменування та зміст операції	Базові поверхні	Модель верстата	Робочий інструмент	Установочні пристосування
1	2	3	4	5	6

У першій графі вказуються всі операції даного маршруту обробки (в тому числі заготівельну, термообробку, покриття). У другій графі для кожної операції розробляють ескіз деталі в робочому положенні (оброблювані поверхні виділяються товстими лініями або іншим кольором). На ескізі проставляють шорсткість оброблюваних поверхонь, позначають технологічні бази (згідно ГОСТ 3.1107-81), наносять всі необхідні розмірні зв'язку. У третій

графі вказують орієнтовно тип обладнання. В останній графі формулюють мету кожної операції (наприклад, формоутворення, підготовка технологічних баз, видалення основного припуску, забезпечення вимог креслення по точності, шорсткості і взаємного розташування поверхонь).

Кількість переходів (операцій), необхідних для обробки кожної поверхні, визначається за коефіцієнтами уточнення і коригується за нормами точності, що досягається [1].

Загальний коефіцієнт уточнення визначається за формулою

$$K_{y.o.} = \frac{T_з}{T_д} = \prod_{i=1}^{n} K_{y1} \cdot K_{y2} \cdot K_{y3} ... K_{yn}, \tag{2.32}$$

де $T_з$ – допуск на заготовку на оброблювану поверхню, *мкм*;

$T_д$ – допуск на оброблену поверхню деталі, *мкм*;

K_{yi} – коефіцієнт уточнення на одній операції

$$K_{y1} = \frac{\delta_з}{\delta_1};\ K_{y2} = \frac{\delta_1}{\delta_2};\ K_{y3} = \frac{\delta_2}{\delta_3}, \tag{2.33}$$

де δ_1, δ_2, δ_3 – допуски розмірів, отриманих при обробці деталі на першій, другій і третій операціях.

Кількість співмножників за умови $K_{y.o.} \le \prod_{i=1}^{n} K_{yi}$ дорівнює кількості операцій для обробки даної поверхні.

2.5.3. Розрахунок режимів різання.

В роботі, режими різання розраховуються аналітичним методом (за емпіричними формулами теорії різання) для 2-х операцій, що не повторюються.

Для інших операцій режими різання призначаються за нормативами з урахуванням поправочних коефіцієнтів.

Розраховуємо швидкість різання за формулою

$$V = \frac{C_v}{T^m t^x S^y} \cdot K_v, \tag{2.34}$$

де C_v – коефіцієнт, що залежить від оброблюваного матеріалу;

m – показник ступеня по стійкості T;

x – показник ступеня при глибині різання t;

y – показник ступеня при подачі S;

T – значення стійкості;

t – глибина різання;

S – подача.

Обираємо значення коефіцієнтів для умов обробки валу, а саме зовнішнє поздовжнє точіння прохідними різцями: $C_v = 340$; $m = 0,2$; $x = 0,15$; $y = 0,45$; $T = 30\,хв.$ K_v – поправочний коефіцієнт, що розраховується за формулою

$$K_v = K_{Mv} \cdot K_{Пv} \cdot K_{Иv}, \qquad (2.35)$$

де K_{Mv} – коефіцієнт, що враховує влив якості оброблюваного матеріалу на швидкість різання, для сталі розраховується за формулою

$$K_{Mv} = \left(\frac{750}{\sigma_в} \right)^n, \qquad (2.36)$$

де $n = 1$ – показник ступеня для твердого сплаву;

$K_{Пv}$ – коефіцієнт, що відображає влив стану поверхні заготовки на швидкість різання, для поковки $K_{Пv} = 0,8$;

$K_{Иv}$ – коефіцієнт, що враховує влив якості матеріалу інструмента на швидкість різання. При використанні інструментів – різців з платівкою з твердого сплаву $K_{Иv} = 1$.

Сил різання H прийнято розкладати на складові сили, що направлені по осям координат верстата (тангенціальну P_z, радіальну P_y, осьову P_x). Складова сили різання P_z застосовується в подальших формулах. При зовнішньому поздовжньому та поперечному точінні ця складова розраховується за формулою

$$P_z = 10C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p, \qquad (2.37)$$

де C_p – постійний коефіцієнт, що залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу;

t – глибина різання;

S – подача;

V – швидкість різання.

Коефіцієнт C_p та показники ступені x, y, n для конкретних умов обробки згідно даного завдання приведені в таблиці 1.9.

K_p – поправочний коефіцієнт, що враховує фактичні умови різання

$$K_p = K_{\text{Мр}} \cdot K_{\varphi\text{р}} \cdot K_{\gamma\text{р}} \cdot K_{\lambda\text{р}} \cdot K_{\text{гр}}, \qquad (2.38)$$

де $K_{\text{Мр}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив механічних властивостей оброблюваного матеріалу на силу різання. Для оброблюваного матеріалу із конструктивної сталі знаходиться за формулою

$$K_{\text{Мр}} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n, \qquad (2.39)$$

де σ_B – межа міцності при розтягуванні, *МПа,* n – показник ступеня при визначенні складової сили P_z при обробці різцями дорівнює $n = 0,75$;

$K_{\varphi\text{р}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив головного кута на силу різання; $K_{\gamma\text{р}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив переднього кута в плані на силу різання;

$K_{\lambda\text{р}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу головного леза на силу різання;

$K_{\text{гр}}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив радіусу при вершині різця. Чисельні показники коефіцієнтів зведені в таблицю 2.10.

Таблиця 2.9 – Значення коефіцієнту C_p та показників ступенів x, y, n

Матеріал, деталі	Матеріал робочої частини різця	Вид обробки	C_p	x	y	n
Конструктивна сталь та стальні відливки	Твердий сплав	Зовнішнє поздовжнє та поперечне точіння та розточування	300	1,0	0,75	-0,15

Таблиця 2.10 – Поправочні коефіцієнти, що враховують вплив геометричних параметрів ріжучої частини інструменту на сил різання при обробці сталі

Параметри		Матеріал ріжучої частини інструменту	Поправочні коефіцієнти	
Найменування	Величина		Позначення	Величина коефіцієнтів для тангенціальної складової P_z
Головний кут в плані φ°		Твердий сплав	$K_{\varphi p}$	0,94
Передній кут γ°		Твердий сплав	$K_{\gamma p}$	1
Кут нахилу основного леза λ°		Твердий сплав	$K_{\lambda p}$	1
Радіус при вершині r, мм		Швидкоріжуча сталь	K_{rp}	1

Потужність різання, *кВт*, визначається за формулою

$$N = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60}. \quad (2.40)$$

За розрахованою потужністю на шпинделі і двигуні верстата вибираємо його модель [2], при цьому потужність двигуна повинна бути більше або дорівнювати розрахованої: $N_в \geq N$.

Визначаємо хвилинну подачу, *мм/хв*,

$$S_{хв} = S \cdot n. \quad (2.41)$$

Визначаємо основний час

$$T_o = \frac{L}{S_{хв}} \cdot i, \quad (2.42)$$

де L – довжина різання, *мм*; i – кількість робочих ходів.

Визначаємо довжину різання

$$L = l + y, \quad (2.43)$$

де l – довжина робочого ходу інструмента, *мм*;

y – величина врізання, *мм*, знаходиться за формулою

$$y = y_{підв} + y_{вріз} + y_п, \quad (2.44)$$

де $y_{підв}$ – величина підведення інструменту;

$y_{вріз}$ – величина врізання інструменту;

$y_п$ – величина пробігу інструменту.

2.5.4 Розрахунок точності технологічних операцій механічної обробки.

Метою розрахунку точності обробки є:

1) Визначення сумарної похибки механічної обробки;

2) Розробка заходів, що знижують вплив елементарних похибок на сумарну точність.

Сумарну похибку обробки розраховуємо за формулою

$$\Delta_\Sigma = \Delta_і + \Delta_н + \sqrt{\Delta_{сл}^2 + \varepsilon_у^2}, \quad (2.45)$$

де $\Delta_і$ – похибка, обумовлена зносом різального інструменту, *мкм*;

$\Delta_н$ – похибка настройки верстата, *мкм*;

$\Delta_{сл}$ = 15 *мкм* поле розсіювання похибок обробки, обумовлених дією випадкових факторів, *мкм*;

$\varepsilon_у$ – похибка установки заготовки, *мкм*.

Похибку, яка обумовлена зносом різального інструменту, визначимо за формулою

$$\Delta i = \frac{i_o \cdot l}{1000}, \tag{2.46}$$

де i_o – відносний знос інструмента на 1000 *м* шляху різання, для різців з матеріалу ріжучої частини Т15К6 при обробки деталі з вуглеводистої сталі $i_o = 5$ *мкм/км*;

l – шлях різання, *м*,

$$l = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot n}{1000 \cdot S_0}, \tag{2.47}$$

де D – діаметр оброблюваної поверхні,

L – розрахункова довжина обробки з урахуванням шляху врізання ріжучого інструменту, знаходиться як сума добутків діаметру та довжини, що оброблюється; n – кількість деталей в партії;

S_o – подача на оборот верстата.

Похибка, настройки верстата визначається за формулою

$$\Delta_н = \sqrt{\Delta_{зм}^{\,2} + \Delta_{рег}^{\,2} + \Delta_{вим}^{\,2}}, \tag{2.48}$$

де $\Delta_{рег}$ – похибка регулювання положення ріжучого інструменту на верстаті;

$\Delta_{вим}$ – похибка вимірювання пробних деталей;

$\Delta_{зм}$ – зміщення центру групування розмірів пробних деталей щодо середини поля розсіювання розмірів, *мкм*,

$$\Delta_{зм} = \frac{\Delta_{мп}}{\sqrt{m}}, \tag{2.49}$$

де $\Delta_{мп}$ – миттєва похибка обробки;

m – кількість пробних деталей.

Приймається з довідкової літератури $\Delta_{мп} = 10$ *мкм*; $m = 5$; $\Delta_{рег} = 15$ *мкм*; $\Delta_{вим} = 8$ *мкм*.

Висновок про точність операції можливо зробити порівнявши значення сумарної похибки і допуску на обробку заданого розміру. Якщо, це означає, що точність операції задовільна. Якщо, то необхідно передбачити заходи щодо зміни схеми базування, виду обробки, що застосовується верстатного пристосування, що застосовується верстата підвищеної точності, зміни методу налаштування технологічної системи і т.п. Операцію, яка не забезпечує умова, застосовувати в технологічному процесі не можна, оскільки це призведе до виникнення браку.

ІІІ РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Вхідні дані

Ферментор для синтезу антибіотику леворину.

Загальний вигляд ферментера забражений на рис. 3.1.

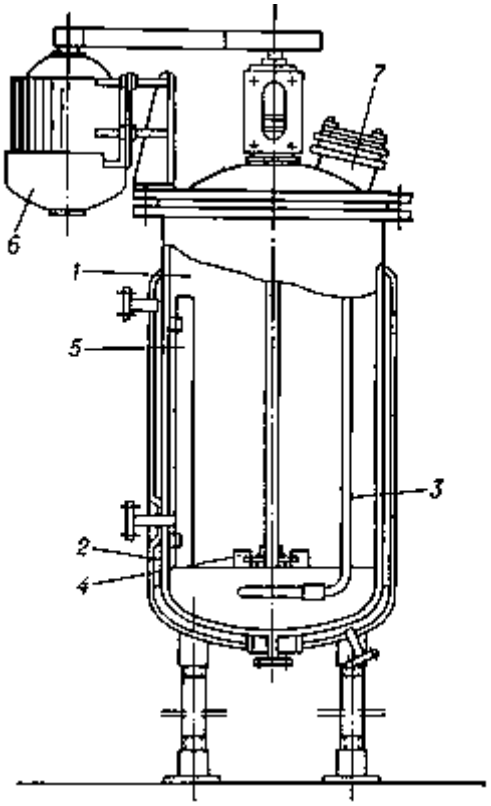


Рис. 3.1 – Загальний вигляд ферментера

Ферментор загальним обсягом: $V_{заг}$ = 10 м^3

Коефіцієнт заповнення: $K_З$ = 0,5;

внутрішній діаметр апарата $D_{вн}$ = 1800 мм.

Еліптичні днища для апаратів з таким діаметром мають наступні показники:

внутрішній діаметр $D_{вн}$ = 1800 мм;

висота еліптичної (опуклої) частини $H_{ел}$ = 500 мм;

висота відбортовки h = 40 мм;

внутрішня поверхня F= 4,59м^2.

Об’эм днища $V_{дн}$ = 1,168м^3;

Товщина стінки днища S = 14мм.

Робочий об‘єм ферментера*:* $V_ц$=5 м^3

Висота циліндричної частини ферментера: $H_ц$ = 3,18 м

Максимальна поверхня теплопередачі F_{max} = 10.4 м^2

Загальна висота ферментера: $H_{заг}$ = 4,180 м

Об‘єм рідини в циліндричній частині у ферментері: $V_{рц}$ = 3,84 м^3

Робочий об’єм днища $V_{рд} = V_{дн}$

Висота рідини у циліндричній частині ферментера: $H_{рц}$ = 3.193 м

Загальна висота рідини у ферментері: $H_р$ = 2,09 м

Завдання: провести розрахунок потужності перемішуючого пристрою, вибрати оптимальний перемішуючий пристрій та вал. Розрахувати обраний вал на міцність та вібростійкість. Провести конструкторський розрахунок валу. Описати методику виготовлення валу.

3.2 Вибір відсутніх початкових даних.

Для розрахунку перемішуючого пристрою необхідно вибрати з літературних джерел теплофізичні параметри культуральної рідини (залежно від виду мікроорганізмів і параметрів культивування) при температурі культивування 35 °*C:* густину $\rho_р$ [кг/м^3], динамічну в’язкість $\mu_р$ [Па·с].

Густина середи $\rho_с$, кг/м^3 = 996

Динамічна в’язкість рідини $\mu_с$, Па · с = 804

Внутрішній діаметр апараті, $D_в$ м = 1,9

Число обертів перемішуючого пристрою n, об/хв = 5

3.3 Розрахунок теплообмінника

$$Q_{охл.} = Q_{пит.ср.} - Q_{пот}$$

Тепло, що віддається живильним середовищем:

$$Q_{пит.ср.} = m_{стер.пит.ср.} \cdot C_{пит.ср.} \cdot (t_2 - t_1),$$

де: $m_{стер.пит.ср.}$– маса стерильного живильного середовища, кг;

$m_{\text{стер.пит.ср.}} = 6464$ кг (з таблиці матеріального балансу стадії ТП.4.3 приготування та стерилізації живильного середовища для ферментаторів) $C_{\text{пит.ср.}}$ – питома теплоємність живильного середовища (приймаємо по воді), кДж/кг;

$C_{\text{пит.ср.}} = 4{,}19$ кДж/кг °С;

t_2 – температура живильного середовища, що виходить із теплообмінника-охолоджувача, t_2= 50 °С

t_1– температура живильного середовища, що входить до теплообмінника, $t_2 = 128$°С приймаємо відповідно до технології приготування;

$$Q_{\text{пит.ср.}} = 6464 \cdot 4{,}19 \cdot (128 - 50) = 6464 \cdot 4{,}19 \cdot 78 = 2{,}11 \cdot 10^6 \text{ кДж}$$

Кількість тепловтрат у навколишнє середовище*:*

Тепловтрати становлять 2 – 3 % от $Q_{\text{пит.ср.}}$.:

$$Q_{\text{пот}}. = 0{,}03\, Q_{\text{пит.ср.}} = 0{,}03 \cdot 2{,}11 \cdot 10^6 = 0{,}063 \cdot 10^6 \text{кДж}$$

$$Q_{\text{охл}}. = 2{,}11 \cdot 10^6 - 0{,}063 \cdot 10^6 = 2{,}05 \cdot 10^6 \text{кДж}$$

Визначаємо поверхню теплообміну:

$$F_{m/o} = \frac{Q_{охл}}{K \cdot \Delta t \cdot \tau_{оп.стер.} \cdot 3600},$$

де: K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2 · K; приймаємо K = 360 Вт/м^2 · К;

$\tau_{\text{оп. стер.}}$ – час охолодження, сек;

$\Delta t_{ср}$ – середня різниця температур між теплоносієм та охолодним агентом, °С;

Розраховуємо $\Delta t_{ср}$:

$t_{\text{нач. ср.}} = 128$°С $\quad$ $t_{\text{кон. ср.}} = 50$°С

$\dfrac{t_{н_2О\,кон.} = 13^o C}{\Delta t_б = 115^o C}$ $\quad$ $\dfrac{t_{н_2О\,нач.} = 10^o C}{\Delta t_м = 40^o C}$

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{115 - 40}{\ln \frac{115}{40}} = \frac{75}{\ln 2{,}875} = \frac{75}{1{,}056} = 71{,}02^{o}C$$

Поживне середовище охолоджується в теплообміннику водою, а при прийомі середовища в ферментатор вона доохолоджується до температури 26-28 °С водою через змійовик.

$$F_{т/о} = \frac{2{,}05 \cdot 10^{6} \cdot 10^{3}}{360 \cdot 71{,}02 \cdot 1{,}0 \cdot 3600} = 22{,}27 \text{ м}^2$$

Відповідно до ЦБНТІ “Медпром”[19] до установки приймаємо теплообмінник типу “труба у трубі” с $F_{т/о} = 40$ м^2

Кількість секцій:		2
Діаметр труб:	-внутрішній	76×3мм
	-зовнішній	133×4мм
Довжина:		4010мм
Висота:		2530мм
Ширина:		700мм

3.4 Конструктивний розрахунок перемішувального пристрою.

Розрахунок включає визначення розмірів мішалки, частоти її обертання і вибір привода, забезпечуючих необхідну інтенсивність перемішування.

Вихідним розрахунковим є рівняння (10), яке після підстановки Np з рівняння (3) буде мати вигляд:

$$N_{р-г} = 0{,}695 \frac{\left(Eu_м \cdot \rho_р \cdot n^3 \cdot d_м^5\right)^{0{,}9} \cdot \left(n d_м^3\right)^{0{,}45}}{W_г^{0{,}25}} = 0{,}695 \frac{\left(Eu_м \rho_р\right)^{0{,}9} n^{3{,}15} d_м^{5{,}85}}{W_г^{0{,}25}}.$$

Вибравши відповідно стандартному ряду (ГОСТ 20680–75) частоту обертання мішалки $n = 3{,}33$ с$^{-1}$ і попередньо прийнявши значення $Eu_м$ рівним та-кому для відкритої шестилопатевої турбінної мішалки з параметрами $\Gamma_{D_0} = \Gamma_{H_0} = 3$; $\Gamma_{П_0} = 1$; $\Gamma_{B_0} = 0{,}2$ в апараті з чотирма відбивними перегородками ($\Gamma_{B_0} = 0{,}3$) при $Re_м > 10^{-5}$, $Eu_м = Eu_{м_0} = 6$ [5] по

$$N_{р-г} = N_V \cdot V_р = 4{,}82 \cdot 5 = 24{,}1 \text{ кВт}$$

визначимо діаметр мішалки:

$$d_м = \left[\frac{N_{р-г} W_г^{0{,}25}}{0{,}695\left(Eu_м \rho_р\right)^{0{,}9} n^{3{,}15}}\right]^{1/5{,}85} = \left[\frac{24.1 \cdot 0{,}1^{0{,}25} \cdot 10^3}{0{,}695(6 \cdot 994)^{0{,}9} 3{,}33^{3{,}15}}\right]^{1/5{,}85} =$$

$$0{,}747 \text{ м}$$

Найближчий за табл.1 діаметр мішалки $d_м$ = 0,8 м. За табл.2 ви-значаємо інші розміри мішалки (тип 03): b = 160 мм; d = 80 мм; s = 8 мм.

Для подальших розрахунків необхідно уточнити потужність перемішування газорідинної системи $N_{р-г}$ та неаерованої рідини $N_р$ Насамперед уточни-мо значення EuM. Проектована мішалка відрізняється від дослідженої параме-рами $Г_D$, $Г_H$ і $Г_B$. Тому, відповідно рівняння (5) і табл.5

$$Eu_м = Eu_{м_0}\psi_м = Eu_{м_0} \cdot \psi_D \cdot \psi_H \cdot \psi_B = Eu_{м_0}\left(\frac{Г_D}{Г_{D_0}}\right)^0 \left(\frac{Г_H}{Г_{H_0}}\right)^{0,5} \left(\frac{Г_B}{Г_{B_0}}\right)^{0,3},$$

де $Eu_м$ – критерій Ейлера для досліджених мішалок; при

$Re_м = \frac{n \cdot d_M^2 \cdot \rho}{\mu_р} = \frac{3,33 \cdot 0,8^2 \cdot 994}{0,73 \cdot 10^{-3}} = 2,87 \cdot 10^6$ приблизно по графіку визначаємо

$Eu_{м_0} = 6;\ Г_D = \frac{D}{d_м} = \frac{1,8}{0,8} = 2,25;\ Г_B = \frac{B}{d_м} = \frac{0,1D}{d_м} = \frac{0,1 \cdot 1,8}{0,8} = 0,225;\ Г_H = \frac{H}{d_м} = \frac{2,09}{0,8} = 2,62$ – симплекси геометричної подібності;.

Для проектованої мішалки

$$Eu_м = Eu_{м_0}\left(\frac{Г_H}{Г_{H_0}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{Г_B}{Г_{B_0}}\right)^{0,3} = 6\left(\frac{2,62}{3}\right)^{0,5} \frac{0,225^{0,3}}{0,3} = 5,15.$$

Це значення приймаємо для подальших розрахунків. Уточнимо потужність перемішування газорідинної системи:

$$N_{р-г} = 0,695 \frac{\left(Eu_м \rho_р\right)^{0,9} n^{3,15} d_м^{5,85}}{W_г^{0,25}} =$$

$$0,695 \frac{(5 \cdot 15 \cdot 994)^{0,9} 3,33^{3,15} \cdot 0,8^{5,85}}{0,1^{0,25}} = 32 \cdot 10^3 = 32 \text{ кВт}$$

і потужність перемішування за відсутності аерації:

$$N_р = Eu_м \cdot \rho_р \cdot n^3 \cdot d_м^5 = 5 \cdot 15 \cdot 994 \cdot 3,33^3 \cdot 0,8^5 = 61,9 \cdot 10^3 \text{Вт}$$

Отже, питома потужність перемішування газорідинної системи

$N_V = \frac{N_{р-г}}{V_р} = \frac{32}{5} = 6,4$ кВт/м^3 більше розрахункової (N_V=4,82 кВт/м^3) і проектована мішалка забезпечить необхідну швидкість масообміну.

Із стандартних параметрів обираємо мішалку типу 5

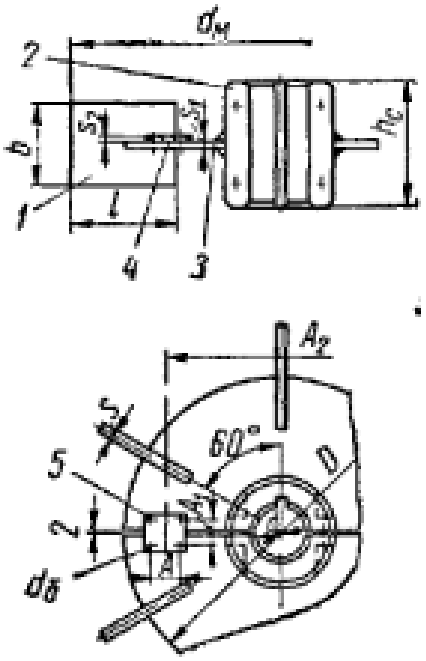


Рис 3.2 – Мішалка типу турбінна відкрита типу 5

Визначаємо розрахунковий згибний момент мішалки

$$M_{\text{и}} = 0{,}0813\frac{N_{\text{м}}}{n} = \frac{6400}{5} = 1118{,}6\ \text{Н}\cdot\text{м}$$

Обираємо табличні значення мішалки

Діаметр пер. пристр. $d_{\text{м}}$ – 600 мм

діаметр валуd – 40 мм

Висота лопаті b– 120 мм

Довжина лопаті l – 150 мм

Товщина лопаті S – 6 мм

Діаметр опорного диску D – 450 мм

Висота муфти h_c – 110 мм

Масса пер. уст. – 20 кг

Найбільший крутний момент при пуске.

За значенням $N_{\text{р}}$ вибираємо привід перемішувального пристрою. Розрахункова потужність на валу мішалки N_B, що знайдена за рівнянням (10), практично не відрізняється від потужності $N_{\text{р}}$, тому що при перемішуванні малов'язких середовищ A_1=1, а впливом допоміжних пристроїв на потужність можна знехтувати $\sum \text{A}_2 = 0$. Номінальна потужність електродвигуна приводу з врахуванням ККД редуктора (η=0,9)

$$N_{\text{e}} = \frac{N_{\text{p}}}{\eta} = \frac{61{,}9}{0{,}9} = 68{,}8 \text{ кВт}.$$

Вибираємо нормалізований вертикальний привід 5-75-18, 8 МН 5855-66 з редуктором типа ВО-VI і електродвигуном АТ 94-6 потужністю 15 кВт.

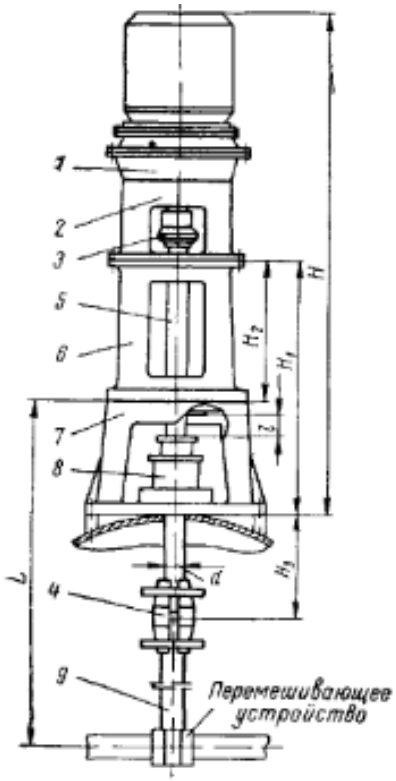


Рис. 3.3 Загальний вигляд приводу мішалки

В комплект приводу входять: 1 – мотор-редуктор; 2 – перехідник до МН 5859-66; 3 – муфта по МН 5872-66; 4 – муфта по МН 5871-66; 5 - вал проміжуточний; 6 – стійка по МН 5856-66; 7 — стійка по МН 5857–66; 8 – ущільнювач по МН 5866-66-МН 6870-66: 9 — вал перемішуючого пристрою.

Обозначення приводу

Опірна частина приводу матиме наступні характеристики

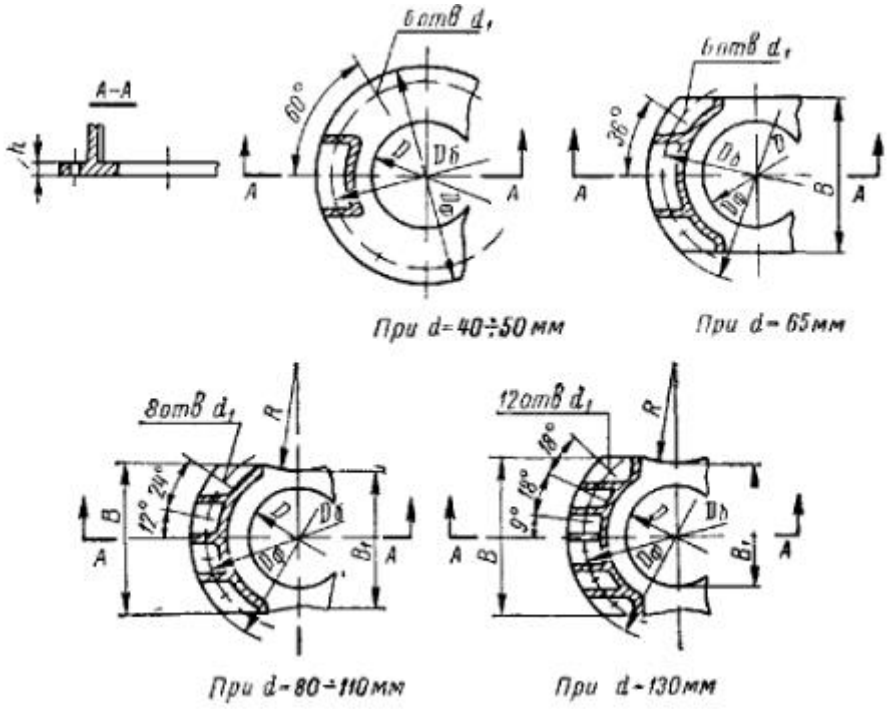


Рис. 3.4 Характеристики опори привіоду мішалки

d – 40; $D_ф$ – 330; $D_б$ – 300; D – 185; d_1 – 14; h – 20.

Для з'єднання вала мішалки з валом мотор-редуктора використовують поздовжньо-роз'ємну, пружну втулочно-пальцеве або зубчасту муфти. За допомогою поздовжньо-рознімної і зубчастої муфт можливе з'єднання валів однакового діаметра, а за допомогою пружної втулочно-палацовий муфти з'єднання валів різних діаметрів. Розміри муфти підбирають по діаметру вала мотор-редуктора d, та розрахунковому моменту наступним чином:

а) визначити кутову швидкість обертання валу:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \tag{3.1}$$

$$\omega = \frac{3{,}14 \cdot 2}{30} = 0{,}209\ \text{с}^{-1};$$

де n - частота обертання мішалки;

б) обчислюємо крутний момент на валу:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1{,}5 \cdot 10^3}{28{,}26} = 53\ \text{Нм}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{14.2 \cdot 10^3}{2} = 7100 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де: Р - потужність на валу мішалки кВт;

в) визначаємо величину розрахункового моменту:

$$T_р = kT, \tag{3.2}$$

$$T_р = 1{,}2 \cdot 7100 = 5916$$

де k - коефіцієнт режиму роботи, що враховує умови експлуатації (k=1.2 - 1.5 для дволопатєвих мішалок).

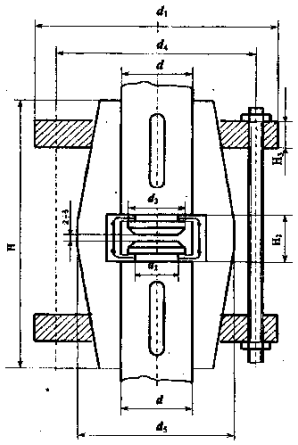


Рис. 3.5 – Загальний вигляд поздовжньо-рознімної муфти

3.5 Проектний розрахунок і конструювання вала і підшипникового вузла

Проектний розрахунок валу. Розрахунок виконується по напруженням кручення. Метою розрахунку є визначення найменшого діаметра вала. Вихідними даними є потужність на валу *P* (кВт) і частота обертання мішалки і (об / хв).

Мінімальний діаметр *d* валу приймаємо 43 мм.

Розглянемо порядок конструювання консольного вертикального вала з двома підшипниками кочення.

1. Верхній кінець вала з'єднуємо з валом редуктора стандартною муфтою. Довжину цієї ділянки вала приймаємо рівною l_1 = 50 мм і уточнюємо за розмірами муфти.

2. Діаметр вала під ущільнення (в кришці підшипникового вузла) беремо рівним

$$d_2 = \text{d} + (4...7) = 47 \text{ мм}$$

і округляємо до найближчого стандартного d_2 = 50 мм,

$$l_2 = b + s = 22 + 20 = 42 \text{ мм},$$

де b = 22 мм - ширина манжети,

s = 20 мм - товщина кришки в місці установки манжети.

Розміри манжетних ущільнень вибирають по діаметру валу d_2.

3. Діаметр ділянки з різьбленням під шлицевую гайку d_3 = 48 + (2...4) = 50 мм повинен бути узгоджений з розміром різьби в гайці. Довжина цієї ділянки l_3 = 25 мм.

4. Наступна ділянка вала призначений для посадки підшипника. його діаметр d_4 = 45 мм повинен бути узгоджений з діаметром отвору внутрішнього кільця підшипника. На стадії ескізного проекту спочатку приймають кулькові радіально-наполегливі підшипники легкої серії. Довжина цієї ділянки вала

$$l_4 = \text{B} + 5 = 15 + 5 = 20 \text{ мм},$$

де B - ширина підшипника.

5. Між підшипниками кочення встановлюють розпірну втулку, внутрішній діаметр якої дорівнює діаметру d. Зовнішній діаметр втулки

$$d = d_4 + (6...8) = 51 \text{ мм}.$$

6. Діаметр під сальник узгоджується з діаметром отвору під сальник d_5 = 48. Довжина l цієї ділянки вала приймається конструктивно аналогічно l_5 з урахуванням розмірів сальника l_5=195 мм.

7. Участок валу d_6 = 40 мм в місці посадки мішалки приймають рівним діаметру отвору в маточині мішалки d_c Довжина ділянки під мішалки знаходиться за формулою $l_6 = d_м \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}2 = 110$ мм.

8. Діаметр валу, у місці погруження у реактор $d_7 = d_6 + (2…5)=60+4=64$ мм, довжина ділянки $l_6 = (H_ц – h_м) - l_6 – l_3 = 4350$ мм.

3.4 Перевірочний розрахунок вала.

Основними критеріями працездатності валів пристроями, є виброустойчивость і міцність.

Перш ніж приступити до розрахунку вала, необхідно вибрати розрахункову схему і визначити довжину розрахункових ділянок вала.

Вибір розрахункової схеми. Кожному конструктивному рішенню кріплення вала відповідає своя розрахункова схема.

1. Жорстке з'єднання валів мотор-редуктора і мішалки.

2. Рухоме з'єднання валів.

3.6 Розрахунок валу на вібростійкість.

Розрахунок здійснюємо в такій послідовності:

1. Визначаємо масу одиниці довжини вала:

$$m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rho, кг \cdot м \,, \qquad (3.3)$$

де $\rho = 7{,}92 \cdot 10^3$ *кг/м*^{3} - щільність матеріалу валу (сталь марки 12Х18Н10)

$d(d_2)$ = 0,04 *м* - діаметр вала в місці ущільнення, м.

$$m = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}04^2}{4} 7{,}92 \cdot 10^3 = 0.0125 \cdot 10^3 \text{ , кг} \cdot \text{м}$$

2. Обчислимо момент інерції поперечного перерізу вала:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, м^4 \tag{3.4}$$

$$J = \frac{3.14 \cdot 0.06^4}{64} = 2.01 \cdot 10^{-7}, \text{м}^4$$

3. Визначимо значення коефіцієнтів:

$$K = \frac{M_м}{m \cdot L}, a_1 = \frac{l_1}{L}, \tag{3.5}$$

$$K = \frac{20}{0.0125 \cdot 10^{-3} \cdot 2027} = 0.78$$

де $M_м = 20$ *кг* - маса мішалки, кг,

l_1, L - значення довжин відповідних ділянок вала, м (по розр. схемою і компонуванні).

4. Відповідно до обраної розрахункової схемою визначимо коефіцієнт α

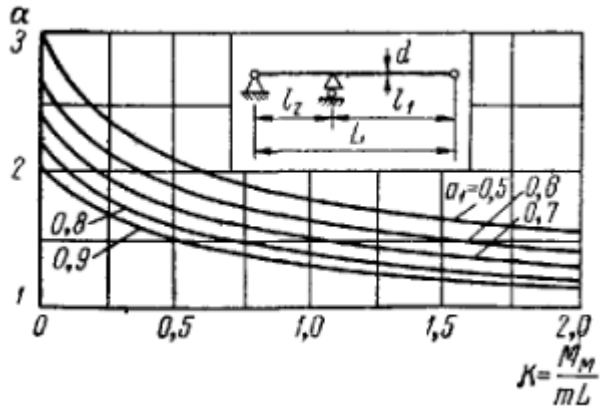


Рис. 3.6 – Значення коэфыціенту α в залежності від K

$$\alpha = 1.5$$

5. Визначимо першу критичну швидкість вала:

$$\omega_{01} = \frac{\alpha^2}{L^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}},\ \text{рад/сек} \tag{3.6}$$

$$\omega_{01} = \frac{1.5^2}{1.25^2}\sqrt{\frac{190 \cdot 10^7 \cdot 2.01 \cdot 10^{-7}}{12{,}5}} = 3{,}017\ \text{рад/сек} = 28{,}8\ \text{об/хв}$$

де $E = 190 \cdot 10^7$ – модуль поздовжньої пружності вала.

Перевіримо виконання умови

$$\omega \leq \omega_{01}, 5 \leq 28{,}8$$

Умова міцності виконується.

3.4.2 Розрахунок на міцність

Розрахунок передбачає визначення еквівалентних напружень вала в небезпечних перетинах (в місцях з найбільшим изгибающим моментом). Вибір таких перетинів виконують після побудови епюр згинаючих і крутних моментів.

1. Визначити ексцентриситет центру маси пристроями,:

$$e = 0{,}5 \cdot 10^{-3} + 0{,}03 \cdot D_{меш}, \tag{3.7}$$

де $D_{\text{меш}} = 1$ - діаметр мішалки, м .

$$e = 0{,}5 \cdot 10^{-3} + 0{,}03 \cdot 1 = 0{,}0305, \text{м}$$

2. Визначити значення приведеної маси мішалки і вала

$$M_{пр} = M_{меш} + q \cdot m \cdot L, \tag{3.8}$$

де q - коефіцієнт приведення розподіленої маси вала до зосередженої маси мішалки.

Для першої розрахункової схеми:

$$q = \frac{3}{(4 - 2,2 \cdot a_1)^4 a_1^2} \tag{3.9}$$

$$q = \frac{3}{(4 - 2,2 \cdot 0,85)^4 0,85^2} = 0.205$$

$$M_{\text{пр}} = 20 + 0.202 \cdot 12,5 \cdot 2,027 = 25,23, \text{ кг}$$

3. Визначаємо радіус обертання центра ваги наведеної маси мішалки і вала.

$$r = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{\hat{e}\eth}}\right)^2} \tag{3.10}$$

$$r = \frac{0,0305}{1 - (\frac{5}{28,8})^2} = 0,03144, \text{ м}$$

4. Визначаємо відцентрову силу

$$P_{\text{ц}} = M_{\text{пр}} \omega^2 r, \text{ Н} \tag{3.11}$$

$$P_{\text{ц}} = 14,72^2 0,0387 = 6,0344, \text{ Н} = 0,615 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

5. Визначимо згибний момент в місці установки пвдшипнику

$$M'_{\text{и}} = P_{\text{ц}} l_1, \text{ н} \cdot \text{м} \tag{3.12}$$

$$M'_{\text{и}} = 0,615 \cdot 1,741 = 34,5 \text{ н} \cdot \text{м} = 352 \text{ кг/см}$$

6. Визначимо згибне напруження валу

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M'_{\text{и}}}{0{,}1 \cdot d^3},\ \text{н/м}^2 \qquad (3.13)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{34{,}5}{0{,}1 \cdot 45^3} = 37{,}8 \cdot 10^4,\ \text{н/м}^2 = 38.6\ \text{кг/см}^2$$

7. Визначаємо результуюче напруження на валу

$$\tau = \frac{M_{\text{к}}}{0{,}2d^3},\ \text{н/м}^2 \qquad (3.14)$$

$$\tau = \frac{450}{0{,}2 \cdot 40^3} = 24{,}6 \cdot 10^6,\ \text{н/м}^2 = 251\ \text{кг/см}^2$$

$$\sigma_{\text{р}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 4\tau^2},\ \text{н/м}^2 \qquad (3.15)$$

$$\sigma_{\text{р}} = \sqrt{(37.8 \cdot 10^4)^2 + 4(24.6 \cdot 10^6)^2} = 49.5\ \cdot 10^6, \frac{\text{н}}{\text{м}^2} = 505\ \text{кг/см}^2$$

Для сталі 12Х18Н10 $\sigma_{\text{д}}$ =18,4 · 10^7

8. Визначаємо прогиб валу

$$y = \frac{P_{\text{ц}}}{EJ}\left[\frac{l_1 l_2 x}{3} + \frac{x^2}{2}\left(l_1 - \frac{x}{3}\right)\right] = 0{,}00033\ \text{м} = 0{,}033 \qquad (3.16)$$

Що меньше ніж допустимий прогиб валу для даного типу сальника = 0,5 мм

9. Визначимо кут повороту валу в нижньому підшипнику

$$\theta = \frac{P_{\text{ц}} l_1 l_2}{4EJ},\ \text{рад}$$

$$\theta = \frac{6{,}0344 \cdot 1{,}741 \cdot 0{,}286}{190 \cdot 10^7 \cdot 2.01 \cdot 10^{-7}} = 0{,}00065,\ \text{рад}$$

Допустимий кут повороту = 0,01 рад, умова міцності виконується.

3.7 Перевірочний розрахунок шпоночно з'єднання

Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-78)

Діаметр валу *d*=52-65 мм

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d\left(h - t_s\right)l} \leq [\sigma_{см}]\ ; \qquad (3.17)$$

де: $[\sigma_{см}] = 80 Н / мм^2$;

T = 580 Нм - крутний момент вала;

d = 58 мм - діаметр валу;

h = 8мм - висота шпонки;

l = 32мм - довжина шпонки;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2*580}{58\cdot(8-4)\cdot 32} = 0{,}15\, Н / мм^2;$$

$\sigma_{\text{см}} = 0{,}15 \leq [\sigma_{см}] = 80 Н / мм^2$; умова виконана.

IV ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

У магістерській дисертації було розглянуто модель ферментора з турбінною мішалкою. Контроль параметрів технологічного процесу здійснює оператор лінії, що знаходиться в операторній площею S=34.

Небезпечними та шкідливими виробничими факторами при роботі і обслуговуванні лінії являються:

- шум і вібрації;

- промислове освітлення;

- повітря робочої зони;

- електронебезпека;

- пожежна безпека та надзвичайні ситуації.

4.2 Шум та вібрації

Ферментор розмішений в приміщені - закритого типу. Основними джерелами шуму при роботі є вали, що обертаються, електродвигуни, вентилятори в яких шум досягає 90 дБА. Заходи по зниженню шуму механічного походження:

- облицювання звукоізолюючим матеріалом;

- звукоізоляція – дверного отвору приміщення;

- гасіння шуму вентиляційних установок;

- слідкування за рівнем мастила у редукторі та підшипникових вузлах.

Для індивідуального захисту використовуються: протишумові навушники ПШН-Б ГОСТ 12.4.051.87, протишумні вкладиші «Беруши СТ-1» ТУУ25513947.002-99.

Ці заходи дозволяють знизити рівень шуму до 55 дБА, що відповідає вимогам ДСН 3.3.6.037-99.

4.3 Промислове освітлення

В денний час виробниче приміщення освітлюється природним світлом. Воно проникає через 10 бічних світлопрорізів, розміри яких 1,0х0,7м, зорієнтовані на північ і забезпечує коефіцієнт природної освітленості (КПО) не нижче 1,5%. Вікна мають регулювальні пристрої для відкривання, а також жалюзі.

Штучне освітлення виконане у вигляді суцільних ліній світильників. Рівень освітленості має складати 300 Лк. Для штучного освітлення вибрані світлодіодні лампи потужністю 8 Вт зі світовим потоком 900 Лм. Кількість ламп складає 8 штук тому освітленість складає 330 Лк, що відповідає вимогам ДБНВ 2.5.28-2006.

Використовуємо систему вимикачів, це дозволяє регулювати інтенсивність штучного освітлення.

4.4 Електробезпека

Приміщення згідно ПУЭ-83 відноситься до приміщень із підвищеною небезпекою. На пульті управління напруга U = 220 В, частота f = 50 Гц. Тип електромережі із ізольованою нейтралю.

Нещасні випадки від впливу електричного струму мають наступні причини:

- випадковий дотик до струмоведучих частин;

- поява напруги на конструктивних металевих частинах електроустаткування корпусах в результаті ушкодження ізоляції й інших причин;

- виникнення крокової напруги на поверхні землі в результаті замикання дроту на землю.

Для безпечної роботи з електроустаткуванням рубильники включення закриті в спеціальні шафи, кабелі й дроти вкладені в труби й заховані під підлогу, при роботі з електроінструментами застосовуються індивідуальні засоби захисту.

При експлуатації електроустаткування дотримуватися наступних правил безпечної роботи:

- інструктаж і навчання безпечним методам праці;

- рубильники замкнені в спеціальних шафах;

- при роботі з електроінструментом використовують малі напруги, а також обладнання з подвійною ізоляцією;

- перед проведенням ремонтних робіт на встаткуванні лінії електродвигуни повинні бути зупинені.

Забороняється при експлуатації електроустаткування :

- проводити роботи на незанулених вузлах лінії;

- допускати до роботи людей, які не пройшли навчання і перевірку знань;

- робити ремонт електроустаткування особам, які не мають права допуску;

- входити в розподільну щитову;

- відкривати електрозбірки;

- входити в місця, де висять таблички «Вхід заборонений», «Небезпечно для життя» й інші попереджувальні написи.

В аварійному режимі застосовується захисне автовідключення і захисне заземлення, відповідно до ГОСТ 12.1.030-81/91

4.5 Пожежна безпека та надзвичайні ситуації

У виробничому цеху може горіти: машинне масло та тверді горючі речовин (столи, стільці). На основі цього приміщення відноситься до категорії В і класу зони П-IIа. Виходячи з категорії пожежної небезпеки виробництва по СНиП 2.01.02-85 вибираємо II степінь вогнестійкості будівель для ділянки робіт що проектується.

В цьому виробництві використовуються горючі речовини в якості палива.

Для боротьби з пожежами застосовують наступні методи:

1. Ізолююванння осередку горіння від повітря;

2. Охолоджування осередку горіння до температури нижчої точок загорання матеріалів, які знаходяться в небезпечній зоні;

3. Сповільнення швидкості хімічної реакції в полум‘ї;

4. Механічно зривають полум‘я впливаючи на нього сильними потоками газу, води, порошку;

5. Створення умов, при яких полум‘я може розповсюджуватись тільки через вузькі канали, при цьому зменшується сила полум‘я і площа осередку пожежі.

В якості засобів гасіння пожежі використовують порошкові вогнегасники з пусковим балоном ОП-5 (3 шт.) та ОП-9 (2 шт.) В якості засобів оповіщення встановлена пожежна сигналізація із термооповіщувачами ПК4Г. Також встановлені установки пожежотушіння порошкові типу САМ-6 в кількості 6 на всю площу.

Надзвичайна ситуація

Біля виробництва глутамінової кислоти знаходиться виробництво на якому відбувся вибух сильнодіючих отруйних речовин. Відстань від цеху до хімічного об‘єкту складає 5 км. Небезпечна хімічна речовина хлор, масою 5тонн. Швидкість приземного вітру складає 2 м/с. Місцевість між небезпечним хімічним об‘єктом та цехом відкрита. Середня швидкість руху хмари складає 10км/год.

Глибина зони хімічного зараження (ЗХЗ) складає 9,2 км. Ширина ЗХЗ складає 1,84 км. Площа ЗХЗ – 8,464. Так як цех знаходиться в 5 км від виробництва, а глибина ЗХЗ складає 9,2 км, то цех потрапляє в ЗХЗ.

Хмара до території цеху дійде за 30 хвилин за середньою швидкістю вітру. Зараження території хлором відбудеться за 15,4 годин.

На протязі перших хвилин коли хмара дійде до території дози хлору будуть невеликі, але за цей час треба встигнути за протигазами. Заходами при отруйних речовинах приймають повітряний апарат МПА -4,5х30. Цей апарат зможе захистити на протязі 40 хвилин, що дозволить евакуювати людей з приміщень та вивезти їх із зони зараження.

ВИСНОВОКИ

Наведено огляд ферментаторів, їх типів та приводів перемішувальних пристроїв

Розроблено технологічний процес механічної обробки деталі «Вал» та визначено тип виробництва.

Було розраховано перемішувальний пристрій для заданого ферметора та необхідної реакції.

Був проведений конструкторский розрахунок приводу перемішувального пристрою та самого перемішувального пристрою з розробкою технологічних креслень.

Був проведений аналіз валу на міцність та вібростійкість.

Були розраховані параметри для виготовлення валу, а саме розраховано розміри та масу заготовки, був виготовлений маршрутний лист для виготовлення валу, та обрано технологічні приспособи та верстати для виготовлення необхідного валу а також розроблено креслення валу.

Список літератури

1. Сидоров Ю.І., Влязло Р.Й., Новіков В.П.. Процеси і апарати мікробіологічної промисловості. Технологічні розрахунки. Приклади і задачі. Основи проектування виробництв: Навч. посібник. У 34. - Львів: Видавництво Національного університету „Львівська політехнічка”, 2004.-240с.

2. ГОСТ 6533-78 Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры.

3. Бейли Дж., Оллис Д. Основы биохимической инженерии: Пер. с англ. в 2-х ч. – М.: Мир, 1989.

4. Плановский А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. – 2-е изд., перераб. и доп./ Плановский А.Н., Николаев П.И. – М.: Химия, 1972. – 630 с.

5. АТК 24.200.04-90. Опоры цилиндрические и конические вертикальных аппаратов. Типы и основные размеры.

6. РД 26-01-90-85 Механические перемешивающие устройства. Метод расчета машин и аппаратов химических производств‖ / В. Г. Доброногов, О. Г. Зубрий, Л. Г.Воронин. – К.: КПИ, 1990. – 39 с.

7. ГОСТ 9931-85. Корпусы цилиндрические стальных сварных сосудов и аппаратов. Типы, основные параметры и размеры.

8. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: Учеб. пособие для студентов вузов/ М. Ф. Михалев, Н.П. Третьяков, А.И. Мильченко, В.В. Зобнин; Под общ. ред. М.Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с., ил.

9. В. Г. Доброногов. Алгоритм расчета на виброустойчивость валов механических перемешивающих устройств: Методические указания к применению числительной техники в курсе ―Расчет и конструирование

10. Кантере В.М. Теоретические основы технологии микробиологических производств. – М.: Агропромиздат, 1990. – 271 с.