

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЄКТУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

КУРС ЛЕКЦІЙ

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня магістра
за освітньою програмою «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування
інноваційного галузевого обладнання»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

Укладачка: О.В. Гусарова

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО
2023

УДК 66.023-027.3 (075.8)
М-59

Укладачі: *Гусарова Олена Віталіївна*, канд. техн. наук

Рецензент *Дахненко Валерій Леонідович*, к.т.н., с.н.с.
ІТТФ НАН України

Відповідальний редактор *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 3 від 07.12.2023 р.)
за поданням вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 10 від 30.10.2023 р.)*

Комп'ютерно-інтегровані технології проєктування та виготовлення обладнання хімічної технології: курс лекцій [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня магістра за освіт. програмою «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проєктування інноваційного галузевого обладнання» спец. 133 Галузеве машинобудування / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: О. В. Гусарова. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 249 с.

У посібнику розглянуто основні конструкції сучасних центрифуг та сепараторів, машин барабанного типу та перемішуючих пристроїв посудин. Викладено теоретичні основи їх розрахунків та конструювання. Наведено класифікацію процесів та відповідного обладнання.

Розглянуто елементи теорії пластин та оболонок, теорії коливань, вибір параметрів та особливостей конструювання роторних машин, апаратів з тихохідними барабанами та посудин із мішалками. Приведено алгоритми розрахунків для забезпечення міцності, стійкості, жорсткості, герметичності, корозійної тривкості, конструктивної довершеності та технологічності, а також інших вимог до заданого основного технологічного обладнання хімічних виробництв у відповідності до нормативної документації.

Навчальний посібник призначений для здобувачів освітнього ступеня «магістр» за освітньою програмою «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проєктування інноваційного галузевого обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». Навчальний посібник буде корисним фахівцям з хімічної інженерії та технології, харчової, фармацевтичної та біотехнологій, а також студентам, які навчаються за відповідними спеціальностями.

УДК 66.023-027.3 (075.8)

Реєстр. № НП 23/24-153. Обсяг 11,86 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

ЗМІСТ

| | |
|--|-----|
| ВСТУП..... | 6 |
| РОЗДІЛ 1. ЦЕНТРИФУГИ ТА СЕПАРАТОРИ | 8 |
| 1.1 Центрифуги та сепаратори. Призначення. Основні терміни та визначення..... | 8 |
| 1.1.1 Основні терміни та визначення неоднорідних рідких сумішей, способи їх розділення та класифікація відповідних процесів..... | 8 |
| 1.1.2 Фактор розділення та індекс продуктивності..... | 11 |
| 1.1.3 Класифікація центрифуг і сепараторів та області їх використання..... | 13 |
| 1.2 Основні конструкції центрифуг та сепараторів. Форма поверхні рідини в роторі центрифуги | 18 |
| 1.2.1 Основні конструкції центрифуг і сепараторів..... | 18 |
| 1.2.2 Диференціальне рівняння форми поверхні. Рішення рівняння. Аналіз результату | 23 |
| 1.3 Розрахунок обичайок в безмоментній зоні..... | 27 |
| 1.3.1 Знаходження величин активних навантажень, що діють на циліндричну обичайку | 30 |
| 1.3.2 Визначення внутрішніх зусиль та напружень для циліндричної обичайки..... | 35 |
| 1.3.3 Розрахункова та виконавча товщина стінки циліндричної обичайки..... | 38 |
| 1.3.4 Розрахунок конічної обичайки ротора центрифуги | 42 |
| 1.3.5 Розрахунок перфорованої обичайки ротора центрифуги..... | 48 |
| 1.3.6 Розрахунок циліндричної обичайки ротора надцентрифуги..... | 52 |
| 1.4 Розрахунок обичайок в крайовій зоні | 57 |
| 1.4.1 Причини виникнення крайових навантажень..... | 57 |
| 1.4.2 Визначення крайових навантажень, внутрішніх зусиль та напружень..... | 59 |
| 1.4.3 Перевірка міцності обичайки на краях | 78 |
| 1.5 Розрахунок днища та борта ротора центрифуги | 80 |
| 1.5.1 Конструкції днищ барабанів центрифуг та сепараторів..... | 80 |
| 1.5.2 Розрахунок днища за моделлю диска, що швидко обертається..... | 81 |
| 1.5.3 Розрахунок днища за моделлю пластини | 92 |
| 1.6 Вали. Критична швидкість роторів центрифуг та сепараторів | 106 |
| 1.6.1 Вали. Основні положення | 106 |
| 1.6.2 Поняття частоти власних коливань пружної системи. Явище резонансу..... | 107 |
| 1.6.3 Критична швидкість роторів центрифуг та сепараторів. Діючі навантаження. Рівняння прогину..... | 108 |
| 1.7 Питання для самоконтролю до розділу 1 | 114 |

| | |
|---|-----|
| РОЗДІЛ 2. БАРАБАННІ ОБЕРТОВІ АПАРАТИ | 116 |
| 2.1 Барабанні обертові апарати. Призначення. Основні терміни та визначення..... | 116 |
| 2.1.1 Поняття «Барабанний обертовий апарат». Класифікація. Вимоги до конструкції корпусу барабанного обертового апарату | 116 |
| 2.2 Конструкції барабанних обертових апаратів та їхніх складових частин | 119 |
| 2.2.1 Схеми апаратів..... | 119 |
| 2.2.2 Призначення та конструкції складових частин барабанних апаратів..... | 121 |
| 2.3 Розрахунок корпусу барабанного обертового апарату | 135 |
| 2.3.1 Розрахунок активних навантажень на корпус барабанного обертового апарата та реакцій опор..... | 135 |
| 2.3.2 Визначення згинаючого та дотичного напружень..... | 141 |
| 2.3.3 Розрахунок корпусу на міцність, жорсткість та стійкість..... | 143 |
| 2.4 Розрахунок бандажа..... | 148 |
| 2.4.1 Конструкції бандажів та способів їх з'єднання з корпусом апарату | 148 |
| 2.4.2 Визначення сил, що діють на бандаж, що вільно закріплений на башмаках | 150 |
| 2.4.3 Визначення зусиль і моментів в ключових перерізах бандажа..... | 154 |
| 2.4.4 Розрахунок бандажа на міцність..... | 161 |
| 2.4.5 Перевірка бандажу та роликів з умов контактної міцності..... | 162 |
| 2.4.6 Розрахунок бандажа на витривалість..... | 168 |
| 2.5 Розрахунок опорного та упорного роликів..... | 173 |
| 2.5.1 Розрахунок опорного ролика з врахуванням температурного подовження барабана..... | 173 |
| 2.5.2 Розрахунок упорного ролика на контактну міцність | 176 |
| 2.6 Питання для самоконтролю до розділу 2 | 178 |
| РОЗДІЛ 3. ПЕРЕМІШУЮЧЕ ОБЛАДНАННЯ..... | 180 |
| 3.1 Перемішуючі пристрої. Основні терміни та визначення..... | 180 |
| 3.1.1 Визначення терміну перемішування, способів перемішування..... | 180 |
| 3.1.2 Класифікація обладнання для перемішування | 181 |
| 3.2 Конструкції основних типів мішалок | 186 |
| 3.2.1 Загальна компоновка апарата..... | 186 |
| 3.2.2 Конструкції мішалок | 187 |
| 3.2.3 Вибір типу перемішуючого пристрою..... | 192 |

| | |
|--|-----|
| 3.3 Потужність, яка витрачається на перемішування | 197 |
| 3.3.1 Опір тіла при русі в рідині | 197 |
| 3.3.2 Потужність, яка витрачається на перемішування..... | 200 |
| 3.4 Розрахунок сили опору, координати прикладання сили для перемішуючих пристроїв різних типів. Розрахунок на міцність | 203 |
| 3.4.1 Розрахунок лопатевої мішалки | 203 |
| 3.4.2 Розрахунок нахиленої лопаті | 207 |
| 3.4.3 Розрахунок якірної мішалки..... | 210 |
| 3.5 Розрахунок валу перемішуючого пристрою..... | 214 |
| 3.5.1 Визначення частоти власних коливань валів та критичної частоти. Жорсткі та гнучкі вали. Умова вібростійкості | 214 |
| 3.5.2 Визначення переміщення валу за прийнятими геометричними розмірами та відомими зусиллями. Умова жорсткості..... | 225 |
| 3.5.3 Правила та залежності для визначення активних і реактивних зусиль, що діють на вал. Розрахунок моментів і напруження в небезпечних перерізах. Умови міцності..... | 232 |
| 3.6 Питання для самоконтролю до розділу 3 | 242 |
| ЛІТЕРАТУРА | 243 |

ВСТУП

Дисципліна «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування та виготовлення обладнання хімічної технології» розглядає питання забезпечення міцності, стійкості, жорсткості, герметичності, корозійної тривкості, конструктивної довершеності та технологічності, а також інших вимог до заданого основного технологічного обладнання хімічних виробництв.

Дисципліна сприяє розвитку професійної самосвідомості, культури спілкування, формуванню теоретичного, практичного та особистісно-мотиваційного компонентів професійної компетентності.

Предмет навчальної дисципліни: питання забезпечення міцності, стійкості, жорсткості, герметичності, корозійної тривкості, конструктивної довершеності та технологічності до заданого технологічного обладнання хімічних виробництв.

Метою навчальної дисципліни є формування у студентів компетентності:

- здатність до проектної діяльності в сфері техніки і технології;
- здатність застосовувати галузеві стандарти в рамках своїх задач професійної діяльності;
- здатність представляти технічну документацію відповідно до вимог діючих систем і стандартів конструкторської документації;
- здатність до аналізу науково-технічної інформації, вітчизняного і зарубіжного досвіду з техніки і технології хімічної інженерії;
- здатність до конструювання технологічного обладнання хімічних виробництв;
- здатність до самостійної, індивідуальної роботи, прийняття рішень в рамках своїх задач професійної діяльності;
- здатність втілювати передові інженерні розробки для отримання практичних результатів.

Основні завдання навчальної дисципліни. Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти, після засвоєння навчальної дисципліни, мають продемонструвати такі результати навчання:

ЗНАННЯ:

– сучасних підходів, методів і методик вирішення задач при проєктуванні обладнання;

– сучасних підходів, методів і методик вирішення задач при обслуговуванні, модернізації та експлуатації упродовж всього життєвого циклу технологічного обладнання;

– методів комп'ютерного інжинірингу, відомих пакетів прикладних комп'ютерних програм для розрахунку та конструювання обладнання.

УМІННЯ:

– користуючись науково-технічною інформацією, нормативними документами, професійними знаннями, виконувати розрахунок і конструювання нового технологічного обладнання;

– користуючись науково-технічною інформацією, нормативними документами, професійними знаннями, виконувати розрахунки та конструкторську документацію при модернізації та експлуатації упродовж всього життєвого циклу технологічного обладнання;

– виконувати комп'ютерне проєктування обладнання. Застосовувати методи комп'ютерного інжинірингу з використанням відомих пакетів прикладних комп'ютерних програм.

РОЗДІЛ 1. ЦЕНТРИФУГИ ТА СЕПАРАТОРИ

1.1 Центрифуги та сепаратори. Призначення. Основні терміни та визначення

1.1.1 Основні терміни та визначення неоднорідних рідких сумішей, способи їх розділення та класифікація відповідних процесів

Матеріал розділу викладено за авторами [1 - 8].

Неоднорідними або **гетерогенними** системами називають системи, що складаються з двох або декількох фаз. Фази, що становлять систему можуть бути механічно відділені одна від одної.

Будь-яка неоднорідна бінарна система складається з дисперсної (внутрішньої) фази і дисперсійного середовища, або суцільної (зовнішньої) фази, в якій розподілені частки дисперсної фази.

Рідкі неоднорідні системи поділяють на три класи: *суспензії, емульсії і піни* [1, 3].

Суспензії – неоднорідні системи, що складаються з рідини і зважених в ній твердих частинок. Залежно від розмірів твердих частинок (в мкм) суспензії умовно поділяють на **грубі** (більш 100), **тонкі** (0,5-100) і **каламуті** (0,1-0,5).

Перехідну область між суспензіями та істинними розчинами (гомогенні системи) займають **колоїдні розчини**, в яких розміри часток, що знаходяться в рідині, є середніми між розмірами молекул і частинок суспензій.

Емульсії – системи, що складаються з рідини і розподілених в ній крапель іншої рідини, що не змішується з першою. Розмір частинок дисперсної фази може коливатися в широких межах. Під дією сили тяжіння емульсії розшаровуються, однак при незначних розмірах крапель (менш 0,4-0,5 мкм) або при додаванні стабілізаторів емульсії стають стійкими і не розшаровуються протягом тривалого часу.

Піни – системи, що складаються з рідкого дисперсійного середовища і завислих у ньому частинок газу.

Фізичні властивості (щільність, в'язкість) суспензій і емульсій визначаються об'ємним співвідношенням фаз, що складають систему, і їх фізичними властивостями.

У хімічній технології широко поширені процеси, пов'язані з поділом рідких неоднорідних систем. Вибір методу їх поділу обумовлюється, головним чином, розмірами зважених часток, різницею щільності дисперсної, і суцільної фаз, а також в'язкістю, густиною середовища. Часто для розділення неоднорідних систем можна застосувати кілька різних методів.

Основні способи розділення неоднорідних систем [1, 6]:

- 1) осадження,
- 2) фільтрування,
- 3) центрифугування,
- 4) сепарування.

Ці методи лежать в основі гідромеханічних процесів поділу неоднорідних систем.

Осадження являє собою процес розділення, при якому зважені в рідині чи газі тверді чи рідкі частинки відділяються від суцільної фази під дією сили тяжіння, сил інерції (у тому числі відцентрових) або електростатичних сил.

Осадження, яке відбувається під дією сили тяжіння, називається **відстоюванням**. В основному відстоювання застосовується для попереднього, грубого розділення неоднорідних систем.

Фільтрування – процес поділу за допомогою пористої перегородки, здатної пропускати рідину або газ, але затримувати зважені в середовищі тверді частинки. Воно здійснюється під дією сил тиску або відцентрових сил і застосовується для більш тонкого розділення суспензій, ніж шляхом осадження.

Центрифугування – процес розділення суспензій і емульсій в полі відцентрових сил.

Сепарування – процес розділення неоднорідних рідинних сумішей на фракції, які відрізняються за щільністю, в полі дії відцентрових сил.

Відповідно до цього для розділення суспензії можуть використовуватися: для осаджування – відстійники, відстійні центрифуги, сепаратори, гідроциклони; для фільтрування – фільтри, які працюють під тиском, вакуум-фільтри, фільтруючі центрифуги і ін. Іноді, окрім розділення суспензій на тверду і рідку фази, на фільтрах і центрифугах проводяться деякі супутні операції: промивання і обезводнення осаду, його виділення, регенерація фільтрів і т.п.

У загальному випадку вибір обладнання і його ефективність залежить від багатьох факторів, які можна виділити в чотири основні групи: властивості суспензій, вимоги до якості осаду і фільтрату, особливості виробництва, технологічні властивості обладнання.

Для створення поля відцентрових сил у техніці використовують два прийоми:

- 1) забезпечують обертальний рух потоку рідини (газу) в нерухомому робочому органі апарата;
- 2) потік неоднорідної системи спрямовують у робочий орган, що обертається, в якому відбувається їх спільне обертання.

У першому випадку процес називається циклонним, а апарат - циклоном, у другому - відцентровим осадженням, або відцентровим фільтруванням, а апарат - центрифугою, або сепаратором. У відцентровому полі можна здійснювати обидва найважливіші процеси розділення неоднорідних систем - осадження та фільтрування [1, 3, 6].

Найбільш поширеним способом розділення рідких неоднорідних систем під дією відцентрових сил є центрифугування, яке здійснюється в центрифугах.

Центрифуга – апарат з ротором (барабаном), який швидко обертається навколо своєї осі.

Основна частина центрифуги – барабан (з суцільними або дірчастими стінками), який обертається з великою швидкістю на вертикальному або горизонтальному валі.

Осадження твердої фази при розділенні суспензій або рідини (більшої густини) при розділенні емульсій відбувається на внутрішній поверхні ротора центрифуги.

Під час центрифугування в барабані центрифуги за рахунок сил тертя об внутрішню стінку барабана суспензія набуває обертового руху. З достатнім ступенем точності можна вважати, що кутова швидкість обертової суміші дорівнює кутовій швидкості обертання ротора. У барабані рідина утворює кільце, в якому й відбувається розділення. Під дією відцентрової сили спочатку осаджуються важкі (крупні) частинки, а потім легкі (дрібні), за якими розташовується шар освітленої рідини, яка при подальшій подачі вихідної суспензії переливається через пруг кільцевої кришки та у вигляді фугату видаляється з барабана. Осад залишається на стінках ротора (у центрифугах з періодичним вивантаженням осаду) або перемашується до її центру. При подальшому обертанні ротора осад стискається, тобто зменшується його пористість (відношення сумарного об'єму пор до всього об'єму осаду).

1.1.2 Фактор розділення та індекс продуктивності

Матеріал розділу викладено за авторами [1 - 6].

Часто для оцінки технологічних характеристик центрифуг використовують **число (критерій) Фруда**.

Напруженість створюваного в центрифугі поля відцентрових сил характеризується фактором розділення (або критерій Фруда), який представляє собою відношення відцентрового прискорення до прискорення сили тяжіння, [1, 3, 4]:

$$Fr (\Phi) = \frac{F_{\omega}}{F_g} = \frac{m\omega^2 r}{mg} = \frac{\omega^2 r}{g} \quad (1.1)$$

де $\frac{F\omega}{F_g}$ – відповідно відцентрова і гравітаційна сили, що виникають у масі продукту, що розділяється, при відцентровому прискоренні $\omega^2 r$ і прискоренні сили тяжіння g , ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), ω – кутова швидкість обертання барабану, рад/с; r – радіус барабану, м.

Чим більший фактор розділення, тим вища розділяюча здатність центрифуги.

Фактор розділення Fr може бути підвищений шляхом збільшення радіуса барабану і в ще більшій мірі – збільшення числа обертів, оскільки величина Fr пропорційна квадрату числа обертів $\omega^2 = \frac{\pi^2 n^2}{900}$. Однак збільшувати радіус і число обертів можна тільки до певної межі, яка визначається механічною міцністю барабану.

Добуток фактору розділення Fr на поверхню F осадження твердої фази в барабані центрифуги, який позначається Σ називається **індексом продуктивності центрифуги**, м^2 [1, 3, 4]:

$$\Sigma = Fr \cdot F \quad (1.2)$$

Індекс продуктивності центрифуги Σ представляє собою поверхню осадження відстійника або фільтру, в якому для даної суспензії досягається та ж продуктивність, що і в розглядуваній центрифугі.

Величина Σ відображає вплив всіх конструктивних факторів, які визначають здатність відстійних і фільтруючих центрифуг до розділення суспензій або емульсій [1, 4, 6].

Розрізняють наступні процеси розділення суспензій в центрифугах [1]:

- відцентрове фільтрування;
- відцентрове відстоювання;
- відцентрове освітлення.

Відцентрове фільтрування являє собою процес розділення суспензій в центрифугах з дірчастими (перфорованими) барабанами. Внутрішня поверхня такого барабану покрита фільтрувальною тканиною. Суспензія відцентровою

силою відкидається до стінок барабану, при цьому тверда фаза залишається на поверхні тканини, а рідина під дією відцентрової сили проходить через шар осаду і тканини та видаляється назовні через отвори у барабані.

Відцентрове відстоювання являє собою процес розділення суспензій в центрифугах, які мають барабан з суцільними стінками. Суспензія вводиться в нижню частину барабану і під дією відцентрової сили відкидається до стінок. Безпосередньо біля стінок утворюється шар осаду, а рідина утворює внутрішній шар і витісняється з барабана суспензією, що поступає на розділення. Піднімаючись вгору, рідина переливається через край барабану і видаляється назовні.

Відцентрове освітлення також проводиться в суцільних барабанах і служить для очистки рідин, які містять незначну кількість твердої фази. Цей процес застосовується для розділення тонких суспензій і колоїдних розчинів.

Відцентрові сили, які розвиваються при центрифугуванні, справляють на рідку систему, що розділяється, набагато більшу дію, ніж сили тяжіння і тиску. Тому центрифугування є набагато більш ефективним способом механічного розділення неоднорідних рідких систем, чим відстоювання і фільтрування.

1.1.3 Класифікація центрифуг і сепараторів та області їх використання

Матеріал розділу викладено за джерелами [1 - 8].

Промисловість виробляє центрифуги різних типорозмірів. Тенденція до збільшення одиничної потужності технологічних установок і поява виробництв нових хімічних продуктів зумовлює розширення асортименту центрифуг, що випускаються. Вони повинні відповідати ДСТУ EN 12547:2016 «Центрифуги. Загальні вимоги щодо безпеки» (EN 12547:2014, IDT).

Головними факторами для вибору центрифуги є:

1. Для суспензій:

- Степінь дисперсності твердої фази.
- Ефективна густина (різниця густин твердої і рідкої фаз).
- Концентрація твердих частинок.

2. Для емульсій:

- Стійкість емульсій.
- В'язкість дисперсійного середовища.
- Відношення густини фаз.

При виборі центрифуги враховують корозійні властивості матеріалу, його токсичність, вогне- і вибухонебезпечність (можуть використовуватися машини з відкритим або закритим кожухом), також враховують коефіцієнт тертя осаду тощо.

Зі збільшенням в'язкості рідкої фази продуктивність центрифуги зменшується. Тому, якщо це допустимо – для зменшення в'язкості рідкої фази – рідину нагрівають. Нагрів також сприяє зменшенню стійкості емульсії, і відповідно, збільшенню продуктивності центрифуги.

Центрифуги класифікують за характерними технологічними ознаками та конструктивними особливостями.

Класифікація центрифуг

Класифікація центрифуг відповідає ДСТУ EN 12547:2016 «Центрифуги. Загальні вимоги щодо безпеки» (EN 12547:2014, IDT) та ОСТ 26-01-1326-75 «Центрифуги промышленные. Классификация и обозначения»^{1, 2} [1, 3, 9].

1. Технологічне призначення:

- **фільтруючі** – призначені для розділення грубо дисперсних суспензій відділення вологи від штучних матеріалів;

¹ ОСТ 26-01-1326-75 «Центрифуги промышленные. Классификация и обозначения» – діє на території України станом на 2023 р. Наказ від 20.03.2012 № 352 Про затвердження переліку галузевих нормативних документів, якими користуються промислові підприємства та організації України // <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0352731-12#Text>. Код за Державним класифікатором ДК 004-008 - 71.120.30.

² У даному посібнику використано посилання на нормативні документи, які згідно до Наказу від 25.12.2006 № 491 «Про затвердження Каталогу» та Наказу від 20.03.2012 № 352 «Про затвердження переліку галузевих нормативних документів, якими користуються промислові підприємства та організації України» є діючими.

- **осадові** – використовуються для розділення суспензій при невеликому вмісті твердої фази, для розділення емульсій, для класифікації (розділення по розміру);

- **комбіновані** – в одній машині використовуються декілька способів.

2. Конструктивне призначення:

- горизонтальні,
- вертикальні,
- з нахиленим валом.

Механічне вивантаження осаду – основна умова безперервної роботи центрифуг, тому спосіб вивантаження є важливою прикметою їх класифікації.

3. Спосіб вивантаження осаду:

- з ручним вивантаженням;
- з ножовим вивантаженням;
- з шнековим вивантаженням;
- з поршневим вивантаженням;
- з гравітаційним вивантаженням;
- з інерційним вивантаженням;
- з вібраційним вивантаженням.

4. Ступінь герметичності та вибухозахищеності:

- не герметичні з електрообладнанням звичайного виконання;
 - не герметичні з електрообладнанням у вибухозахищеному виконанні (переробляються не токсичні, але вибухонебезпечні речовини);

- герметичні з електрообладнанням у вибухозахищеному виконанні (переробляються токсичні та вибухонебезпечні речовини);

- капсульовані – весь апарат, крім приводу, знаходиться в герметичному корпусі.

5. По фактору розділення Fr :

- нормальні ($Fr \leq 3000$);
- надцентрифуги ($Fr > 3000$).

У сепараторах $Fr \approx 5000 - 9000$. У трубчатих центрифугах $Fr \approx 13000 - 45000$.

6. По матеріалу.

7. По організації роботи в часі (безперервної та періодичної дії).

8. По кількості каскадів і роторів (одно-, дво- та багатокаскадні).

Конструктивно центрифуги відстійного і фільтрувального типів в основному відрізняються лише будовою барабана (суцільний або перфорований).

До відстійних надцентрифуг безперервної дії відносяться **сепаратори**, які призначені для розділення емульсій та тонкодисперсних малоконцентрованих суспензій. Використовують для очищення газів і рідин від різних забруднень, для локальної очистки господарсько-побутових та промислових стічних вод від неемульгованих жирів та мастил. Сепаратори широко використовуються в харчовій промисловості, для виділення вершків з молока, дріжджів із дріжджового молока, освітлення пива, виноматеріалів тощо [1].

У промисловості використовують два типи сепараторів: **камерні** та **тарілчасті**.

За технологічним призначенням серед тарілчастих сепараторів розрізняють прояснювальні, роздільні та згущувальні.

Прояснювальні тарілчасті сепаратори застосовуються для відокремлення від рідини завислих частинок, яких у цій суміші дуже мало (до 0,1%).

Роздільні сепаратори використовують для розділення фаз, а згущувальні – для збільшення концентрації однієї із фаз. Фактор розділення становить 6000...9000.

Широко використовуються ультрацентрифуги, ротор яких здійснює 100 і більше тисяч об/хв. Такі високі швидкості дають можливість осаджувати з рідини бактерії (бактофуги), пастеризувати і стерилізувати молоко та інші продукти і навіть розділяти ізотопи хімічних елементів [5].

Позначення центрифуг [2]

Позначають центрифуги виходячи з вищенаведеної класифікації таким чином.

Попереду буквених позначень стоять цифри, вони вказують на конструкцію ротора: цифра перед рисою одинарний або здвоєний ротор, цифра за рисою – число каскадів ротора. Перша буква вказує на принцип розділення суспензії (наприклад, Ф – фільтруюча центрифуга, О – відстійна або освітлююча, Р – розділяюча, Д – комбінована), друга – на основну конструктивну ознаку (Г – горизонтальна, П – підвісна, М – маятникова і, третя – на спосіб вивантаження осаду (Б – ручна через борт, Д – ручна через днище, Н – ножова, Ш – шнекова, П – поршнева).

Число за буквами показує максимальний внутрішній діаметр ротора (см), остання цифра не входить в його позначення, а показує виконання центрифуги (1 – негерметизована, 2 – негерметизована з вибухозахищеним обладнанням, 3 – вибухозахищене виконання, 5 – із теплообмінною сорочкою).

Наступна за числом буква означає конструкційний матеріал, контактуючий з продуктом, що обробляється: У – сталь вуглецева, Л – легована, К – корозійно-стійка, Т – титан, Г – гумове покриття і т. д.

Остання цифра відповідає номеру моделі.

Наприклад, 2/2ФГП 2001У-1 – центрифуга фільтруюча, горизонтальна, з вивантаженням осаду пульсуючим поршнем, з двокаскадним здвоєним ротором діаметром 2000 мм, в негерметизованому виконанні (1), з деталями з вуглецевої сталі, модель перша.

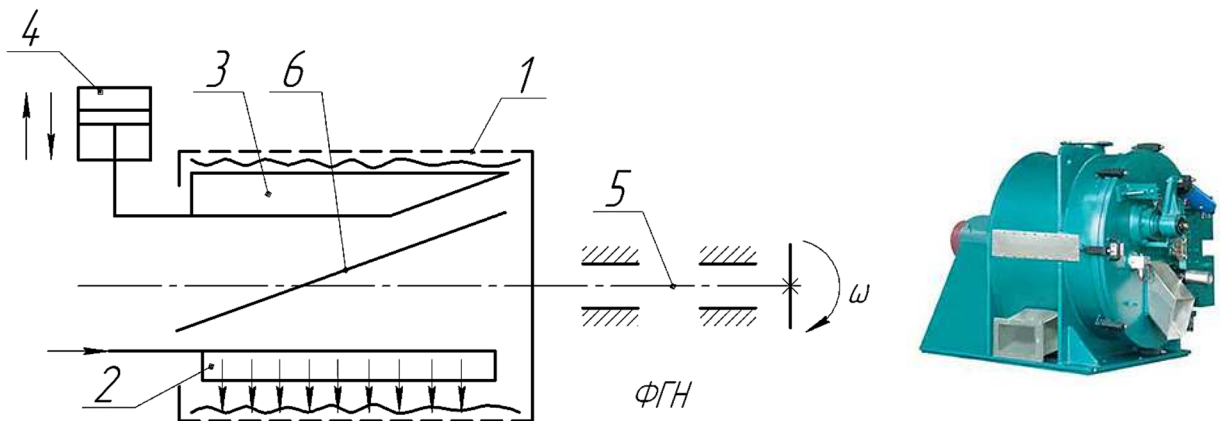
Центрифуга позначення ОГШ 353К-2 показує, що центрифуга осаджувальна, горизонтальна, з шнековим вивантаженням осаду, з максимальним діаметром ротора 350 мм, в герметизованому вибухозахищеному виконанні (3), з основними деталями з корозійностійкої сталі (12Х17Н13М3Т), модель друга.

1.2 Основні конструкції центрифуг та сепараторів. Форма поверхні рідини в роторі центрифуги

1.2.1 Основні конструкції центрифуг і сепараторів

Центрифуги з ножовим вивантаженням осаду [1 – 3, 7].

Схема центрифуги з ножовим вивантаженням осаду зображена на рисунку 1.1. Такі апарати є фільтруючими, тому ротор у них перфорований. Вони періодичної дії. Фільтруючі центрифуги ФГН застосовують для розділення суспензій з розмірами часток більше за 30 мкм, коли допускається їх дроблення. Основна перевага цих центрифуг полягає в можливості проведення всіх стадій процесу в автоматичному режимі при постійній частоті обертання ротора, недоліки полягають в подрібненні кристалів при зрізанні осаду та труднощі регенерації фільтруючої перегородки при обробці суспензії з нерозчинною твердою фазою.



1 – барабан (ротор) перфорований, 2 – пристрій (труба) для подачі суспензії, 3 – механізм (ніж) для зрізу осаду, 4 – гідропривід ножа, 5 – вал, 6 – лоток (пристрій для вивантаження осаду)

Рисунок 1.1 – Центрифуга з ножовим вивантаженням осаду

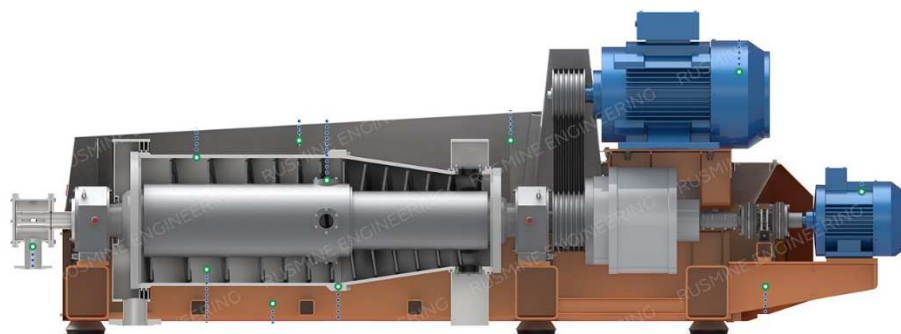
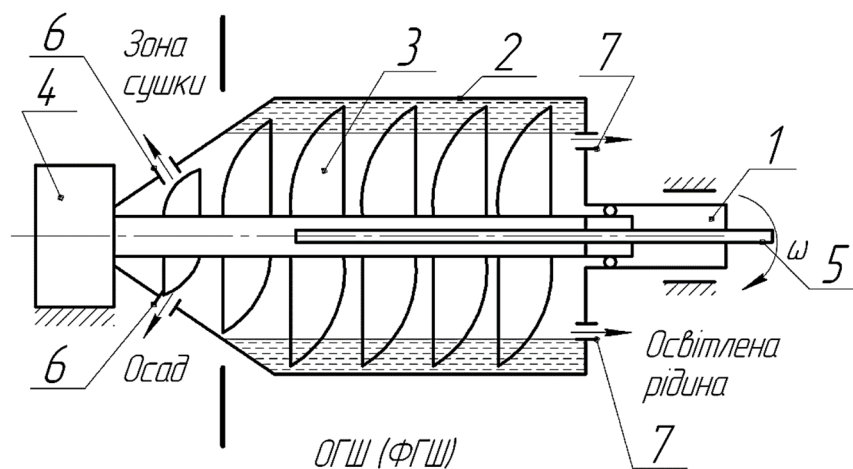
Осад зрізається ножом 3, зсипається в лоток 6 і виводиться з центрифуги. Залишковий шар осаду видаляють шляхом промивки

(регенерації) фільтруючої основи водою, яка подається через клапан регенерації.

Центрифуга зі шнековим вивантаженням осаду [1, 2].

Схема центрифуги зі шнековим вивантаженням осаду зображена на рисунку 1.2, такі центрифуги є апаратами безперервної дії.

Центрифуги типу ОГШ (ФГШ) застосовують для розділення суспензії з об'ємною долею твердої фази від 1 до 40 % і розміром часток більше за 5 мкм. Різниця густини твердої й рідкої фаз повинна бути більше за 200 кг/м³.



1 – вал центрифуги, 2 – ротор, 3 – шнек, 4 – редуктор, 5 – труба для подачі суспензії, 6 – вікна для вивантаження осаду, 7 – вікна для вивантаження фугату (освітленої рідини)

Рисунок 1.2 - Центрифуга зі шнековим вивантаженням осаду

Їх загальна конструктивна ознака – це горизонтальне положення циліндро-конічного чи конічного ротора 2 (може бути і перфорованого ротора для фільтруючої центрифуги) зі співвісно розташованим всередині нього

шнеком 3. Ротор і шнек обертаються в одному напрямі, але з різними швидкостями. Завдяки цьому осад, який утворюється, переміщується шнеком вздовж ротора.

Суспензія живильною трубою 5 подається у внутрішню порожнину шнеку 3, звідки через вікна обичайки поступає в ротор 2. Під дією відцентрової сили частки твердої фази (осад) осідають на стінках ротора. Осад транспортується шнеком до вивантажувальних вікон 6, а освітлена рідина тече в протилежному напрямку до зливних вікон 7. Залежно від поєднання напрямів руху в роторі осаду й рідини розрізняють центрифуги протитечійні та прямотечійні.

Технологічний режим в центрифугах типу ОГШ можна регулювати, змінюючи швидкість подачі суспензії, частоту обертання ротора та діаметр зливного порогу. Останній можна змінювати за допомогою змінних заслінок, а частоту обертання ротора шляхом зміни привідних шківів.

Перевагами центрифуг типу ОГШ є: висока продуктивність за малих габаритів, беззупинність процесу, можливість використання їх для обробки тонких суспензій різної концентрації.

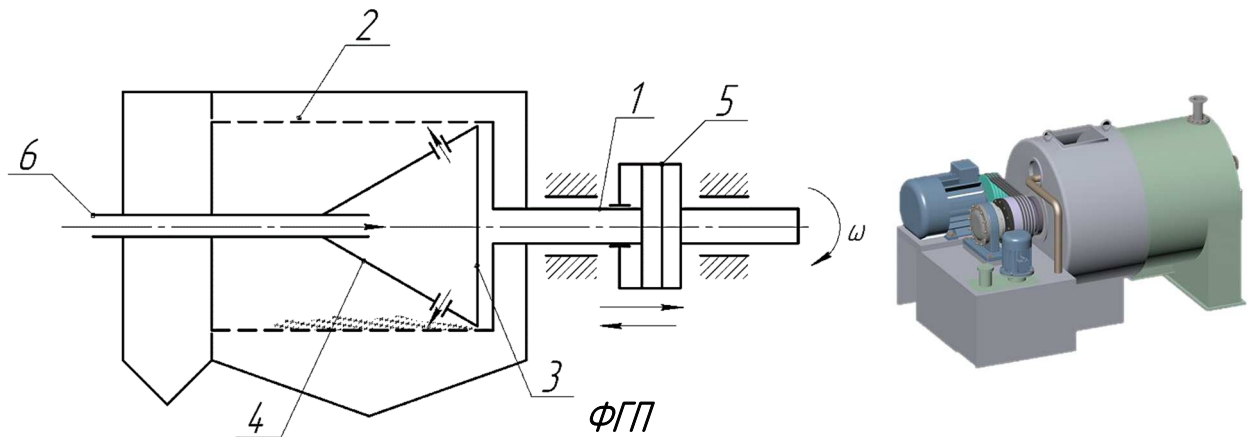
Недоліками є неможливість промивки осаду в машині, порівняно швидке зношування шнека й ротора, невисокий ступінь зневоднення осаду.

Центрифуга з поршнеvim вивантаженням осаду [1, 2]

Схема центрифуги з поршневим вивантаженням осаду товкачем, який здійснює зворотно-поступальний (пульсуючий) рух уздовж вісі ротора при безперервній роботі машини зображена на рисунку 1.3. Це горизонтальна машина безперервної дії.

Призначені для розділення концентрованих суспензій з частками розміром більше за 0,1 мм. Оптимальне значення масової долі твердої фази в суспензії становить 40...50%. Центрифуги цього типу можна використовувати для фільтрування таких продуктів, як сульфати амонію й натрію, хлорид натрію, карбонат калію.

Пульсуючі центрифуги можуть бути одно-, дво- і багатокаскадними. Загальною конструктивною ознакою однокаскадних центрифуг є наявність всередині ротора виштовхувача 3, що здійснює зворотно-поступальний рух і просуває осад вздовж сит до вивантажувального краю ротора. У двокаскадних центрифуг зворотно-поступальний рух здійснює внутрішня обичайка ротора (перший каскад).



1 – вал, 2 – барабан перфорований (ротор), 3 – штовхач, 4 – конус,
5 – гідропривід, 6 – труба для подачі суспензії

Рисунок 1.3 – Центрифуга з поршнеvim вивантаженням осаду

Центрифуга працює наступним чином. Початкова суспензія поступає по трубi завантаження 6 в конус живлення 4, розкручується в ньому та скидається на фільтруюче сито першого каскаду ротора 2, де основна частина рідкої фази фільтрується та уловлюється кожухом, а осад внаслідок зворотно-поступального руху першого каскаду переміщується уподовж фільтруючих сит цього каскаду та пересипається на фільтруюче сито другого каскаду.

На другому каскаді осад промивається, просушується та переміщуючись уздовж фільтруючих сит другого каскаду, за рахунок зворотно-поступального руху першого каскаду вивантажується в приймальний бункер кожуха. Таким чином, процес центрифугування від завантаження суспензії до вивантаження осаду відбувається безперервно

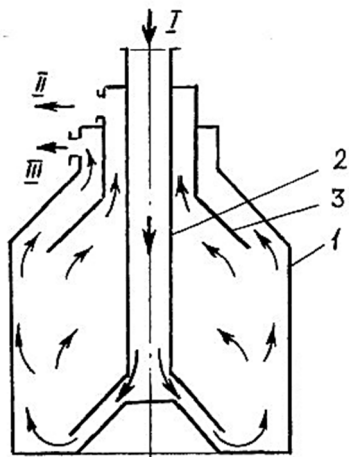
Кількість ходів штовхача – 60 хв^{-1} . Хід штовхача – 60 мм. Кількість каскадів у багатокаскадних 9 – 11. Характерною особливістю таких центрифуг є співвідношення L/δ , де L – довжина ротора, δ – товщина осаду.

Перевагами пульсуючих центрифуг є безперервність процесу й висока продуктивність за низької питомої витрати енергії, відносно мале дроблення кристалів, хороший ступінь обезводнення осаду; недоліки – підвищене винесення твердої фази з фільтратом, низька стійкість сит при обробці абразивних матеріалів.

Конструкція вертикального однокамерного сепаратора [3, 7]

У промисловості широко використовують одно- та багатокамерні, а також тарілчасті сепаратори. Зазвичай їх виготовляють вертикальними.

В однокамерний сепаратор вихідна емульсія надходить крізь порожнистий вал 2 (рисунок 1.4).



1 – ротор, 2 – порожнистий вал;
I – вихідна емульсія; II – легка фаза; III – важка фаза

Рисунок 1.4 – Однокамерний сепаратор

Під дією відцентрових сил емульсія розшаровується: важка фаза збирається біля внутрішньої поверхні ротора 1, а легка – ближче до валу ротора 2. Конічна перегородка 3 розділяє утворені шари рідин і полегшує видалення їх з ротора 1.

1.2.2 Диференціальне рівняння форми поверхні. Рішення рівняння.

Аналіз результату

Матеріали викладено за авторами [3, 4, 7].

Під час обертання робочого органу центрифуги (ротора) в рідині утворюється воронка (рисунок 1.5, а), поверхня якої, як відомо з гідравліки, є поверхнею параболоїда обертання. Із збільшенням швидкості обертання висота параболоїда (глибина воронки) також збільшується і стає в багато разів більшою від висоти ротора, дно ротора оголюється (рисунок 1.5, б). З рисунку 1.5, б видно, що ротор (барабан) центрифуги повинен мати на торці обмежувальне кільце, щоб рідина утримувалась у барабані і не вихлюпувалась через край із збільшенням висоти параболоїда за рахунок збільшення числа обертів. Для циліндричних барабанів ширину кільця беруть такою, щоб відношення об'єму барабана (коефіцієнт заповнення ψ) було в межах $0,4 \dots 0,65$ [4].

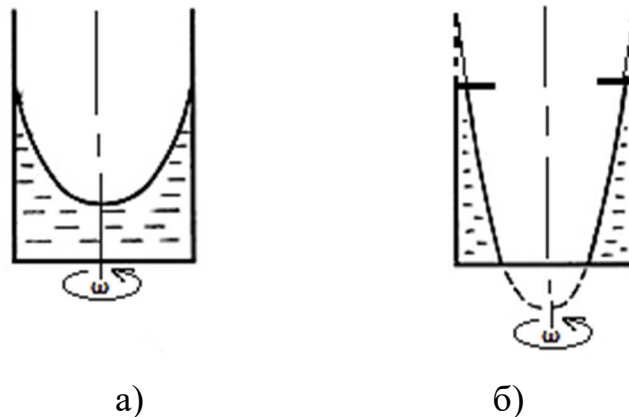


Рисунок 1.5 – Залежність форми поверхні рідини від швидкості обертання

Диференціальне рівняння форми поверхні рідини у роторі центрифуги.

Рішення рівняння

Визначимо форму поверхні рідини в обертовому роторі центрифуги. Для цього виділимо на поверхні рідини, що знаходиться в обертовому роторі центрифуги, елемент масою dm , який розташований на відстані x (по радіусу R) від осі ротора (рисунок 1.6); при цьому задачу розглядаємо на площині.

Зробимо деякі припущення:

1. Рідина не відстає від ротора.
2. Рідина однорідна.
3. Густина однакова у кожній точці.

Поверхня рідини завжди перпендикулярна силі тяжіння. Проведемо дотичну під кутом α до вісі x у точці ($y = f(x)$).

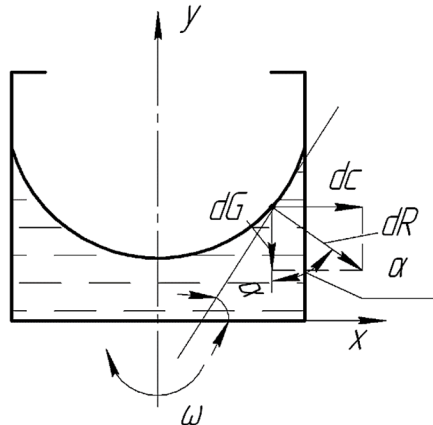


Рисунок 1.6 – Схема для виведення рівняння форми поверхні рідини

Розпишемо чому дорівнюють сили, що діють на елемент масою dm :

- відцентрова сила

$$dC = dm \cdot \omega^2 \cdot x$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора, c^{-1} ; α – кут до вісі x у точці.

- сила тяжіння

$$dG = dm \cdot g$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Векторна сума відцентрової сили dC і сили тяжіння dG , які діють на елемент масою dm , дорівнює рівнодійній силі dR , спрямованій перпендикулярно дотичній до поверхні рідини в точці dm .

Запишемо тангенс кута нахилу вказаної дотичної з геометричного погляду та з трикутника сил [7]:

- з геометричного погляду

$$\operatorname{tg} \alpha = dy/dx$$

- з трикутника сил

$$\operatorname{tg}\alpha = dC/dG$$

Прирівнюємо останні два рівняння, підставляємо значення сил розписаних вище та отримуємо:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dC}{dG}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dm \cdot \omega^2 \cdot x}{dm \cdot g}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\omega^2 \cdot x}{g}$$

Отримали фактор розділення для відстані x . Перепишемо:

$$dy = \frac{\omega^2 \cdot x}{g} dx$$

Інтегруємо останній вираз:

$$y = \frac{\omega^2 \cdot x^2}{2g} + A \quad (1.3)$$

де A – постійна інтегрування.

Отриманий вираз (1.3) – шукана форма поверхні рідини, параболоїд обертання.

Повертаючись до просторової задачі, можна зробити висновок, що поверхня рідини в обертовому роторі центрифуги має форму параболоїда обертання.

Аналіз рівняння (1.3), [7]

Можливі варіанти форми рідини в обертовому роторі наведено на рисунку 1.7, де H_0 – висота утворення воронки, м.

Розглянемо приклад 1:

Розглянемо випадок, коли $A = H_0 = 0$ (рисунок 1.7, б).

Нехай $\omega = 104,7 \text{ с}^{-1}$ ($n = 1000 \text{ хв}^{-1}$), $R = x = 0,5 \text{ м}$, тоді висота рідини в барабані:

$$H_6 = \frac{\omega^2 \cdot x^2}{2g} + H_0 = \frac{104,7^2 \cdot 0,5^2}{2 \cdot 9,81} + 0 \approx 140 \text{ м}$$

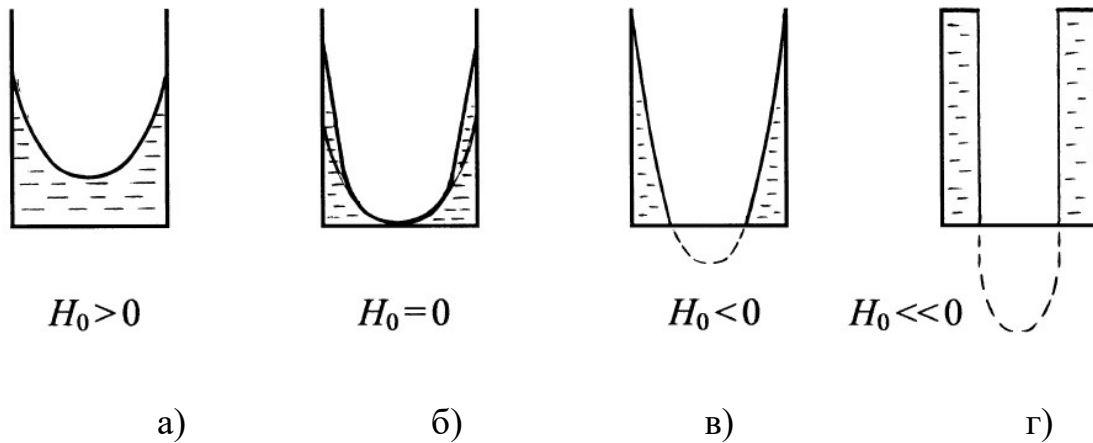


Рисунок 1.7 – Можливі варіанти форми поверхні рідини в обертовому роторі

Висновок: з ротора без кришки рідину було б майже миттєво викинуто, тому для утримання рідини в обертовому роторі зазвичай його днище роблять суцільним, а кришку – кільцевою у вигляді так званого борта.

Розглянемо приклад 2:

Нехай $R = x = 0,34$ м, а $\omega = 100$ рад/с, тоді:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega^2 \cdot x}{g} = \frac{100^2 \cdot 0,34}{9,81} = 3,46 \cdot 10^2$$

Отже

$$\alpha = 89,5^\circ$$

Висновок: Це означає, що в розрахунках внутрішня поверхня рідини приймається циліндричною. Рівнодійна сила dR до якої в даній точці перпендикулярна поверхня рідини, практично буде горизонтальною, що і видно на рисунку 1.5, б.

На робочі органи центрифуг діють значні динамічні навантаження, викликані обертанням власних мас і мас продуктів, що розділяються. Величини цих навантажень у сотні та тисячі разів перевищують сили тяжіння. Навіть незначні перевантаження можуть призвести до руйнування роторів центрифуг, яке небезпечно тим, що всі рухомі деталі мають велику кінетичну енергію. Прогноз довговічності та надійності цих машин неможливий без високої точності розрахунків.

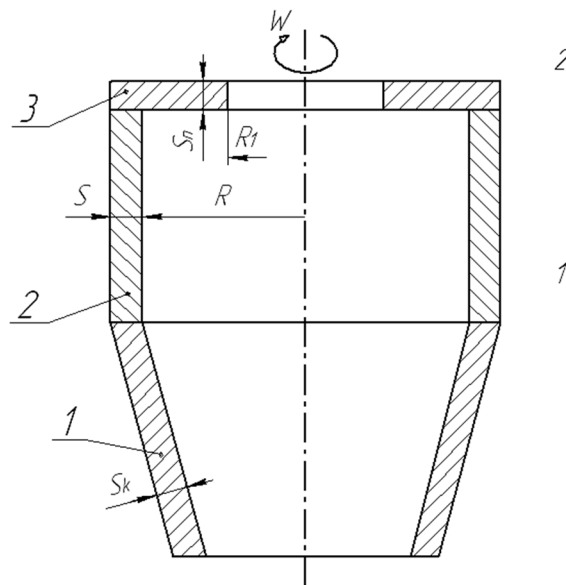
1.3 Розрахунок обичайок в безмоментній зоні

Ротори центрифуг розраховують за РД 26-11-17-88³ [10]. Матеріал викладено за авторами [10 - 14].

Ротори центрифуг та їх елементи являють собою тіла обертання. Ротор складається з циліндричної або конічної обичайки, плоского днища, і конічного або плоского кільцевого борта. Циліндричні або конічні обичайки виготовляють з листового прокату з подальшим зварюванням.

Днища і кришки виготовляють штампованими, за допомогою відливання, і потім зварюють в конструкцію.

Корпуси роторів можуть бути збірними (рисунок 1.8). Розрахункова температура приймається такою, що дорівнює температурі матеріалу, але не вище 70 °С.



1 – циліндрична обичайка; 2 – конічна обичайка; 3 – кільцевий борт

Рисунок 1.8 – Схема корпусу ротора центрифуги [11]

³ РД 26-11-17-88 Роторы центрифуг. Нормы и методы расчета на прочность - діє на території України, наказ від 20.03.2012 № 352 Про затвердження переліку галузевих нормативних документів, якими користуються промислові підприємства та організації України // <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0352731-12#Text> (дата звернення 15.09.2023 р.) Код за Державним класифікатором ДК 004-008 – 71.120.

Конструкційна схема ротора визначається принципом розділення суміші, способом вивантаження осаду, розташуванням ротора на валу і в просторі.

При обертанні ротора на його деталі неперервно діють розподілені активні сили інерції маси оброблюваного середовища P і власних мас деталей P_i . Таким чином, ротор, що обертається, можна розглядати як ємкість, навантажену внутрішнім надлишковим тиском.

Оскільки краї конічної та циліндричної обичайок і диску з'єднані між собою, то у вузлах з'єднань 1 і 2 (рисунок 1.8) виникають реакції закладення країв. Ці внутрішні реакції з'являються внаслідок того, що краю навантаженої оболонки заважає деформуватися спряжена з нею деталь, яка має інші умови деформації під дією власних зовнішніх навантажень.

Реакції закладення – це крайова сила Q_0 та крайовий момент M_0 , які рівномірно розподілені по краю. Якщо одним з елементів, що стикується, є конічна, торова, сферична або еліптична оболонка, твірні яких перетинаються під кутом зі спряженою деталлю, то у місці стикування з'являється перерізуюча сила Q .

Крайові навантаження викликають місцеві напруження, які набувають істотних значень неподалік стику і зменшуються по мірі віддалення від краю. Перерізи обичайок, які знаходяться від краю на відстані $l_1 \geq \frac{\pi}{(2,5\beta)}$, вважаються нескінченно віддаленими, і дією Q , Q_0 та M_0 на ці перерізи можна знехтувати. Коефіцієнт β називають коефіцієнтом затухання.

Відповідно до наведеного, розрахунки виконують для двох зон:

- безмоментної зони, де $l_1 \geq \frac{\pi}{(2,5\beta)}$;
- зони дії крайового ефекту, де $l_1 < \frac{\pi}{(2,5\beta)}$.

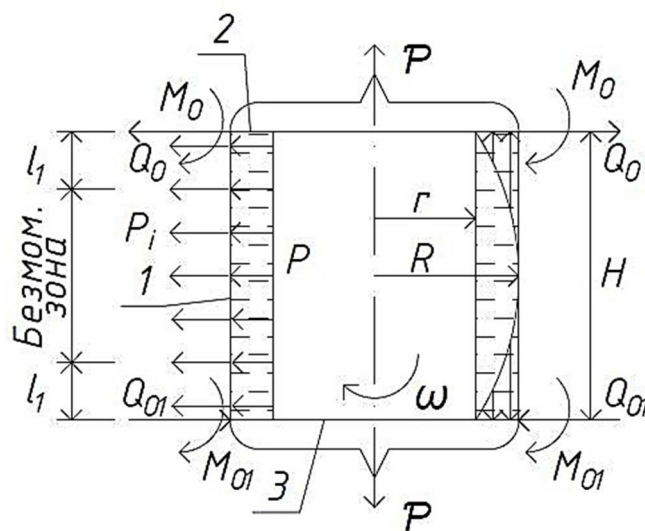
$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1 - \mu^2)}{R^2 \cdot S^2}}$$

де μ – коефіцієнт Пуансона, $\mu = 0,3$, R – внутрішній радіус ротора, S – товщина стінки ротора.

Коефіцієнт згасання характеризує інтенсивність дії (згасання) навантажень.

Для кожного з цих розрахунків необхідно знати активні навантаження, викликані обертанням мас деталей ротора і середовища, що центрифугується.

Намалюємо схему активних навантажень на деталі ротора центрифуги (рисунок 1.9).



r – внутрішній радіус рідини; R – зовнішній радіус рідини, H – висота ротора, l_1 – зона дії крайового ефекту, P – результуюча сила дії на борт та днище (осьова розтягуюча)

1 – циліндрична обичайка, 2 – борт для запобігання витіку рідини, 3 – днище

Рисунок 1.9 – Схема активних навантажень

Для спрощення визначення активних навантажень, необхідно прийняти ряд припущень [11]:

1. Стала робота центрифуги.
2. Внутрішня поверхня рідини, яка обертається, має циліндричну форму радіуса r .
3. Сили тяжіння нехтовно малі.

4. Рідина обертається зі швидкістю, яка дорівнює кутовій швидкості ротора.

5. Густина середовища ρ_c не залежить від радіуса, вважаємо, що це постійна величина.

Далі будемо вести розрахунки для безмоментної зони, де $l_1 \geq \frac{\pi}{(2,5\beta)}$.

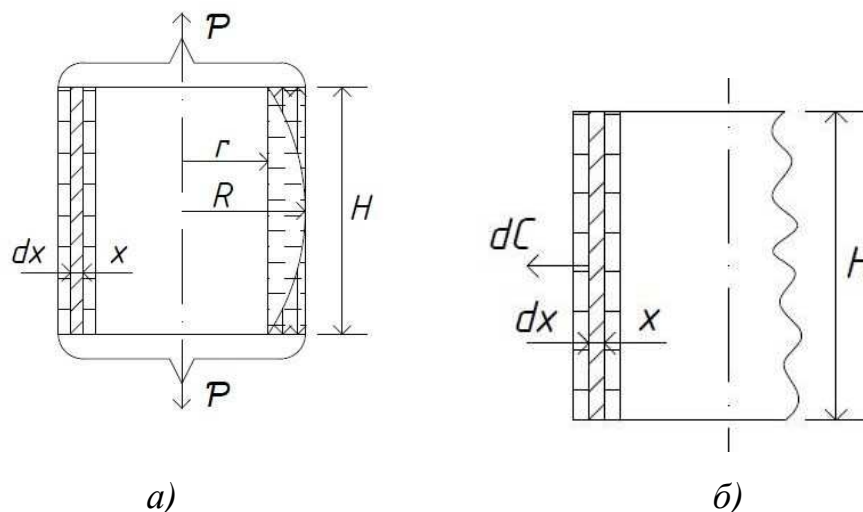
1.3.1 Знаходження величин активних навантажень, що діють на циліндричну обичайку

1.3.1.1 Знаходження тиску шару рідини в роторі центрифуги

Матеріал викладено за авторами [10 - 14].

Активні навантаження на деталі ротора центрифуги виникають під час обертання ротора. Під дією відцентрової сили C виникає тиск шару рідини на стінку барабана центрифуги.

Виділяємо в середині шару рідини, що знаходиться в барабані, який обертається з кутовою швидкістю ω , елементарний об'єм товщиною dx на відстані x від осі обертання, у вигляді тонкостінного циліндра висотою H , масою dm (рисунок 1.10, а). Відцентрова сила dC , що діє на елементарний шар, зображена на рисунку 1.10, б.



r – внутрішній радіус рідини; R – зовнішній радіус рідини, H – висота ротора

Рисунок 1.10 – До знаходження тиску шару рідини P

Встановимо закономірність зміни тиску рідини P при зміні відстані x в межах від r до R .

Відцентрова сила визначається як:

$$dC = \omega^2 \cdot x \cdot dm,$$

де $dm = 2\pi\rho_c x H dx$ – маса шару рідини.

Тоді

$$dC = 2\pi\rho_c \cdot H \omega^2 \cdot x^2 dx$$

де ρ_c – густина середовища, dx – товщина шару.

Позначимо $f = 2\pi x H$ – площа поверхні (циліндра), на яку діє тиск.

Тоді, елементарний тиск цього шару рідини буде знаходитись діленням елементарної сили на площу:

$$dP = \frac{dC}{f} = \frac{2\pi\rho_c H \omega^2 x^2 dx}{2\pi x H} = \rho_c \omega^2 x dx$$

За законом Паскаля, цей тиск передається через рідину на стінку барабана центрифуги. Загальний тиск на стінку знайдемо, підсумовуючи тиск від усіх елементарних шарів суспензії. Тоді тиск в будь-якій точці обертового шару рідини товщиною $(r-R)$:

$$P = \int dP = \int \rho_c \omega^2 x dx = \rho_c \omega^2 \int x dx$$

Отримаємо:

$$P = \rho_c \omega^2 \frac{x^2}{2} + A$$

де A – константа інтегрування.

Константу інтегрування A визначають з граничних умов:

- при $x = r$ надлишковий тиск на внутрішній поверхні шару рідини дорівнює нулю. Таким чином: $x = r; P = 0$.

$$0 = \rho_c \omega^2 \frac{r^2}{2} + A$$

Звідки

$$A = -\rho_c \omega^2 \frac{r^2}{2}$$

Тоді

$$P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (x^2 - r^2) \quad (*)$$

Ця формула діє в межах, коли $r \leq x < R$.

- при $x = R$, тиск, що діє на стінку ротора

$$\boxed{P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - r^2) = P_{max}} \quad (1.4)$$

Отримали P – (Н/м²) тиск шару рідини, що діє на циліндричну обичайку ротора центрифуги, тиск нормальний до поверхні, [10, 11, 13].

1.3.1.2 Знаходження навантаження (інтенсивності) сили інерції власних мас деталей P_i [11, 13]

При обертанні ротора на його деталі також діють розподілені активні сили інерції власних мас деталей – P_i .

Виділимо із циліндричної обичайки елемент ротора центрифуги у вигляді полоси висотою H та товщиною S і шириною $Rd\phi$ (рисунок 1.11).

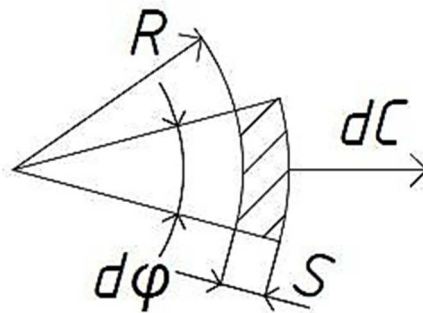


Рисунок 1.11 – Схема до знаходження сили інерції власних мас деталей P_i

Для знаходження навантаження сил інерції P_i зробимо деякі припущення:

1. Товщина стінки однакова у будь-якій точці обичайки і значно менша за радіус ротора (обичайка тонкостінна), $S \ll R$.

2. Внаслідок того, що ми розглядаємо тонкостінну обичайку, вважаємо, що маса цього елемента знаходиться на відстані R від осі.

3. Циліндрична обичайка має ідеальну форму.

Маса елементу:

$$dm = \rho \cdot R \cdot d\varphi \cdot H \cdot S$$

де ρ – густина матеріалу ротора циліндричної обичайки, $df = R \cdot d\varphi \cdot H$ – площа внутрішньої поверхні елемента.

Елементарна відцентрова сила, що діє на елемент:

$$dC = dm \omega^2 \cdot R$$

Тоді інтенсивність сили інерції власних мас деталей P_i , що діє на ротор буде:

$$P_i = \frac{dC}{df}$$

$$P_i = \frac{dC}{df} = \frac{\rho R H S \omega^2 R d\varphi}{R \cdot d\varphi \cdot H} = \rho \omega^2 R S$$

Отже:

$$\boxed{P_i = \rho \omega^2 R S} \quad (1.5)$$

Нормальну складову тиску (від тиску матеріалу і від відцентрової сили) на одиницю поверхні циліндричної обичайки ротора представляють у вигляді суми:

$$\boxed{P_s = P + P_i} \quad (1.6)$$

де P_s – сумарний тиск.

1.3.1.3 Знаходження рівнодіючої сили \mathcal{P} (тиску рідини, що обертається на днище ротора) [11, 13]

Виділимо на днищі елементарну кільцеву площадку радіусом x та шириною dx і визначимо зусилля на цю площадку від дії тиску за формулою (1.4), рисунок 1.12.

Напишемо значення сили у елементарному перерізі:

$$d\mathcal{P} = P dF = P 2\pi x dx$$

де $dF = 2\pi x dx$ – площа елементарного кільця.

З урахуванням умови (1.4) з попереднього розрахунку:

$$P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (x^2 - r^2)$$

Підставляємо P , отримуємо диференціальне рівняння:

$$dP = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (x^2 - r^2) 2\pi x dx = \rho_c \omega^2 \pi (x^3 - xr^2) dx$$

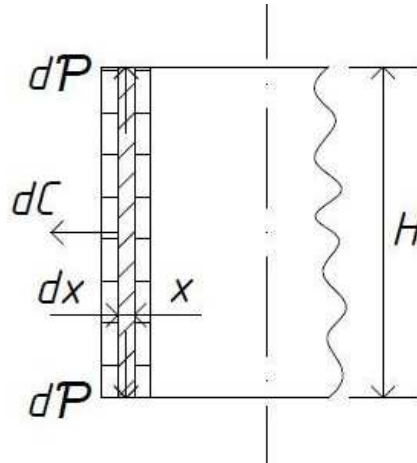


Рисунок 1.12 - До знаходження результуючої сили тиску \mathcal{P}

Інтегрування рівняння дозволяє одержати формулу для визначення осової розтягуючої результуючої сили тиску \mathcal{P} :

$$\begin{aligned} \mathcal{P} &= \int_r^R dP \\ \mathcal{P} &= \pi \rho_c \omega^2 \left[\frac{x^4}{4} \Big|_r^R - r^2 \frac{x^2}{2} \Big|_r^R \right] = \pi \rho_c \omega^2 \left[\frac{R^4 - r^4}{4} - \frac{r^2 R^2 - r^4}{2} \right] = \\ &= \pi \rho_c \omega^2 \left[\frac{R^4}{4} - \frac{r^2 R^2}{2} + \frac{r^4}{4} \right] = \pi \rho_c \omega^2 \left[\frac{R^2}{2} - \frac{r^2}{2} \right]^2 = \\ &= \frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} (R^2 - r^2)^2 \end{aligned}$$

Отже, осова розтягуюча результуюча тиску рідини \mathcal{P} :

$$\boxed{\mathcal{P} = \frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} (R^2 - r^2)^2} \quad (1.7)$$

Помноживши та розділивши праву частину рівняння (1.7) на R^4 , отримаємо:

$$\mathcal{P} = \frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} R^4 \psi^2 = \frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} R^2 \psi^2$$

де

$$\psi = \frac{V_{\text{матеріалу}}}{V_{\text{ротора}}} = \frac{\pi R^2 H - \pi r^2 H}{\pi R^2 H} = \frac{R^2 - r^2}{R^2}$$

ψ – умовний коефіцієнт заповнення ротора, w – лінійна швидкість циліндричної обичайки ротора.

1.3.2 Визначення внутрішніх зусиль та напружень для циліндричної обичайки

1.3.2.1 Деякі положення безмоментної теорії [11 - 16].

Обичайки роторів нормальних центрифуг розглядаються як тонкостінні вісесиметричні оболонки обертання, навантажені внутрішнім надлишковим тиском P_s та розтягуючою силою \mathcal{P} . Розрахунок ведемо в безмоментній зоні. Розрахунок виконується лише на міцність, оскільки всі сили розтягуючі.

Зобразимо внутрішні зусилля в циліндричній оболонці радіусом R та товщиною стінки $S = const$ (рисунок 1.13, а).

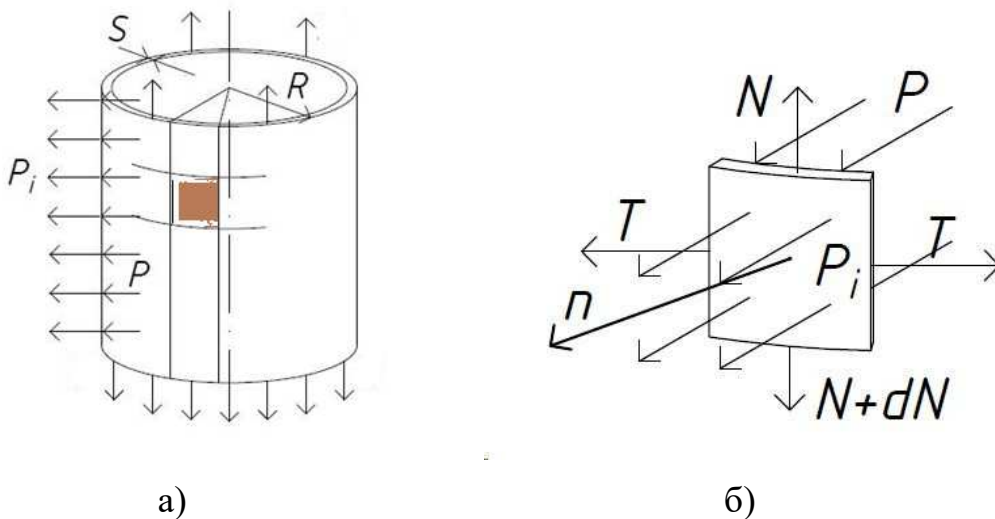


Рисунок 1.13 – Циліндрична оболонка (а) та виділений елемент з діючими внутрішніми зусиллями (б)

Розрахунок навантажень проводиться за таких припущень:

а) матеріал обичайки однорідний та ізотропний;

б) обичайки мають ідеальну геометричну форму, товщина стінки незмінна;

в) всі навантаження прикладені до середини поверхні оболонки.

Як пам'ятаємо, щоб отримати елемент апарату довільної форми, треба розділити оболонку головними перерізами. Перший переріз – повздовжній, другий – коло. Радіуси кривизни, будуть R_m – перший головний радіус кривизни, де його початок невідомо, для циліндра $R_m \rightarrow \infty$, а R_t – другий головний радіус кривизни, $R_t = R$ (радіус циліндра).

Виділений елемент зображено на рисунку 1.13, б. На виділений елемент діють внутрішні сили: меридіональна N (сила, що залежить від висоти знаходження елемента) та тангенціальна T (сила, що діє в кільцевому напрямку) – зусилля з боку відкинутих частин. P та P_i – рівномірно розподілені по елементу.

Сили N та T в матеріалі елемента викликають головні нормальні напруження, так як сили нормальні, то напруження теж будуть нормальні. Вважають, що ці сили віднесені до одиниці довжини лінії, при цьому сила N віднесена до одиниці довжини кола, а сила T – до одиниці довжини твірної. Обидві сили мають розмірність ньютон на метр (Н/м).

На рисунку 1.13, б – n – нормаль до серединної поверхні, проходить через центр елемента, на неї проектуємо сили при записі умови рівноваги.

1.3.2.2 Визначення внутрішніх зусиль, напружень, аналіз напруженого стану [11 - 13]

Визначення внутрішніх зусиль

Запишемо рівняння рівноваги елемента – рівняння Лапласа, враховуючи, що P_s – сумарний тиск [11 - 13]:

$$\frac{N}{R_m} + \frac{T}{R_t} = P_s$$

в якому $R_m \rightarrow \infty$, $R_t = R$

Тоді

$$\frac{T}{R_t} = P_s$$

Звідки

$$T = P_s R_t = P_s R \quad (1.8)$$

Запишемо умову рівноваги зони:

$$2\pi R N - \mathcal{P} = 0$$

Звідси, розподілене по периметру внутрішнє зусилля N , яке викликане результуючою тиску рідини \mathcal{P} , буде:

$$N = \frac{\mathcal{P}}{2\pi R}$$

тоді

$$N = \frac{\frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} (R^2 - r^2)^2}{2\pi R} = \frac{\rho_c \omega^2 (R^2 - r^2)^2}{8R} \quad (1.9)$$

Напруження, що виникають в стінці циліндричної обичайки

Запишемо головні напруження. У цих перерізах не діють дотичні напруження, оскільки у нас нормальні сили, то і напруження будуть теж нормальні.

Кільцеве напруження σ_t :

$$\sigma_t = \frac{T}{S}$$

Меридіональне напруження σ_N :

$$\sigma_N = \frac{N}{S}$$

Радіальне напруження σ_r :

$$\sigma_r = -P_s$$

Підставимо T , N та $P_s = P + P_i = 0,5\rho_c \omega^2 R^2 \psi + \rho \omega^2 R S$, формули (1.8), (1.9), (1.6).

Отримаємо:

$$\sigma_t = \frac{T}{S} = \frac{P_s R}{S} = \frac{(P + P_i) R}{S} = \left[\frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - r^2) + \rho \omega^2 R S \right] \frac{R}{S} \quad (1.10)$$

$$\sigma_N = \frac{N}{S} = \frac{\frac{\pi \rho_c \omega^2}{4} (R^2 - r^2)^2}{2\pi RS} = \frac{\rho_c \omega^2 (R^2 - r^2)^2}{8RS} \quad (1.11)$$

$$\sigma_r = -P_s = - \left[\frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - r^2) + \rho \omega^2 RS \right] \quad (1.12)$$

де ρ_c і ρ – густина відповідно суспензії та матеріалу обичайки, R і r – радіуси відповідно зовнішньої і внутрішньої поверхні шару рідини; ω – кутова швидкість обертання ротора, S – товщина стінки ротора.

Аналіз напруженого стану

У безмоментній зоні діють лише активні навантаження. У тонкостінних обичайках зміною напружень по товщині можна знехтувати.

$\sigma_t, \sigma_N, \sigma_r$ – головні нормальні напруження.

Застосовуючи правило індексації головних нормальних напружень, можна записати:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 = \sigma_t \\ \sigma_2 = \sigma_N \end{array} \right\} \text{– розтягуючі нормальні напруження,}$$

$\sigma_3 = \sigma_r$ – стискаюче радіальне напруження.

так як $\sigma_r \ll \sigma_t$ – стискаючим напруженням можна знехтувати.

1.3.3 Розрахункова та виконавча товщина стінки циліндричної обичайки

1.3.3.1 Визначення товщини стінки циліндричної обичайки (розрахунок на міцність) [10, 11, 12, 17]

Використаємо метод допустимих напружень та запишемо умову міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

де $\sigma_{\text{екв}}$ – еквівалентне напруження в небезпечній точці, $[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу обичайки ротора.

За третьою теорією міцності еквівалентне напруження $\sigma_{\text{екв}}$ буде:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3$$

Оскільки $\sigma_3 \ll \sigma_1$, то можна прийняти, що $\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1$, а умову міцності записати у вигляді:

$$\sigma_1 \leq [\sigma]$$

Підставимо $\sigma_1 = \sigma_t$, формула (1.10):

$$\left[\frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - r^2) + \rho \omega^2 R S \right] \frac{R}{S} \leq [\sigma]$$

Звідси, розв'язуючи умову міцності відносно S , отримаємо формулу (1.13) для знаходження розрахункової товщини стінки:

$$S_R = \frac{\rho_c \omega^2 (R^2 - r^2) R}{2([\sigma] \varphi - \rho \omega^2 R^2)} \quad (1.13)$$

де $\rho \omega^2 R^2$ – напруження, яке виникає в матеріалі ротора центрифуги, коли ротор не завантажений;

де φ – **коефіцієнт міцності зварних та паяних з'єднань**, характеризує міцність з'єднань у порівнянні з міцністю основного матеріалу. Коефіцієнт міцності зварних швів вибирають за таблицями, залежно від обсягу контролю та виду зварних з'єднань. Для безшовних елементів посудин і апаратів коефіцієнт міцності зварних швів приймають рівним $\varphi = 1$, [10, 11, 17].

Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + c \quad (1.14)$$

де c – прибавка до розрахункових величин конструктивних елементів, яку визначають за формулою:

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4$$

c_1 – додаток на компенсацію корозії та ерозії,

$$c_1 = \Pi \tau$$

де Π – швидкість корозії та ерозії, мм/рік; τ – час служби апарату, приймають 10 - 15 років.

c_2 – додаток на компенсацію мінусового допуску, визначається в залежності від товщини листа за таблицями (рівним мінусовому граничному

відхиленню товщини листа). Додаток c_2 враховують у тому випадку, коли його значення перевищує 5 % від номінальної товщини листа,

c_3 – додаток на компенсацію стоншення внаслідок технологічних операцій,

c_4 – додаток на округлення розрахункової товщини стінки до стандартного ряду.

Знаходження допустимого напруження $[\sigma]$, [11, 17, 18]

За допустимі напруження приймають найменше напруження, яке визначають за формулами:

1. Для безмоментної зони:

- для вуглецевих та низьколегованих сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left\{ \frac{R_T \text{ або } R_{0,2}}{n_T}; \frac{R_B}{n_B} \right\} = \eta \cdot \sigma_p^* \quad (1.15)$$

- для аустенітних сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left\{ \frac{R_{1,0}}{n_T}; \frac{R_B}{n_B} \right\} = \eta \cdot \sigma_p^* \quad (1.16)$$

де R_T – границя плинності за розрахункової температури, МПа; $R_{0,2}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить 0,2 %), МПа; $R_{1,0}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить 1 %), МПа; R_e – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) за розрахункової температури, МПа, σ_p^* – допустимі напруження для робочих умов, якщо $\eta = 1$ (наведено в літературі [17, 18] для сталей, що широко використовують).

Відповідно до ГОСТ 34233.1-2017 ⁴ коефіцієнти запасу міцності n обираються для різних умов за таблицями з [18]. Робочі умови: $n_T = 1,5$ – коефіцієнт запасу міцності за границею текучості (плинності); $n_B = 2,4$ – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності (для аустенітних сталей $n_B = 3$). **Поправковий коефіцієнт η** – враховує вид заготовки, [18].

⁴ ГОСТ 34233.1-2017 – Міждержавний стандарт.

Поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$, за винятком сталевих виливок; для виливок, що підлягають індивідуальному методу неруйнівного контролю $\eta = 0,8$; для інших виливок $\eta = 0,7$.

2. Для крайових зон:

$$[\sigma]_{\text{кр}} = 1,3 \cdot [\sigma] \quad (1.17)$$

1.3.3.2 Критерій Ньютона. Перевірка умови тонкостінності [11 – 13]

Якщо у формулі (1.13) для $S_R = \frac{\rho_c \omega^2 (R^2 - r^2) R}{2([\sigma] \varphi - \rho \omega^2 R^2)}$ добуток $\rho \omega^2 R^2 \rightarrow [\sigma]$, то $S_R \rightarrow \infty$, щоб цього не було, існує обмеження співвідношення цих величин, яке називається критерій Ньютона:

$$Ne = \frac{[\sigma]}{\rho \omega^2 R^2} = \frac{[\sigma]}{\sigma_0} \quad (1.18)$$

де σ_0 – напруження, що виникає в матеріалі ротора, коли він обертається пустий:

$$\sigma_0 = w^2 \rho = \rho \omega^2 R^2$$

де w – лінійна швидкість циліндричної обичайки ротора, $w = \omega R$.

Перетворимо формулу (13):

$$S_R = \frac{\rho_c \omega^2 (R^2 - r^2) R}{2([\sigma] \varphi - \rho \omega^2 R^2)} = \frac{\lambda \psi R \sigma_0}{2([\sigma] \varphi - \sigma_0)}$$

де $\lambda = \frac{\rho_c}{\rho}$, $\psi = \frac{R^2 - r^2}{R^2}$ – коефіцієнт заповнення центрифуги.

Поділивши чисельник і знаменник на σ_0 , маємо [12]:

$$S_R = \frac{\lambda \psi R}{2(Ne - 1)} \quad (1.19)$$

Аналіз рівняння (1.19)

Для забезпечення міцності необхідно, щоб $Ne > 1$, при цьому еквівалентне напруження не буде перевищувати допустиме. Якщо $Ne \leq 1$ умова міцності не буде виконуватись ні при яких значеннях товщини стінки.

Формула (1.19) для визначення S_R через Ne наглядно демонструє необхідність вибору раціонального співвідношення між R та ω . Наприклад,

при достатньо великих значеннях лінійної швидкості стінка може витримати лише відцентрові навантаження від обертання власної маси.

Критерій Ньютона може бути використаний для оцінки тонкостінності обичайки.

Прийнято вважати, що якщо:

- $Ne \geq 2,5$ – циліндричний ротор тонкостінний,
- $1,54 \leq Ne < 2,5$ – циліндричний ротор товстостінний,
- $Ne < 1,54$ – центрифугу використовувати не можна.

Якщо виконується перевірений розрахунок, то знаходять **допустиму величину кутової швидкості** суцільної обичайки з умови її міцності (аналогом допустимого тиску буде допустима кутова швидкість):

$$[\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]\varphi}{\frac{\rho_c R \psi}{2(S-c)} + \rho}} \quad (1.20)$$

де $\psi = \frac{R^2 - r^2}{R^2}$ – коефіцієнт заповнення центрифуги.

1.3.4 Розрахунок конічної обичайки ротора центрифуги

Матеріал розділу викладено за авторами [10 - 13].

Конічні оболонки досить часто зустрічаються в харчовій промисловості, особливо коли треба збільшити верхню поверхню рідини. Розрахунок цих оболонок простий, але товщина стінки буде більшою ніж в циліндричній оболонці.

1.3.4.1 Розрахунок активних навантажень, що діють на конічну обичайку ротора

Розрахунок ведемо у безмоментній зоні. Тиск рідини завжди спрямований нормально до поверхні. Визначимо його значення на радіусі χ

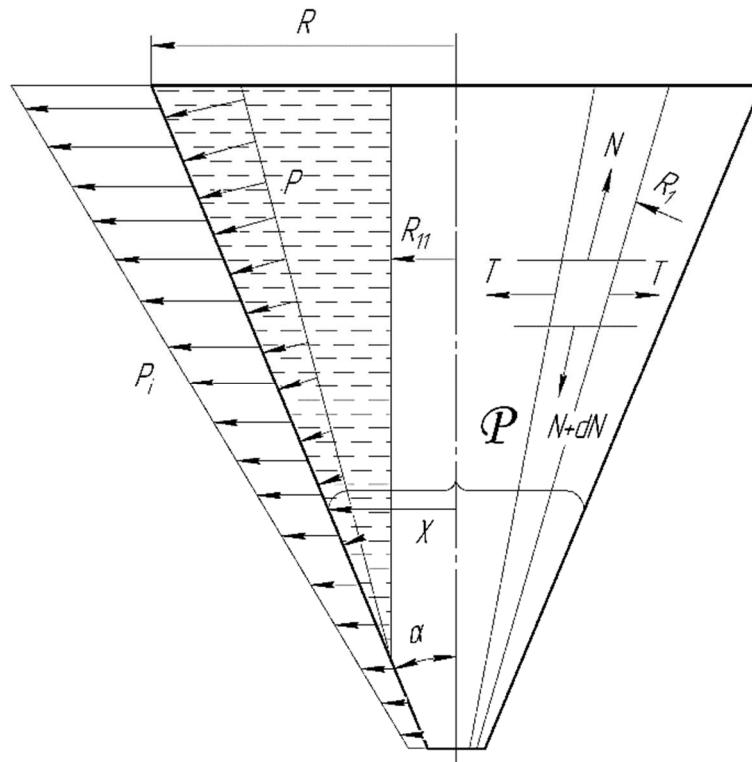
(рисунок 1.14) з рівняння (*), підставивши в нього замість x радіус χ та замість $r - R_{11}$ (радіус поверхні рідини, яка обертається):

$$P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (\chi^2 - R_{11}^2)$$

Максимальне значення тиску P буде при $\chi = R$ (у більшій основі конуса):

$$P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - R_{11}^2) \quad (1.21)$$

де ρ_c – густина суспензії, ω – кутова швидкість обертання ротора



P – змінюється, P_i – пов'язане з інтенсивністю обертання ротора, P і P_i – діють в різних напрямках, P – нормально, P_i – радіально, P – осьове зусилля, результуюча тиску, α – половина кута розкриття конуса, R та R_{11} – геометричні розміри, радіуси обичайки та рідини, яка обертається відповідно

Рисунок 1.14 – Навантаження, що діють на конічну обичайку ротора центрифуги

Крім тиску P на конічну обичайку в радіальному напрямку діє навантаження від відцентрових сил P_i , викликані обертанням маси обичайки.

Інтенсивність цього навантаження:

$$P_i^r |_{\chi} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \chi \cdot S_k$$

Інтенсивність навантаження досягає свого максимального значення при $\chi = R$:

$$P_i^r = \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot S_k$$

де ρ - густина матеріалу ротора; S_k – товщина стінки.

Складова інтенсивності сил інерції, нормальна до поверхні конічної стінки (проекція на вісь):

$$P_i^n|_{\chi} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \chi \cdot S_k \cdot \cos\alpha$$

а її максимальне значення становить:

$$P_i^n = \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot S_k \cdot \cos\alpha \quad (1.22)$$

де α – половина кута розкриття конуса.

Сумарне питоме навантаження на конічну обичайку на радіусі χ дорівнює:

$$P_s = P + P_i^n = 0,5\rho_c\omega^2(\chi^2 - R_{11}^2) + \rho\omega^2 S_k \chi \cos\alpha$$

а при $\chi = R$

$$P_s = P + P_i^n = 0,5\rho_c\omega^2(R^2 - R_{11}^2) + \rho\omega^2 S_k R \cos\alpha \quad (1.23)$$

Осьова складова \mathcal{P} результуючої тиску на стінку конічної обичайки для різних перерізів, перпендикулярних до вісі обертання, може бути визначена за формулою, аналогічною попередньому визначенню для циліндричної обичайки:

$$\mathcal{P} = \frac{\pi\rho_c\omega^2}{4}(\chi^2 - R_{11}^2)^2$$

а її максимальне значення при $\chi = R$ становить:

$$\mathcal{P} = \frac{\pi\rho_c\omega^2}{4}(R^2 - R_{11}^2)^2 \quad (1.24)$$

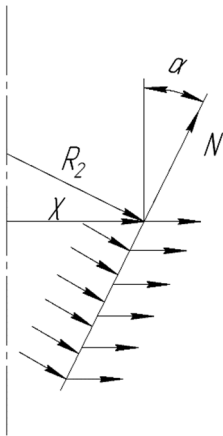
1.3.4.2 Визначення внутрішніх зусиль, напружень, аналіз напруженого стану

Внутрішні зусилля

Як і у попередніх випадках, щоб отримати елемент апарату довільної форми, треба розділити оболонку головними перерізами.

Радіуси кривизни будуть: R_1 – перший головний радіус кривизни, де його початок невідомо, а R_2 – другий головний радіус кривизни.

У даному випадку отримаємо таку схему, див. рисунок 1.15:



$R_1 \rightarrow \infty$ – перший головний радіус, радіус меридіонального перерізу.
 $R_2 = \frac{\chi}{\cos \alpha}$ – другий головний радіус.

Рисунок 1.15 – До розрахунку внутрішніх зусиль у конічній обичайці

Як і у випадку циліндричної обичайки, запишемо рівняння рівноваги елемента – рівняння Лапласа:

$$\frac{N}{R_1} + \frac{T}{R_2} = P_S$$

де $P_S = P + P_i \cos \alpha$; $R_1 \rightarrow \infty$; $R_2 = \frac{\chi}{\cos \alpha}$.

З рівняння Лапласа отримаємо тангенціальну силу T :

$$T = P_S R_2 = P_S \cdot \frac{\chi}{\cos \alpha} \quad (1.25)$$

де $R_2 = \frac{\chi}{\cos \alpha}$.

Умова рівноваги зони:

$$N \cos \alpha \cdot 2\pi\chi - \mathcal{P} = 0$$

Тоді звідси знайдемо внутрішнє меридіональна зусилля N , яке викликане \mathcal{P} :

$$N = \frac{\mathcal{P}}{2\pi\chi \cos \alpha} \quad (1.26)$$

Напружений стан конічної обичайки

Запишемо головні нормальні напруження.

Кільцеве напруження σ_t :

$$\sigma_t = \frac{T}{S_k}$$

Меридіональне напруження σ_N :

$$\sigma_N = \frac{N}{S_k}$$

Радіальне напруження σ_r :

$$\sigma_r = -P_s$$

Підставивши значення нормальних сил T та N , формули (1.25) та (1.26), отримаємо:

$$\sigma_t = \frac{P_s \cdot \chi}{S_k \cdot \cos \alpha}$$

$$\sigma_N = \frac{\mathcal{P}}{2 \cdot \pi \cdot \chi \cdot \cos \alpha \cdot S_k}$$

$$\sigma_r = -P_s$$

Підставимо P_s і \mathcal{P} та отримаємо відповідно:

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{\rho_c \omega^2}{2} (\chi^2 - R_{11}^2) + \rho \cdot \omega^2 \cdot \chi \cdot S_k \cdot \cos \alpha \right) \cdot \chi}{S_k \cdot \cos \alpha}$$

$$\sigma_N = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 (\chi^2 - R_{11}^2)^2}{8 \cdot \chi \cdot \cos \alpha \cdot S_k}$$

Аналіз напруженого стану:

$$\sigma_1 = \sigma_t \quad \sigma_2 = \sigma_N \quad \sigma_3 = \sigma_r$$

$$\sigma_r \ll \sigma_t$$

Максимального значення напруження набувають при $\chi = R$. Отже, при $\chi = R$:

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{\rho_c \omega^2}{2} (R^2 - R_{11}^2) + \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot S_k \cdot \cos \alpha \right) \cdot R}{S_k \cdot \cos \alpha} \quad (1.27)$$

$$\sigma_N = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 (R^2 - R_{11}^2)^2}{8 \cdot R \cdot \cos \alpha \cdot S_k} \quad (1.28)$$

$$\sigma_r = -P_s \quad (1.29)$$

З урахуванням того, що ступінь заповнення ротора:

$$\psi = \frac{R^2 - R_{11}^2}{R^2}$$

$$\sigma_t = \frac{0,5\rho_c\omega^2 R^3\psi + \rho\omega^2 R^2 S_k \cos \alpha}{S_k \cos \alpha}$$

1.3.4.3 Розрахунок на міцність (визначення товщини стінки)

Оскільки ротор – тонкостінна посудина, то використовуємо метод допустимих напружень:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_r \ll \sigma_t$$

$\sigma_3 \ll \sigma_1$, отже σ_3 можна знехтувати.

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{\left(\frac{\rho_c\omega^2}{2}(R^2 - R_{11}^2) + \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot S_k \cdot \cos \alpha\right) \cdot R}{S_k \cdot \cos \alpha} \leq [\sigma]$$

Звідси знайдемо *виконавчу* товщину стінки з урахуванням ступеня заповнення ротора:

$$S_k = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot \psi}{2([\sigma] \cdot \varphi - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} + c \quad (1.30)$$

де c – сумарна прибавка до розрахункових величин конструктивних елементів.

Прийняті залежності можна використовувати, якщо критерій Ньютона $Ne \geq 2,5$. Якщо $Ne = (1,54 \dots 2,5)$ – обичайка товстостінна; якщо $Ne < 1,54$ – центрифугу використовувати не можна.

Допустима кутова швидкість для конічної обичайки:

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{[\sigma]\varphi}{\frac{\rho_c R \psi}{2(S_k - c) \cos \alpha} + \rho}} \quad (1.31)$$

Умова міцності по допустимій швидкості:

$$\omega \leq [\omega].$$

1.3.5 Розрахунок перфорованої обичайки ротора центрифуги

Матеріал викладено за літературними джерелами [10 - 12].

Виконується для фільтруючих центрифуг. Ротори фільтруючих центрифуг представляють собою перфоровані оболонки циліндричної або конічної форми. Безумовно отвори в барабанах значно їх послаблюють, а тому в фільтруючих центрифугах стараються робити менше отворів і використовують спеціальні підкладні сита, щоб рідина вільно проходила до отворів. Розрахунок перфорованих барабанів не досить точний.

Отвори на поверхнях оболонок (рисунок 1.16) можуть розташовуватися по вершинам квадратів паралельними рядами (а), у шаховому порядку (б) та по вершинам паралельних трикутників з орієнтацією рядів по горизонталі (в) і вертикалі (г).

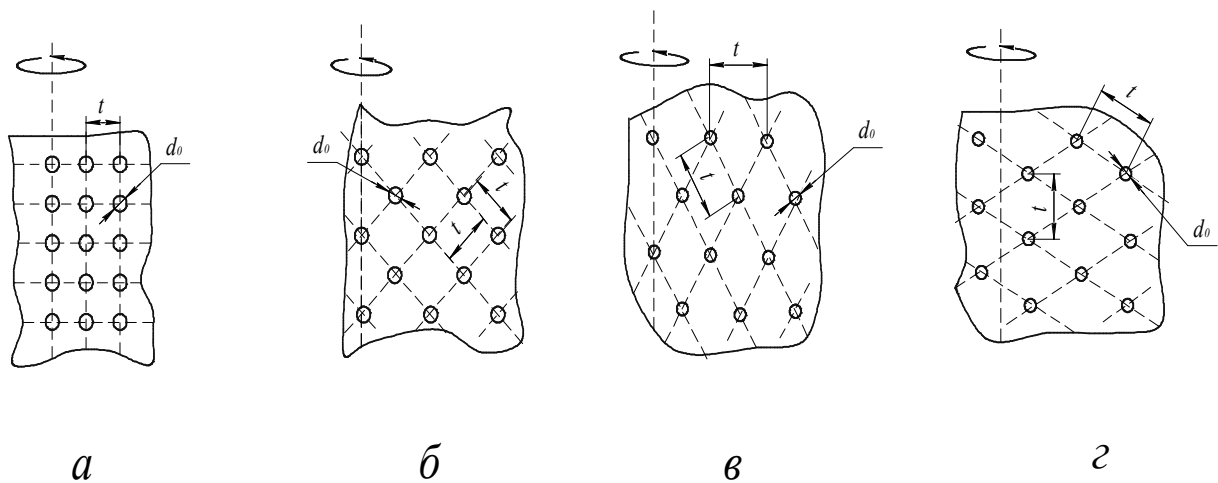


Рисунок 1.16 - Схема розташування отворів в корпусах роторів фільтруючих центрифуг

Наявність перфорації знижує міцність оболонок порівняно з суцільними та створює концентрацію напружень з країв отворів. Перфоровані оболонки слід розраховувати як суцільні елементи таких же розмірів, але з урахуванням ослаблення отворами та зниження маси обичайки.

1.3.5.1 Визначення внутрішніх зусиль, напружень, аналіз напруженого стану

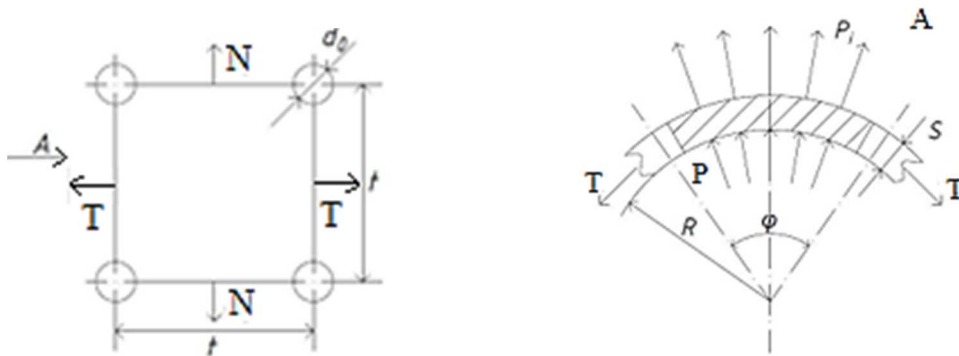
Розглянемо стінку циліндричного ротора з отворами d_0 , що розташовуються по вершинам квадратів з кроком $t = (3 \dots 5)d_0$. Виділимо елемент двома кільцевими та меридіальними перерізами (рисунок 1.17). Зробимо заміну дії на елемент відкинутих частин силами N і T .

Запишемо значення внутрішніх сил:

$$N = \sigma_N S(t - d_0) \quad (1.32)$$

$$T = \sigma_t S(t - d_0) \quad (1.33)$$

де σ_N та σ_t – відповідно меридіальне та кільцеве напруження; S – товщина обичайки.



$d_0 < t$ (d_0 – діаметр отворів, t – крок отворів)

Рисунок 1.17 – До розрахунку перфорованої обичайки

Для визначення кільцевого напруження σ_t складемо умову рівноваги виділеного елемента, споектуємо всі навантаження на бісектрису кута φ :

$$P_s \cdot \left(t^2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right) - \sigma_t \cdot (t - d_0) \cdot S \cdot 2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = 0$$

Оскільки кут φ дуже малий, то $\sin \frac{\varphi}{2}$ можна замінити на $\frac{\varphi}{2}$, а $\varphi = \frac{t}{R}$.

Тоді

$$P_s \cdot \left(t^2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right) - \sigma_t \cdot (t - d_0) \cdot S \cdot \frac{t}{R} = 0$$

Звідки:

$$\sigma_t = \frac{P_S \cdot \left(t^2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right) R}{(t - d_0) \cdot S \cdot t}$$

Оскільки $\frac{\pi}{4} d_0^2 \ll t^2$, а їх реальне співвідношення становить $\frac{d_0}{t} = \frac{1}{5}$, то $d_0^2 \ll t^2$, тоді останній вираз можна спростити (всю дужку замінити на t^2) матимемо:

$$\sigma_t = \frac{P_S \cdot t \cdot R}{(t - d_0) \cdot S} = \frac{P_S \cdot R}{S} \cdot \frac{t}{t - d_0}$$

Для суцільного ротора кільцеве напруження $\sigma_t = \frac{P_S \cdot R}{S}$, а $\frac{t}{t - d_0} > 1$, робимо висновок, що кільцеве напруження у перфорованому роторі більше, ніж у суцільному.

Позначимо $\frac{t - d_0}{t} = 1 - \frac{d_0}{t} = \varphi_c$ – коефіцієнт ослаблення перфорованого ротора.

Тоді

$$\sigma_t = \frac{P_S \cdot R}{S} \frac{t}{t - d_0} = \frac{P_S \cdot R}{S \cdot \varphi_c}$$

Меридіональне напруження:

$$\sigma_N = \frac{\mathcal{P}}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot S - m \cdot d_0 \cdot S} = \frac{\mathcal{P}}{(2 \cdot \pi \cdot R - m \cdot d_0) \cdot S}$$

де m – кількість отворів в поперечному перерізі, $m = \frac{2\pi R}{t}$.

Отже

$$\sigma_t = \frac{P_S \cdot R}{S \cdot \varphi_c} \quad (1.34)$$

$$\sigma_N = \frac{\mathcal{P}}{(2 \cdot \pi \cdot R - m \cdot d_0) \cdot S} \quad (1.35)$$

$$\sigma_r = -P_S \quad (1.36)$$

Аналіз напруженого стану

$\sigma_t, \sigma_N, \sigma_r$ - головні нормальні напруження.

Таким же чином, як і раніше:

$$\sigma_1 = \sigma_t \quad \sigma_2 = \sigma_N \quad \sigma_3 = \sigma_r$$

$$\sigma_r \ll \sigma_t$$

$\sigma_3 \ll \sigma_1$, отже σ_3 можна знехтувати.

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \approx \sigma_1 = \sigma_t$$

1.3.5.2 Розрахунок перфорованого ротора на міцність

Запишемо умову міцності:

$$\sigma_1 \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

Тоді умова міцності:

$$\frac{P_S \cdot R}{S \cdot \varphi_c} \leq [\sigma] \text{ або } \frac{P_S \cdot R}{S} \leq [\sigma] \cdot \varphi_c$$

а з неї визначимо розрахункову товщину стінки перфорованого ротора (розписавши відповідні величини):

$$S_R = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 \cdot (R^2 - r^2)R}{2([\sigma] \cdot \varphi_c - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2)}$$

де $\varphi_c = \min(\varphi_c; \varphi)$; φ – коефіцієнт міцності зварного шва, φ_c – коефіцієнт ослаблення перфорованого ротора.

Зменшення маси перфорованого ротора (через наявність отворів), порівняно із суцільною обичайкою, враховується коефіцієнтом перфорації, тому за РД 26-11-17-88 [10]:

$$S_R = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \psi}{2([\sigma] \varphi_c - (1 - K_n) \rho \omega^2 R^2)} \quad (1.37)$$

де K_n – коефіцієнт перфорації, додатна величина, враховує отвори, $K_n < 1$.

$K_n = 0,785 \left(\frac{d_0}{t}\right)^2$ – якщо отвори розташовані по вершинам квадратів та у шаховому порядку.

$K_n = 0,907 \left(\frac{d_0}{t}\right)^2$ – якщо отвори розташовані за координатною схемою (по вершинам рівнобічних трикутників).

$\psi = \frac{R^2 - r^2}{R^2}$ – коефіцієнт заповнення центрифуги.

$$\varphi_c = \min\{\varphi; \varphi_c\}$$

Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + c$$

де c – як і раніше, сумарна прибавка до розрахункової величини.

Якщо перфорований ротор конічний, тоді

$$S_k = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \psi}{2([\sigma]\varphi_c - (1 - K_n)\rho\omega^2 R^2) \cos \alpha} + c \quad (1.38)$$

де α – половина кута розкриття конуса, $\varphi_c = \min\{\varphi; \varphi_c\}$.

Допустима кутова швидкість перфорованої обичайки з умови її міцності:

- циліндричної

$$[\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]\varphi_c}{\frac{\rho_c R \psi}{2(S - c)} + \rho(1 - K_n)}} \quad (1.39)$$

- конічної

$$[\omega] = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]\varphi_c}{\frac{\rho_c R \psi}{2(S_k - c) \cos \alpha} + \rho(1 - K_n)}} \quad (1.40)$$

Умова міцності по допустимій швидкості:

$$\omega \leq [\omega]$$

1.3.6 Розрахунок циліндричної обичайки ротора надцентрифуги

1.3.6.1 Особливості розрахунків барабанів надцентрифуг [1]

Для розділення тонких суспензій та емульсій необхідний вплив досить значних відцентрових сил. У таких випадках застосовують надцентрифуги, які діляться на трубчаті надцентрифуги з трубчатим барабаном та рідинні сепаратори з барабаном невеликої висоти.

Надцентрифуги – це центрифуги у яких фактор розділення $Fr > 3000$. У них фактор розділення може сягати декілька тисяч.

$$Fr = \frac{F_{\omega}}{F_g} = \frac{m\omega^2 r}{mg} = \frac{\omega^2 r}{g}$$

Для сепараторів:

$$Fr = 5000 - 9000.$$

Для трубчатих надцентрифуг:

$$Fr = 13000 - 45000.$$

Критерій Ньютона для надцентрифуг:

$$Ne = \frac{[\sigma]}{\rho \omega^2 R_1^2} \quad (1.41)$$

де R_1 – внутрішній радіус ротора.

У таких центрифуг ротор товстостінний:

$$1,54 \leq Ne < 2,5$$

Трубчата надцентрифуга має глухий барабан у вигляді труби невеликого діаметра (до 200 мм), який в декілька разів менший за її довжину. При такій формі барабана вдається значно збільшити число обертів барабана, тобто створити більшу відцентрову силу без надмірного збільшення напружень в стінках барабана.

Переваги трубчатих надцентрифуг:

1. Висока інтенсивність розділення (відцентрова сила у 8 – 34 рази більша, ніж у звичайних центрифугах).

2. Компактність та герметичність.

Недоліки трубчатих центрифуг:

1. Періодичне розділення суспензій.

2. Мала ємність.

3. Ручне вивантаження осаду.

4. Менша роздільна здатність порівняно з тарілчастими сепараторами.

Для розділення емульсій та освітлення рідин використовують тарілчасті сепаратори. Вони мають більші, ніж трубчаті надцентрифуги барабани (діаметри 150 – 300 мм) та більші обороти.

Переваги тарілчастих сепараторів порівняно з трубчатими надцентрифугами:

1. Більш високий ступінь розділення.
2. Більша ємність барабана.

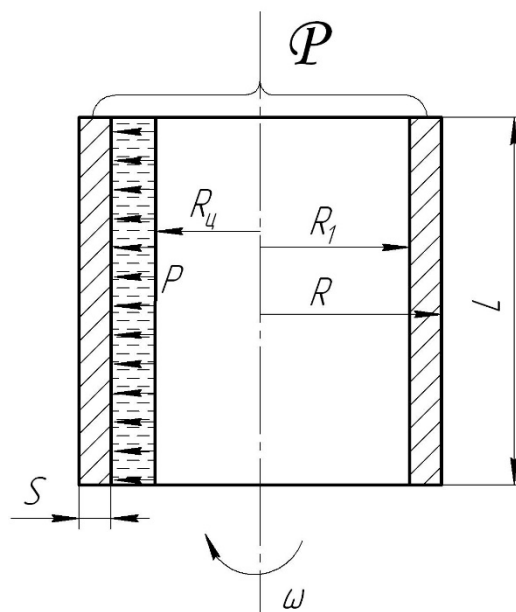
Недоліки:

1. Складність конструкції.
2. Складність виготовлення сепараторів для оброблення хімічно активних речовин.

1.3.6.2 Напружений стан ротора надцентрифуги [10, 13]

Ротори надцентрифуг є однією з найвідповідальніших деталей. Висока швидкість обертання вимагає високої міцності. Необхідно мати на увазі, що руйнування ротора може призвести до важких наслідків, так як при обертанні він володіє великим запасом кінетичної енергії. Рекомендовано розраховувати ротори надцентрифуг як товстостінні труби та диски, що швидко обертаються.

Розглянемо напружений стан циліндричного корпусу ротора надцентрифуги, що швидко обертається (рисунок 1.18).



S – товщина стінки ротора, L – довжина ротора, R – зовнішній радіус ротора, R_1 – внутрішній радіус ротора, $R_{ц}$ – внутрішній радіус рідини, що обертається

Рисунок 1.18 – Ротор надцентрифуги

На нього діють відцентрові сили від власної маси та напруження викликані тиском рідини. У даному випадку кільцеве напруження буде найбільше на внутрішній поверхні корпусу ротора.

У роторі центрифуги виникають напруження: $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_N$. Ці напруження складаються з величин:

$$\sigma_t = \sigma_{tp} + \sigma_{ti} - \text{кільцеве напруження в роторі,}$$

$$\sigma_r = \sigma_{rp} + \sigma_{ri} - \text{радіальне напруження,}$$

$$\sigma_N = \sigma_{Np} - \text{меридіональне напруження.}$$

Індекс i – напруження викликані силами інерції, індекс p – напруження викликані тиском рідини.

Розпишемо складові:

- Напруження викликані силами тиску

при $R_1 \leq r \leq R$

$$\sigma_{tp} = \frac{PR_1^2}{R^2 - R_1^2} \left(1 + \frac{R^2}{r^2} \right) \quad (1.42)$$

$$\sigma_{rp} = \frac{PR_1^2}{R^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R^2}{r^2} \right) \quad (1.43)$$

$$\sigma_N = \sigma_{Np} = \frac{PR_1^2}{R^2 - R_1^2} \quad (1.44)$$

де P – тиск з боку шару рідини, див. рисунок 1.18.

$$P = \frac{\rho_c \omega^2}{2} (R_1^2 - R_{ц}^2) \quad (1.45)$$

де R – зовнішній радіус ротора, R_1 – внутрішній радіус ротора, r – поточний радіус ротора, ρ_c – густина середовища, $R_{ц}$ – внутрішній радіус рідини, що обертається, ω – кутова швидкість обертання барабану (ротора).

- Напруження викликані інерційними силами

Виділимо елемент у вигляді диску. Цей диск обертається з кутовою швидкістю ω , в ньому виникають напруження σ_r та σ_t :

$$\sigma_{ti} = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left[R_1^2 + R^2 + \frac{R_1^2 \cdot R^2}{r^2} - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r^2 \right] \quad (1.46)$$

$$\sigma_{ri} = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 \left[R_1^2 + R^2 - \frac{R_1^2 \cdot R^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (1.47)$$

де ρ – густина матеріалу ротора.

Зобразимо епюри напружень, викликані тиском рідини (рисунок 1.19, а), викликані силами інерції (рисунок 1.19, б), та сумарні напруження (рисунок 1.19, в). Як бачимо, напруження σ_t – більші за σ_N та σ_r , максимальне значення σ_t на внутрішньому радіусі ротора, σ_N – пряма лінія, бо не залежить від поточного радіуса r .

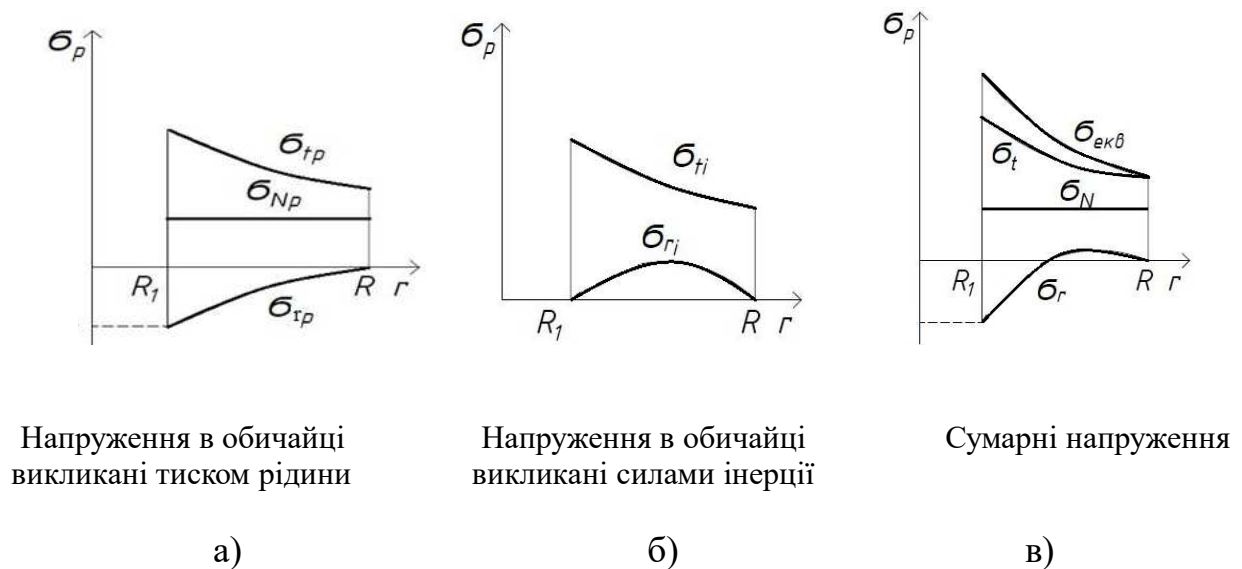


Рисунок 1.19 – Епюри напружень

1.3.6.3 Перевірка на міцність ротора надцентрифуги [10, 13]

Використаємо метод допустимих напружень та запишемо умову міцності:

$$\sigma_{екв} \leq [\sigma]$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження в небезпечній точці, $[\sigma]$ – допустиме напруження.

За третьою теорією міцності $\sigma_{екв}$ буде:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

$$\sigma_3 = \sigma_r$$

$$\sigma_t - \sigma_r \leq [\sigma]$$

1.4 Розрахунок обичайок в крайовій зоні

Матеріал викладено за авторами [10, 11, 13, 17].

Як уже зазначалось, розрахункові формули, які були наведені вище, справедливі для безмоментної теорії розрахунку і отримані для випадків навантаження обичайок рівномірно розподільними по поверхні статичними навантаженнями вдалині від перерізів, де діють крайові зусилля або для випадків, коли кінці обичайок вільні. Але у реальних апаратах обичайки з'єднуються з іншими деталями.

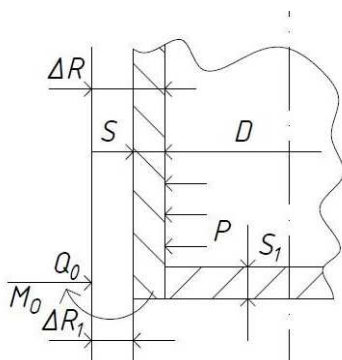
У місці з'єднання обичайки з іншими деталями на краю виникають навантаження у вигляді крайового моменту M_0 і крайової поперечної сили Q_0 , вони є реакціями з'єднань краю обичайки з іншими деталями.

Як уже зазначалось, мають місцевий характер. Дія проявляється на певній відстані від краю. Місця обичайок, які віддалені від краю на відстань $l_1 \geq \frac{\pi}{(2,5\beta)}$ вважаються практично нескінченно віддаленими від неї та дією M_0 і Q_0 на ці перерізи можна зневажати.

1.4.1 Причини виникнення крайових навантажень

Крайові сили Q_0 і крайові моменти M_0 виникають у випадках, які наведені нижче, (п. п. I - IV) [16, 17].

I. Причиною виникнення крайових навантажень є з'єднання з іншими деталями та їх різні жорсткості (рисунок 1.20).



ΔR_1 – деформація днища,

ΔR – деформація обичайки.

Рисунок 1.20 – До пояснення причини виникнення крайових навантажень

Циліндрична обичайка не залежить від днища. Під дією тиску рідини P переміщується паралельно сама собі. Днище теж деформується. Щоб не було руйнування має бути $\Delta R_1 = \Delta R$.

Днище стримує деформацію обичайки, не дає вільно деформуватись. Тому виникає сила Q_0 . Під час вигинаючої деформації днище повертається на якийсь кут, циліндрична обичайка деформується разом з днищем, виникає момент M_0 .

Тобто, у місці сполучення оболонки повинні мати однакові лінійні і кутові деформації, інакше буде порушена цілісність конструкції. Ця вимога буде виконана, якщо до краю оболонки прикласти силу Q_0 і ще довернути оболонку – прикласти M_0 .

II. Причиною виникнення крайових навантажень є також зміна геометричних розмірів або форми при переході від одного перерізу до іншого (рисунок 1.21, а, б).

На верхню обичайку (рисунок 1.21, а) треба подіяти силою Q_0 у напрямку \rightarrow (стискаючою), а на нижню – у протилежну сторону, розтягуючою \leftarrow , щоб зрівноважити деформації.

На рисунку 1.21, б – А та В – місця виникнення крайових напружень.

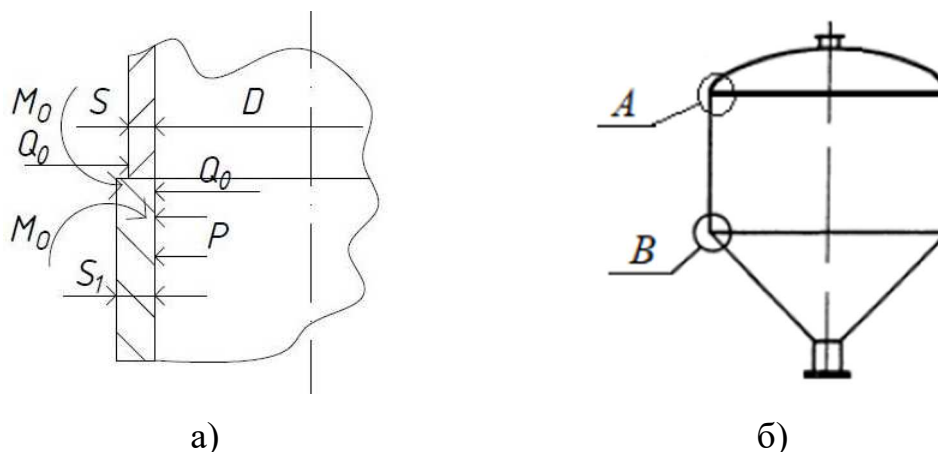


Рисунок 1.21 – Сполучення деталей різної товщини (а) та форми (б)

III. Причиною виникнення крайових навантажень є також зміна фізичних властивостей матеріалу (модуль повздовжньої пружності E , коефіцієнт лінійного розширення α , коефіцієнт Пуассона μ та ін.).

При з'єднанні двох деталей є різні матеріали (зі своїми E_1 і E_2) та їхні жорсткості, різні товщини стінок. При збільшенні E деформації зменшуються, рисунок 1.22.

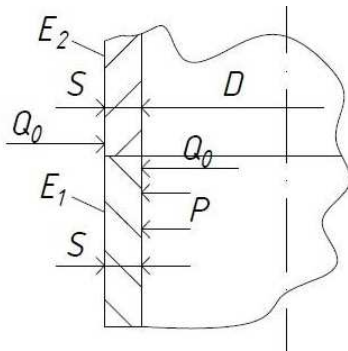
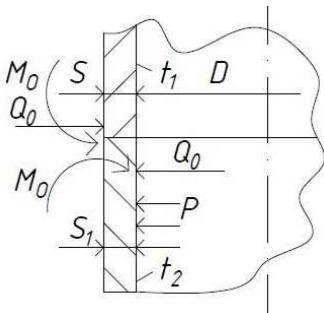


Рисунок 1.22 – З'єднання деталей з матеріалів, що мають різні фізичні властивості

IV. Причинами виникнення деформацій є здатність до деформацій деталей з різними температурами розширення матеріалу, рисунок 1.23.



Різні температури розширення матеріалу:

$$t_1 \neq t_2$$

$$t_1 > t_2$$

Рисунок 1.23 – Різні температури розширення матеріалу

1.4.2 Визначення крайових навантажень, внутрішніх зусиль та напружень

Ротор центрифуги являє складальну одиницю, що поєднує в собі комбінацію циліндричної оболонки з конічною, а також з днищами та кришками плоскої, конічної або фасонної геометрії. З'єднання між цими складовими елементами, як правило, є нероз'ємними, але в ряді випадків можуть бути спроектовані у вигляді щільно-міцних роз'ємних з'єднань. Особливістю розрахунку роторів є те, що кожен окремий елемент цієї

складальної одиниці необхідно розрахувати у взаємозв'язку з іншими елементами ротора.

У вузлах спряження деталей ротора виникають реактивні навантаження, котрі називаються крайовими. Умовно відділимо кришку, циліндричну та конічну обичайки одну від одної (рисунок 1.24), [11, 13, 17].

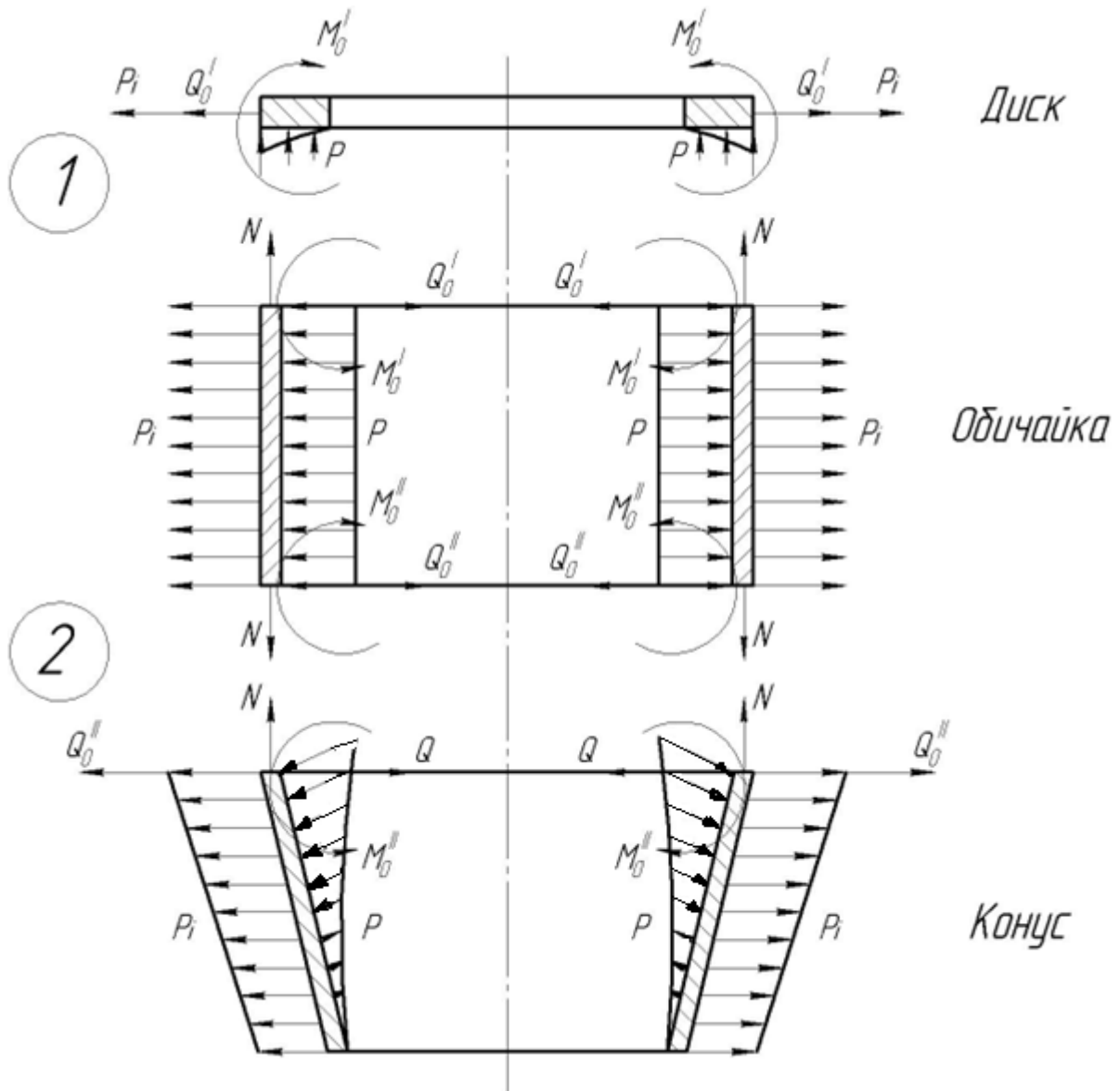


Рисунок 1.24 – Схема до визначення крайових навантажень в місцях з'єднання деталей ротора [11]

Під дією активних відцентрових навантажень (P , P_i , P) деформації цих деталей будуть неоднаковими. Наприклад, значення деформацій країв циліндричної та конічної обичайок будуть різними. Оскільки ротор

залишається цільною конструкцією, то відбувається лише сумісна деформація з'єднаних деталей. Сумісність деформацій забезпечується внутрішніми силами, які виникають як реакції, що протидіють вільним деформаціям деталей. Ними є крайові сила Q_0 та момент M_0 . Крайові навантаження рівномірно розподілені по краю елемента деталі та віднесені до довжини паралельного кола. Таким чином, на деталі ротора діють активні та крайові навантаження. У вузлі спряження циліндричної та конічної обичайок виникає також поперечна сила Q , котра є радіальною складовою меридіанальної сили N_k :

$$Q = N_k \cos \alpha$$

Крайові навантаження Q'_0, M'_0, Q''_0, M''_0 (рисунок 1.24) – внутрішні невідомі силові фактори, котрі не можуть бути визначені з умов рівноваги. Отже система статично невизначена.

Послідовність розрахунку:

- I. Знайти величини крайових навантажень, попередньо склавши систему канонічних рівнянь та визначивши одиничні переміщення.
- II. Визначити внутрішні зусилля та напруження від дії крайових навантажень.

1.4.2.1 Розрахунок крайових навантажень [11, 13, 17]

Для розкриття статичної невизначеності та розрахунку невідомих реакцій Q'_0, M'_0, Q''_0, M''_0 складають систему канонічних рівнянь сумісності радіальних (Δ) та кутових (θ) деформацій. Ця система являє собою умову, за якої сумарні радіальні та кутові переміщення країв однієї деталі від дії усіх навантажень відповідно рівні сумарним радіальним та кутовим переміщенням краю спряженої деталі від дії таких саме силових факторів (наприклад $\Delta_1 = \Delta_2$ та $\theta_1 = \theta_2$).

При співставленні системи канонічних рівнянь приймають наступне правило знаків:

- радіальне переміщення Δ , при якому радіус оболонки збільшується, вважають додатнім;

- кут повороту краю оболонки θ , спрямований за годинниковою стрілкою, вважають додатнім.

Основне рівняння сумісності деформацій (без врахування правила знаків)

Система рівнянь радіальних і кутових деформацій (розглядаємо вузол ліворуч) для першого вузла:

$$1 \begin{cases} \Delta_{\delta}^p + \Delta_{\delta}^{p_i} + \Delta_{\delta}^{Q'_0} + \Delta_{\delta}^{M'_0} = \Delta_o^p + \Delta_o^{p_i} + \Delta_o^{Q'_0} + \Delta_o^{M'_0} \\ \theta_{\delta}^p + \theta_{\delta}^{p_i} + \theta_{\delta}^{Q'_0} + \theta_{\delta}^{M'_0} = \theta_o^p + \theta_o^{p_i} + \theta_o^{Q'_0} + \theta_o^{M'_0} \end{cases} \quad (1.48)$$

Система рівнянь радіальних і кутових деформацій (розглядаємо вузол ліворуч) для другого вузла:

$$2 \begin{cases} \Delta_o^p + \Delta_o^{p_i} + \Delta_o^{Q''_0} + \Delta_o^{M''_0} = \Delta_{\kappa}^p + \Delta_{\kappa}^{p_i} + \Delta_{\kappa}^{Q''_0-Q} + \Delta_{\kappa}^{M''_0} \\ \theta_o^p + \theta_o^{p_i} + \theta_o^{Q''_0} + \theta_o^{M''_0} = \theta_{\kappa}^p + \theta_{\kappa}^{p_i} + \theta_{\kappa}^{Q''_0-Q} + \theta_{\kappa}^{M''_0} \end{cases} \quad (1.49)$$

де індекси відносять: o, δ, κ – відповідно до циліндричної обичайки, плоского днища/борта та конічної обичайки; P, P_i, Q, Q_0, M_0 – до навантажень, що зумовили переміщення.

Наприклад:

$\Delta_o^p, \Delta_o^{p_i}, \Delta_o^{Q'_0}, \Delta_o^{M'_0}$ – радіальні деформації краю циліндричної обичайки від дії відповідно тиску середовища та інерційних навантажень (силою інерції маси обичайки), а також крайових сили та моменту.

$\theta_o^p, \theta_o^{p_i}, \theta_o^{Q'_0}, \theta_o^{M'_0}$ – кутові деформації краю циліндричної обичайки від дії відповідно тиску середовища та інерційних навантажень, а також крайових сили та моменту.

Відповідно індекси δ та κ будуть для плоского днища/борта та конічної обичайки.

Кутове переміщення циліндричної обичайки, викликане тиском суспензії:

$$\theta_o^p = 0$$

Кутове переміщення циліндричної обичайки, викликане силою інерції маси обичайки:

$$\theta_o^{Pi} = 0$$

Кутове переміщення, викликане силою інерції маси для плоского борта:

$$\theta_d^{Pi} = 0$$

Формули для визначення радіальних та кутових деформацій наведені у додатковій літературі, наприклад [11, 13, 17].

Методика розрахунку одиничних переміщень

Формули для визначення одиничних переміщень, що входять до систем (1.48) та (1.49), наведені в таблицях 1.1 та 1.2 [11, 13, 17].

Наприклад, радіальна деформація краю циліндричної обичайки від дії крайового моменту M_0 буде дорівнювати:

$$\Delta_o^{M_0'} = k_{1M_0} M_0$$

де k_{1M_0} – коефіцієнт пропорційності, береться з довідкових таблиць [11, 17] а M_0 – момент.

З таблиці 1.1 для циліндричної обичайки для крайового моменту знаходимо:

$$\Delta_o^{M_0'} = k_{1M_0} M_0 = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0$$

де $\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}$ – береться з цієї ж таблиці.

Кутове переміщення для плоского борта, викликане крайовою силою з таблиці 1.2:

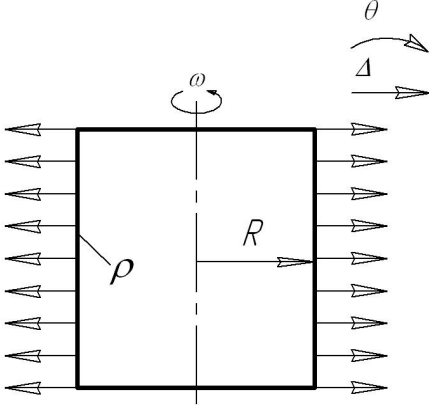
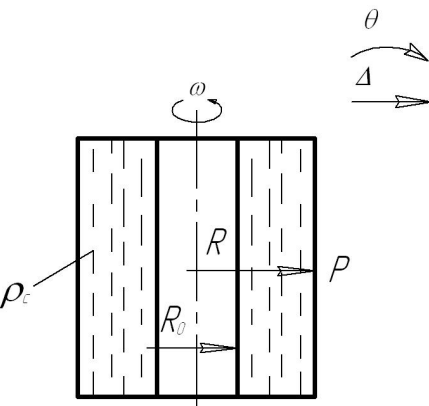
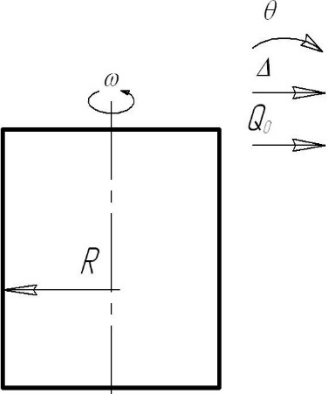
$$\theta_o^{Q_0'} = \frac{6R}{E(s_n - c)^2(1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu)\lambda^2] Q_0$$

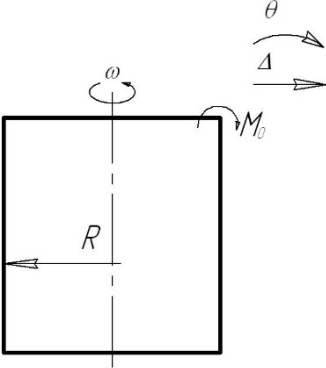
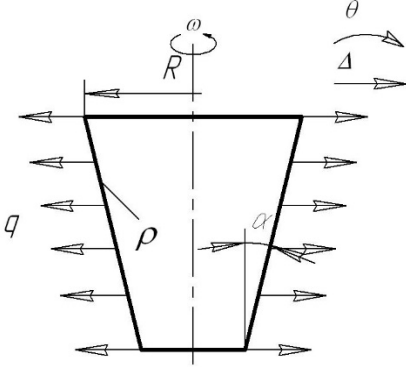
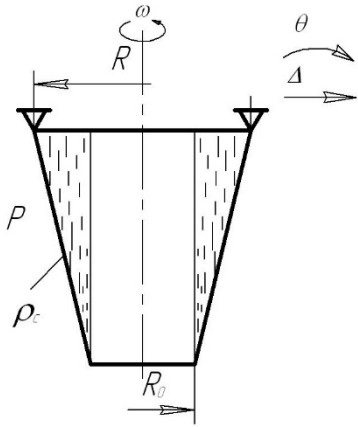
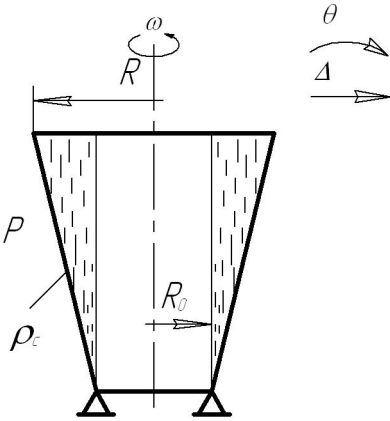
де $\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$ – береться з цієї ж таблиці.

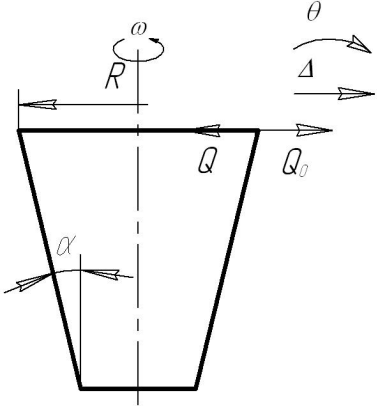
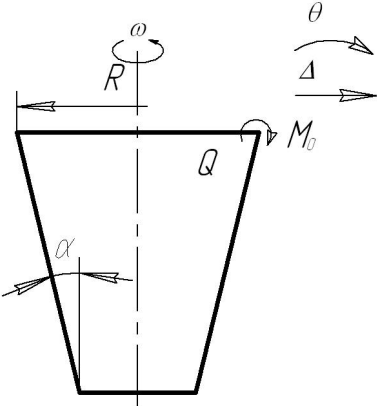
Аналогічно знаходяться і решта деформацій.

Результатом розв'язання системи канонічних рівнянь є знаходження крайових сили та моменту Q_0, M_0 .

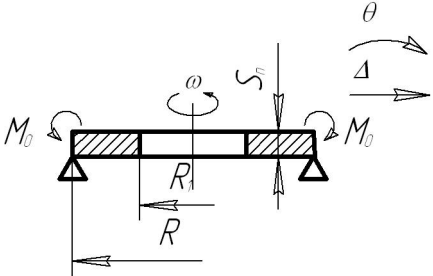
Таблиця 1.1. – Формули для визначення радіального Δ і кутового θ переміщень на краю обичайки ротора, [11, 17]

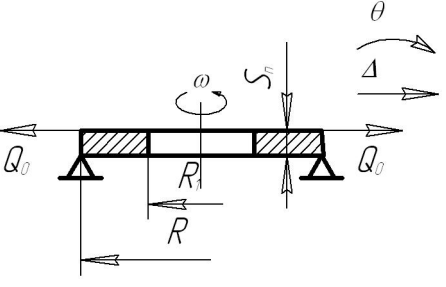
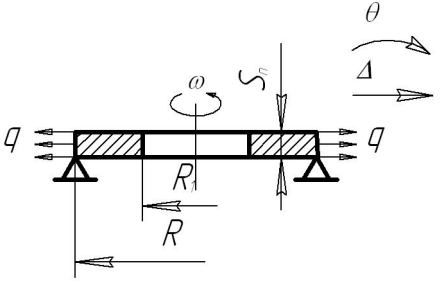
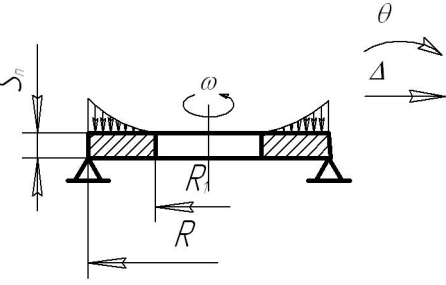
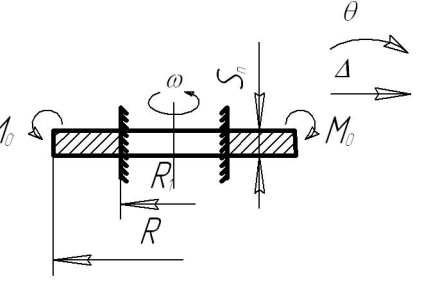
| Навантаження | Переміщення |
|---|--|
| <p style="text-align: center;"><i>1</i></p>  | <p style="text-align: center;"><i>2</i></p> $\Delta = \frac{\rho \omega^2 R^3}{E}$ $\theta = 0$ |
|  | $\Delta = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \psi \left(1 - \frac{\mu \psi}{4} \right)$ $\theta = 0$ |
|  | $\Delta = \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0$ $\theta = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0$ |

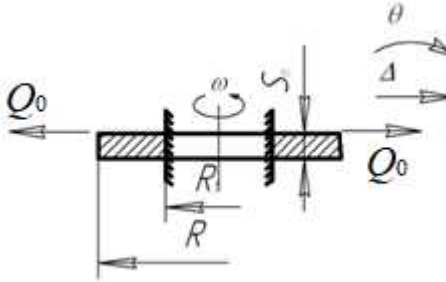
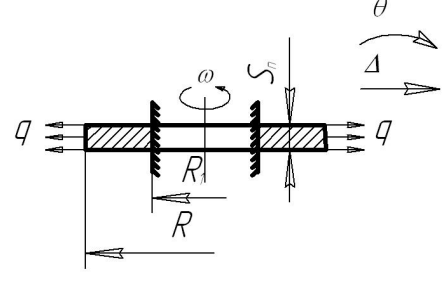
| 1 | 2 |
|---|--|
|  | $\Delta = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0$ $\theta = \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0$ |
|  | $\Delta = \frac{\rho\omega^2 R^3}{E}$ $\theta = (3 + \mu) \frac{\rho\omega^2 R^2}{E} \operatorname{tg} \alpha$ |
|  | $\Delta = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{8E(s_k - c) \cos \alpha} \psi(4 - \mu\psi)$ $\theta = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{8E(s_k - c) \cos^2 \alpha} [8(1 + \psi) - \psi^2]$ |
|  | $\Delta = \frac{\rho_c \omega^2 R^4 \psi}{2E(s_k - c) \cos \alpha}$ $\theta = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{E(s_k - c) \cos^2 \alpha} (1 + \psi)$ |

| 1 | 2 |
|---|---|
|  | $\Delta = \frac{2\beta_k R^2 (Q_0 - Q)}{E(s_k - c)}$ $\theta = \frac{2\beta^2 R^2 (Q_0 - Q)}{E(s - c) \cos \alpha}$ |
|  | $\Delta = \frac{2\beta^2 R^2 M_0}{E(s - c) \cos \alpha}$ $\theta = \frac{4\beta^3 R^2 M_0}{E(s - c) \cos^2 \alpha}$ |
| $\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}; \beta_k = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\frac{R(s_k-c)}{\cos \alpha}}}; Q = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8} \psi^2 \operatorname{tg} \alpha; \psi = 1 - \frac{R_0^2}{R^2}$ | |

Таблиця 1.2. – Формули для визначення радіального Δ і кутового θ переміщень по зовнішньому контуру диска постійної товщини [9, 14]

| Навантаження | Переміщення |
|---|--|
| 1 | 2 |
|  | $\Delta = \frac{6R}{E(s_n - c)^2(1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu)\lambda^2] M_0$ $\theta = \frac{12R}{E(s_n - c)^3(1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu)\lambda^2] M_0$ |

| 1 | 2 |
|---|---|
|  | $\Delta = \frac{4R}{E(s_n - c)(1 - \lambda^2) + \mu\lambda^2} Q_0$ $\theta = \frac{6R}{E(s_n - c)^2(1 - \lambda^2) + \mu\lambda^2} Q_0$ |
|  | $\Delta = \frac{\rho\omega^2 R^3}{4E} [1 - \mu + (3 + \mu)\lambda^2]$ $\theta = 0$ |
|  | $\Delta = -\frac{\rho_c\omega^2 R^5}{8E(s_n - c)^2(1 - \lambda^2)} \cdot \{3(1 + \mu)[(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\}$ $\theta = -\frac{\rho_c\omega^2 R^5}{8E(s_n - c)^3(1 - \lambda^2)} \cdot \{3(1 + \mu)[(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\}$ |
|  | $\Delta = \frac{6R(1 - \mu)(2 + \mu) + (1 + \mu)(2 - \mu)\lambda_1^2}{E(s_n - c)^2(2 + \mu) - (2 - \mu)\lambda_1^2} M_0$ $\theta = \frac{12R(1 - \mu)(2 + \mu) + (1 + \mu)(2 - \mu)\lambda_1^2}{E(s_n - c)^3(2 + \mu) - (2 - \mu)\lambda_1^2} M_0$ |

| 1 | 2 |
|---|--|
|  | $\Delta = \frac{4R(1-\mu^2)[(2+\mu)+(2-\mu)\lambda_1^4] + (2+\mu^2)\lambda_1^2}{[(1+\mu)+(1-\mu)\lambda_1^2] \cdot [(2+\mu)-(2-\mu)\lambda_1^2]} Q_0$ $\theta = \frac{6R(1-\mu)(2+\mu) + (1+\mu)(2-\mu)\lambda_1^2}{E(s_n - c)^2(2+\mu) - (2-\mu)\lambda_1^2} Q_0$ |
|  | $\Delta = \frac{1}{4E} (\rho\omega^2 R^3 (2\mu^2 + 3\mu - 5)\lambda_1^4 + [2(1-\mu) - (3+\mu)\mu^2]\lambda_1^2 - (1+\mu)^2)$ $\theta = 0$ |
| $\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$ | |

1.4.2.2 Визначення внутрішніх зусиль та напружень від дії крайових навантажень

Щоб знайти внутрішні зусилля треба знати рівняння прогину.

Диференціальне рівняння прогину [13].

Зусилля легко обчислити через прогин серединної поверхні. Дотичні напруження малі та їх можна не враховувати. Виділимо смужку одиничної ширини у циліндричній обичайці, рисунок 1.25.

На обичайку діють крім сумарного тиску P_s , осьова сила N та крайові сила та момент Q_0 і M_0 . Введемо вісі координат ω та x . Тиск P_s та розподілену силу T приведемо до рівнодіючої q .

$\omega = f(x)$ - рівняння прогину в загальному вигляді, де ω – прогин.

Розпишемо зв'язок між діючими навантаженнями та прогином:

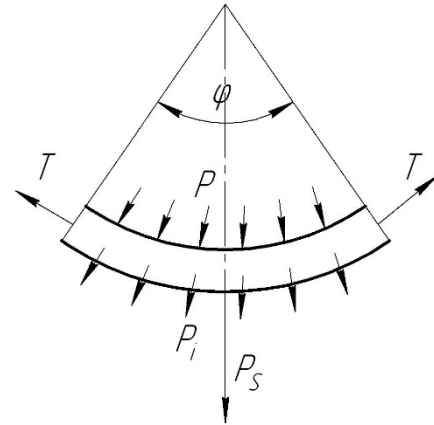
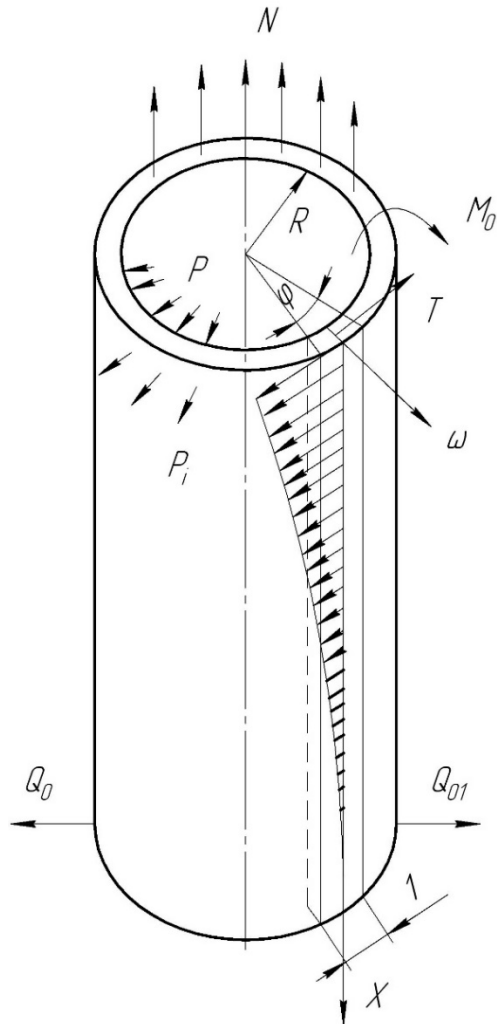
$$\theta = \frac{d\omega}{dx} - \text{кут повороту}$$

$$M_0 = D \frac{d^2\omega}{dx^2} - \text{вигинаючий момент}$$

$$Q_0 = D \frac{d^3 \omega}{dx^3} - \text{поперечна сила}$$

де $D = \frac{E \cdot S^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість, μ – коефіцієнт Пуассона,

$\mu = 0,3$, E – модуль пружності, S – товщина стінки.



ω – прогин балки-смужки під дією всіх навантажень

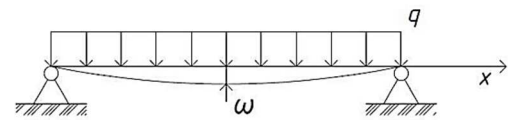


Рисунок 1.25 – Циліндрична обичайка та виділена балка-смужка, ω - прогин

Щоб знайти прогин ω візьмемо за основу навантаження q . Відомо, що розподілене навантаження q зв'язана з прогином ω залежністю:

$$q = D \frac{d^4 \omega}{dx^4} \quad (1.50)$$

Спроектуювавши сили на бісектрису кута φ , отримаємо рівняння рівноваги:

$$q = P \cdot 1 + P_i \cdot 1 - \left(T \sin \frac{\varphi}{2} \right) \cdot 2$$

Оскільки кут φ малий, то можна написати, що $\sin \frac{\varphi}{2} \approx \frac{\varphi}{2}$:

$$\varphi = \frac{l}{R}$$

де $l = 1$ – довжина дуги, тоді

$$\varphi = \frac{1}{R}$$

Сумарний тиск P_S :

$$P_S = P \cdot 1 + P_i \cdot 1$$

де P – тиск шару рідини на стінку, P_i – інерційна складова, не залежать від x .

Тоді

$$q = P_S - \frac{T}{R} \quad (1.51)$$

де T – кільцева сила. Величина T залежить від x , а оскільки $\omega = f(x)$, то $T = f_1(x) \Rightarrow T = f_2(\omega)$.

Розглянемо відносну деформацію в кільцевому напрямку:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta R}{R} = \frac{\omega}{R} \quad (1.52)$$

де ΔR – деформація в кільцевому напрямку.

Пружна деформація по закону Гука:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_N) = \frac{1}{E}\left(\frac{T}{S} - \mu\frac{N}{S}\right) \quad (1.53)$$

де кільцеве напруження $\sigma_t = \frac{T}{S}$, а меридіональне напруження $\sigma_N = \frac{N}{S}$,

тоді прирівнявши, (1.52) та (1.53) отримаємо:

$$\frac{\omega}{R} = \frac{1}{E}\left(\frac{T}{S} - \mu\frac{N}{S}\right)$$

Звідси отримаємо залежність для T :

$$T = \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R} + \mu \cdot N$$

де N – меридіональна сила.

Тоді підставивши T в рівняння (1.51), матимемо:

$$q = P_S - \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R^2} - \frac{\mu \cdot N}{R} \quad (1.54)$$

Розглянемо сумісно два рівняння для q (1.50) та (1.54). Прирівнюємо вирази для q та отримуємо диференціальне рівняння прогину:

$$P_S - \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R^2} - \frac{\mu \cdot N}{R} = D \frac{d^4 \omega}{dx^4}$$

Перепишемо:

$$D \frac{d^4 \omega}{dx^4} + \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R^2} + \left(\frac{\mu \cdot N}{R} - P_S \right) = 0$$

Отримали диференціальне рівняння. Розв'яжемо рівняння, перетворивши його.

Розділимо останнє рівняння на D , отримаємо:

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} + \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R^2 \cdot D} + \frac{1}{D} \left(\frac{\mu \cdot N}{R} - P_S \right) = 0$$

Позначимо $\frac{SE}{R^2 D} = 4\beta^4$ та отримаємо наступне диференціальне рівняння:

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} + 4\beta^4 \omega + \frac{1}{D} \left(\frac{\mu \cdot N}{R} - P_S \right) = 0$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 S^2}}$ – коефіцієнт затухання.

Раніше ми записали, що

$$\frac{\omega}{R} = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_N)$$

де

$$\sigma_t = \frac{T}{S} = \frac{P_S R}{S}$$

$$\sigma_N = \frac{N}{S}$$

Тоді отримуємо деформацію для безмоментної зони:

$$\omega = \frac{R}{E} \left(\frac{P_S R}{S} - \mu \frac{N}{S} \right) = \frac{R^2}{ES} \left(P_S - \mu \frac{N}{S} \right)$$

Покладемо у диференціальному рівнянні прогину, отриманому вище, що

$$\frac{1}{D} \left(\frac{\mu \cdot N}{R} - P_S \right) = 0$$

Тоді диференціальне рівняння стане:

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} = -4\beta^4 \omega$$

Функція повинна бути такою, щоб похідна змінювала знак на протилежний і її можна було диференціювати безліч разів (не менше 4-х).

Проінтегрувавши диференціальне рівняння відносно ω , зробивши перетворення отримаємо:

$$\omega = C_1 \cdot \cos \beta x \cdot ch \beta x + C_2 \cdot \sin \beta x \cdot ch \beta x + \\ + C_3 \cdot \cos \beta x \cdot sh \beta x + C_4 \cdot \sin \beta x \cdot sh \beta x + \left(P_S - \frac{\mu N}{R} \right) \frac{R^2}{ES}$$

де $ch \beta x = \frac{e^{\beta x} + e^{-\beta x}}{2}$; $sh \beta x = \frac{e^{\beta x} - e^{-\beta x}}{2}$, C_i – постійні інтегрування.

Зробивши перетворення, отримаємо **рівняння прогину в загальному вигляді для циліндричної обичайки:**

$$\omega = B_1 \cdot \cos \beta x \cdot e^{-\beta x} + B_2 \cdot \sin \beta x \cdot e^{-\beta x} + B_3 \cdot \cos \beta x \cdot e^{\beta x} + \\ + B_4 \cdot \sin \beta x \cdot e^{\beta x} + \left(P_S - \frac{\mu N}{R} \right) \frac{R^2}{ES} \quad (1.55)$$

де B_i – постійні інтегрування, коефіцієнти, які утворилися із C_i та $ch \beta x$ і $sh \beta x$, доданок $\left(P_S - \frac{\mu N}{R} \right) \frac{R^2}{ES}$ – деформація в безмоментній зоні.

З рівняння прогину можна знайти момент для будь-якої точки. Щоб знайти постійні інтегрування, розглянемо краї обичайки (рисунок 1.26).

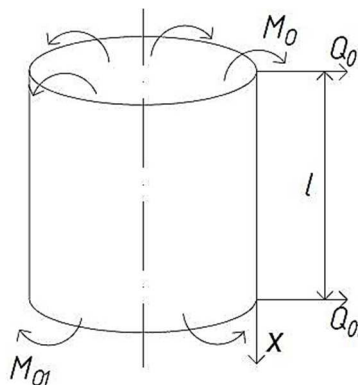


Рисунок 1.26 – До знаходження постійних інтегрування B

Запишемо крайові умови:

1. При $x = 0$, M_0 та Q_0 – відомі на краю обичайки з рівняння прогину.

Двічі продиференціюємо рівняння прогину, підставляємо $x = 0$ та прирівнюємо результат до M_0 , множимо на D , отримуємо M_0 .

Отже:

$$M_0 = D \frac{d^2 \omega}{dx^2}$$

Далі робимо аналогічно, тричі продиференціюємо рівняння прогину, підставляємо $x = 0$ та прирівнюємо результат до Q_0 , множимо на D , отримуємо Q_0 .

Отже:

$$Q_0 = D \frac{d^3 \omega}{dx^3}$$

При $x = 0$ – $M = M_0$, $Q = Q_0$

Отже, отримали два рівняння.

2. При $x = l$, M_{01} та Q_{01} – відомі на краю обичайки з рівняння прогину на другому кінці.

Робимо теж саме, що і в попередньому випадку, отримаємо ще два рівняння:

$$M_{01} = D \frac{d^2 \omega}{dx^2} \text{ та } Q_{01} = D \frac{d^3 \omega}{dx^3}$$

При $x = l$ – $M = M_{01}$, $Q = Q_{01}$.

Щоб знайти постійні B , треба виконати диференціювання.

!!!Цей метод використовується, якщо обичайка нормальної довжини!!!

Рівняння прогину для довгих обичайок

При $x \rightarrow \infty$ – буде нескінченно довга циліндрична обичайка, то виходить, що є тільки один край. Вплив краю є лише на певному відрізку.

При $x \rightarrow \infty$ доданки прямують до ∞ , тому для довгих обичайок приймаємо $B_3 = 0$ та $B_4 = 0$.

Для довгої циліндричної обичайки рівняння прогину буде:

$$\omega = B_1 \cdot \cos \beta x \cdot e^{-\beta x} + B_2 \cdot \sin \beta x \cdot e^{-\beta x} + \left(P_S - \frac{\mu N}{R} \right) \frac{R^2}{ES}$$

Для того, щоб знайти постійні інтегрування, робимо аналогічні дії, як і раніше.

Аналогічно:

При $x = 0$, $M = M_0$, $Q = Q_0$.

Двічі продиференціюємо рівняння прогину, підставляємо $x = 0$ та прирівнюємо результат до M_0 , множимо на D , отримуємо M_0 :

$$M_0 = D \frac{d^2 \omega}{dx^2}$$

Тричі продиференціюємо рівняння прогину, підставляємо $x = 0$ та прирівнюємо результат до Q_0 , множимо на D , отримуємо Q_0 :

$$Q_0 = D \frac{d^3 \omega}{dx^3}$$

Виконавши диференціювання, знаходимо B_1 та B_2 :

$$B_1 = \frac{\beta M_0 - Q_0}{2\beta^3 R D}$$

$$B_2 = \frac{M_0}{\beta^2 R D}$$

Тоді рівняння прогину для довгих обичайок:

$$\omega = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D} (\beta M_0 (\cos \beta x - \sin \beta x) - Q_0 \cos \beta x) + \left(P_S - \frac{\mu N}{R} \right) \frac{R^2}{ES} \quad (1.56)$$

де $x < \frac{\pi}{2,5\beta}$ – « x » – це відстань, де відчувається вплив прогину, якщо довжина обичайки $l > 2x$, обичайка вважається довгою.

Внутрішні зусилля та напруження у моментній зоні циліндричної обичайки

Матеріал викладено за авторами [11 - 13, 20].

Внутрішні зусилля

У циліндричній обичайці від дії активних та реактивних навантажень виникають внутрішні зусилля. Виділимо двома меридіанальними та двома кільцевими перерізами елемент стінки (рисунок 1.27).

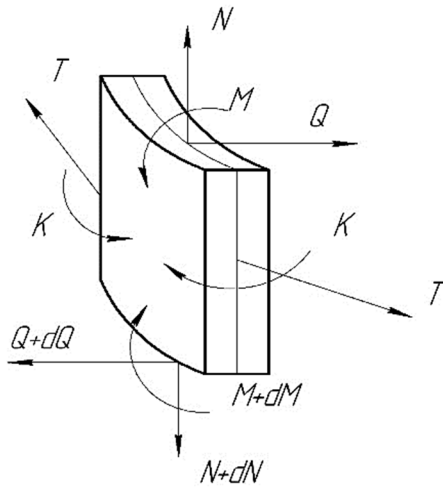


Рисунок 1.27 – Схема прикладання внутрішніх навантажень

Грані елемента навантажені: нормальними силами – меридіональною N та кільцевою T ; поперечною силою Q ; вигинаючими моментами – меридіональним M ⁵ та кільцевим K ⁶.

Сила N залежить тільки від тиску P . Сили T , Q моменти M та K зумовлені як тиском, так і крайовими навантаженнями Q_0 , M_0 . Їх величини можна розрахувати скориставшись рівнянням прогину оболонки.

$$T = \frac{\omega \cdot S \cdot E}{R} + \mu \cdot N$$

$$Q = D \frac{d^3 \omega}{dx^3}$$

$$M = D \frac{d^2 \omega}{dx^2}$$

Величина моменту K в меридіональному перерізі може бути визначена з наступних міркувань. При деформації згину смужка (рисунок 1.27) не змінює форму поперечного перерізу, так як цьому перешкоджають сусідні шари оболонки. Тому відносна деформація через згин $\varepsilon_{tu} = 0$. За законом Гука:

⁵ Меридіональний момент M – діє на одиницю довжини паралельного кола, намагається повернути елемент навколо дотичної до паралельного кола.

⁶ Кільцевий момент K – діє на одиницю довжини меридіана, намагається повернути елемент навколо меридіана.

$$\varepsilon_{tu} = \frac{1}{E} (\sigma_{tu} - \mu \sigma_{Nu}) = 0$$

Звідки $\sigma_{tu} = \mu \sigma_{Nu}$ і оскільки $\sigma_{tu} = \frac{6K}{s^2}$, а $\sigma_{Nu} = \frac{6M}{s^2}$, то

$$K = \mu M \quad (1.57)$$

Сили та моменти у перерізах зручно представляти у вигляді алгебраїчних сум за моментною теорією:

$$T = T_P + T_{Q_0} + T_{M_0}$$

$$Q = Q_{Q_0} + Q_{M_0}$$

$$M = M_{Q_0} + M_{M_0}$$

де індекси P , Q_0 , M_0 позначають зовнішні силові фактори, що викликають внутрішні навантаження T , Q , M відповідно.

Наприклад:

T_P – сила T , викликана тільки тиском.

T_{M_0} – сила T , викликана тільки моментом M_0 .

T_{Q_0} – сила T , викликана тільки зусиллям Q_0 .

При цьому:

$$T_P = P_S \cdot R = (P + P_i)R \text{ – визначається за безмоментною теорією.}$$

Тобто:

$$T_{pp} = PR$$

$$T_{pi} = P_i R$$

$$T_{Q_0} = 2\beta R Q_0 e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (1.58)$$

$$T_{M_0} = 2\beta^2 R M_0 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (1.59)$$

Аналогічно:

Q_{Q_0} – поперечна сила Q – викликана тільки зусиллям Q_0 , Q_{Q_0} можна знайти, якщо враховувати дію тільки від Q_0 :

$$Q_{Q_0} = Q_0 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (1.60)$$

Q_{M_0} – поперечна сила Q – викликана тільки моментом M_0 , Q_{M_0} можна знайти, якщо враховувати дію тільки від M_0 :

$$Q_{M_0} = 2\beta M_0 e^{-\beta x} \sin \beta x \quad (1.61)$$

Складові меридіонального моменту:

M_{Q_0} – меридіональний момент M – викликаний тільки зусиллям Q_0

$$M_{Q_0} = \frac{Q_0}{\beta} e^{-\beta x} \sin \beta x \quad (1.62)$$

M_{M_0} – меридіональний момент M – викликаний тільки моментом M_0

$$M_{M_0} = M_0 e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) \quad (1.63)$$

де β – коефіцієнт затухання.

Формули (1.58) – (1.63) наведені без врахування знаку внутрішніх сил, які викликані крайовими напруженнями. Обираючи знак внутрішніх навантажень, слід порівняти їх напрямком з напрямком навантажень від інерційних сил, що завжди є розтягуючими і мають знак «+».

Меридіональна сила N не залежить від крайових навантажень:

$$N = \frac{\mathcal{P}}{2\pi R}$$

де \mathcal{P} – результуюча тиску рідини на днище/борт ротора центрифуги.

Напруження на гранях елемента (краю циліндричної обичайки)

Таким чином, вирішивши систему рівнянь спільності деформації (1.48) – (1.49) і визначивши крайові навантаження, можна визначити сумарні напруження на зовнішній і внутрішній поверхнях краю оболонки.

Меридіональне напруження:

$$\sigma_N = \frac{N}{S - C} \pm \frac{6M}{(S - C)^2} \quad (1.64)$$

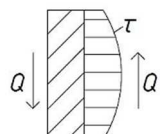
Кільцеве напруження:

$$\sigma_t = \frac{T}{S - C} \pm \frac{6K}{(S - C)^2} \quad (1.65)$$

де $\frac{T}{S}$ – завжди розтягуюче.

Дотичне напруження τ , яке змінюється по висоті, знайдемо по залежності (1.66). Ним ми нехтуємо, так як сила Q мала:

$$\tau = \frac{Q}{S - C}$$

(1.66) 

У формулах (1.64) і (1.65) знак плюс «+» відносять до розтягнутих шарів, а знак мінус «-» відносять до стиснутих.

Зобразимо зміну напружень у крайовій зоні (в межах відстані x , де відчувається вплив прогину) на рисунку 1.28. За межами крайової зони ці величини практично не відчуваються.

$N = \frac{P}{2\pi R}$ – не залежить від крайових навантажень, тому $\frac{N}{S}$ пряма, $\frac{T}{S}$ – теж пряма, з безмоментної теорії.

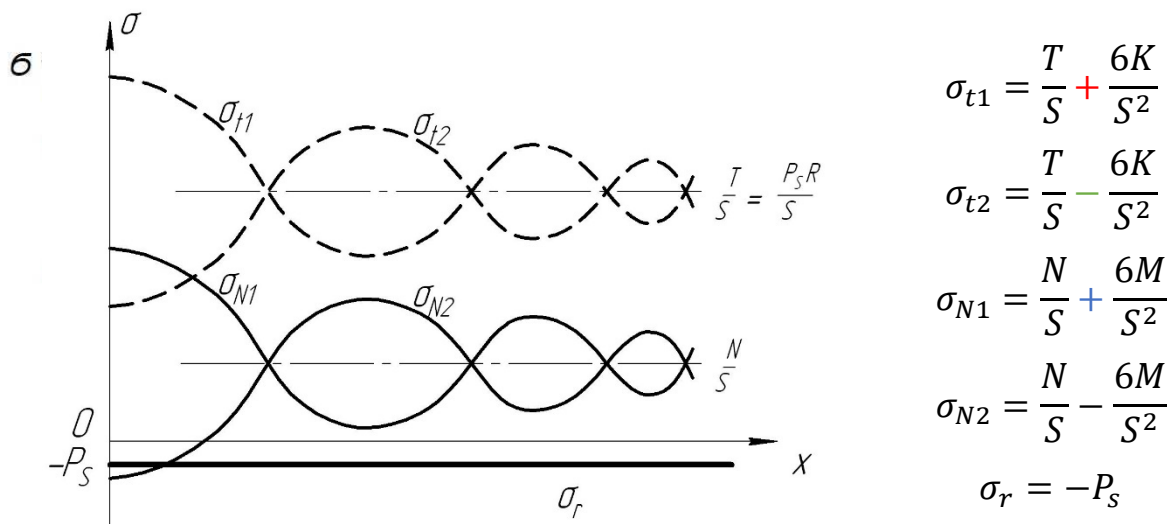


Рисунок 1.28 - Зміна напружень вздовж вісі x (крайової зони)

На графіку (рисунок 1.28) напруження σ_N – коливаються в межах прямої $\frac{N}{S}$, бо прогин залежить від $\cos \beta x$ та $\sin \beta x$, залежать також від величини M . Напруження σ_t – коливаються в межах прямої $\frac{T}{S}$, залежать від величини K .

1.4.3 Перевірка міцності обичайки на краях

Умову міцності розглядаємо для внутрішньої та зовнішньої сторони стінки, [10, 13, 19]:

$$\sigma_{екв1} \leq [\sigma]_{кр} \quad \sigma_{екв1} = \sigma_{11} - \sigma_{13}$$

$$\sigma_{екв2} \leq [\sigma]_{кр} \quad \sigma_{екв2} = \sigma_{21} - \sigma_{23}$$

Виходячи з попереднього рисунку 1.28:

$$\sigma_{екв1} = \sigma_{11} - \sigma_{13} = \sigma_{t1} - \sigma_{N1} - \text{зовнішня сторона}$$

$$\sigma_{екв2} = \sigma_{21} - \sigma_{23} = \sigma_{t2} - \sigma_{N2} - \text{внутрішня сторона}$$

Як уже зазначалось, $[\sigma]_{кр}$ знаходимо за формулою (1.17):

$$[\sigma]_{кр} = 1,3 \cdot [\sigma]$$

де $[\sigma]$ – знаходиться за формулами (1.15), (1.16).

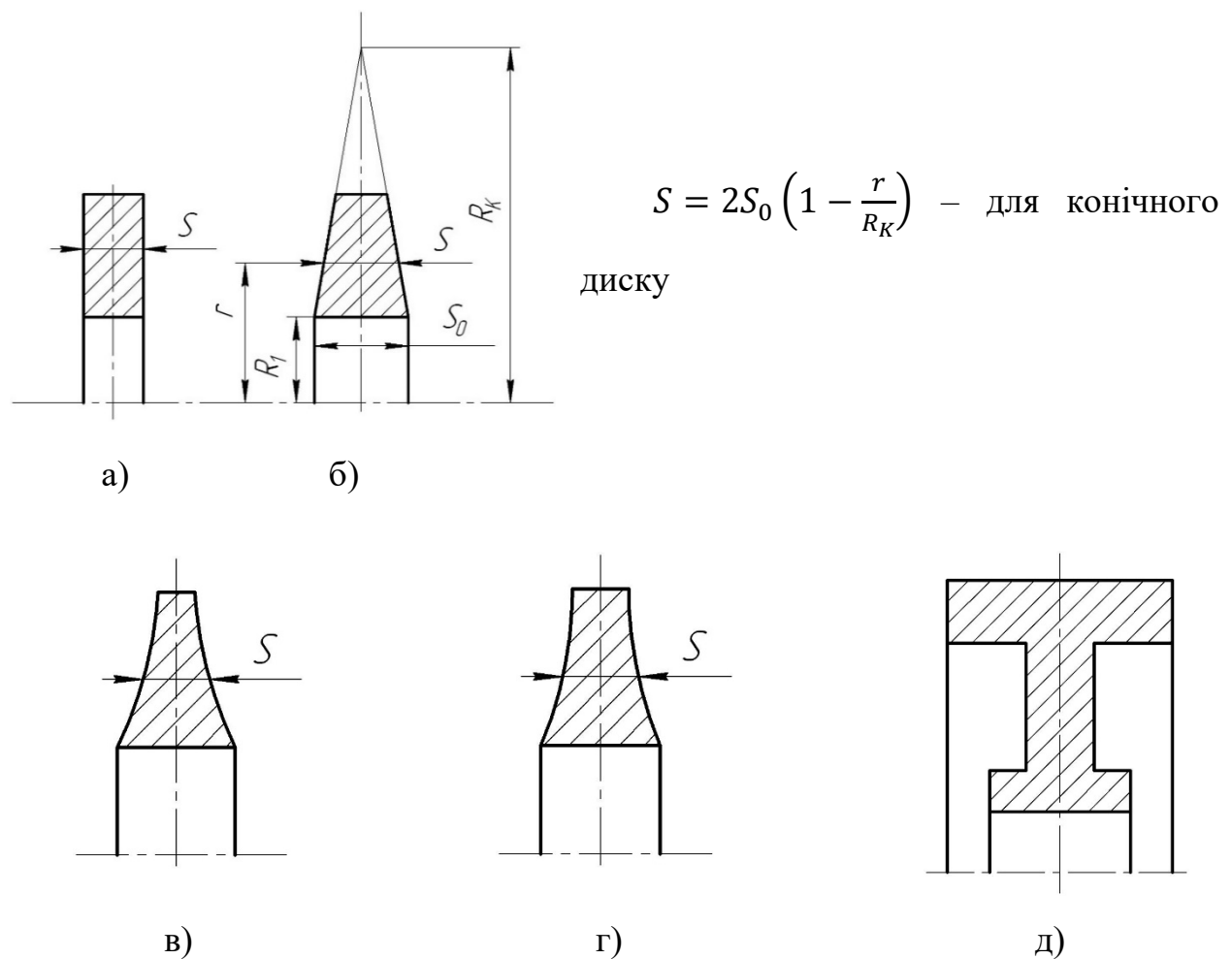
При невиконанні умови міцності необхідно збільшити товщину стінки, наприклад, на 1 мм на довжині зони крайового ефекту, і повторити розрахунок до виконання умови.

1.5 Розрахунок днища та борта ротора центрифуги

1.5.1 Конструкції днищ барабанів центрифуг та сепараторів

Диски, що швидко обертаються є важливим робочим елементом барабанів центрифуг, а також цілого ряду іншого хімічного обладнання. У залежності від конфігурації перерізу розрізняють диски простої і складної форми.

Розглянемо класифікацію та конструкції днищ. Диски за геометричною формою бувають – диск постійної товщини (рис. 1.29, а), конічний диск (рис. 1.29, б), гіперболічний диск (рис. 1.29, в), показовий диск (рис. 1.29, г), диск складної геометричної форми (рис. 1.29, д) [11, 17].



а) постійної товщини; б) конічний; в) гіперболічний, г) показовий;
д) складної форми

Рисунок 1.29 – Конструктивні форми дисків, що обертаються

Поміж дисків простого профілю найбільшою несучою здатністю володіють гіперболічні та показові, найменшою – диски постійної товщини. Несуча здатність конічних дисків займає проміжне положення.

Незважаючи на складну форму, гіперболічні і показові диски широко застосовують у техніці.

У роторах хімічного обладнання найбільше поширення отримали диски постійної товщини, навантажені по внутрішній поверхні радіуса R_1 радіальним напруженням σ_{r1} , яке виникає від посадки диску з натягом на вал, а по зовнішній поверхні радіуса R_2 – радіальним напруженням σ_{r2} , яке виникає внаслідок відцентрової дії різного виду лопаток, молотків чи інших елементів роторів [17].

Диски постійної товщини мають достатню несучу здатність. Наприклад, тонкий диск із сталі 20 із зовнішнім радіусом 0,4 м, внутрішнім 0,05 м допускає кутову швидкість $[\omega] = 342 \text{ с}^{-1}$, яка значно більше кутової швидкості нормальних центрифуг [11].

Розрахунок днища і борта необхідно починати з визначення напружень, які обумовлені відцентровою силою інерції власної маси. Після цього розраховують напруження, що викликані силою тиску рідини і крайовими навантаженнями.

У подальшому будемо розглядати лише диски постійної товщини.

1.5.2 Розрахунок днища за моделлю диска, що швидко обертається

1.5.2.1 Обґрунтування моделі тонкостінного диска, що швидко обертається

Днище і борт ротора центрифуги – це деталі обертання, навантажені розподіленими силами, що симетричні осі. Розрахунковою моделлю днища і борта є пластина – суцільна ⁷ і кільцева (при наявності центрального отвору).

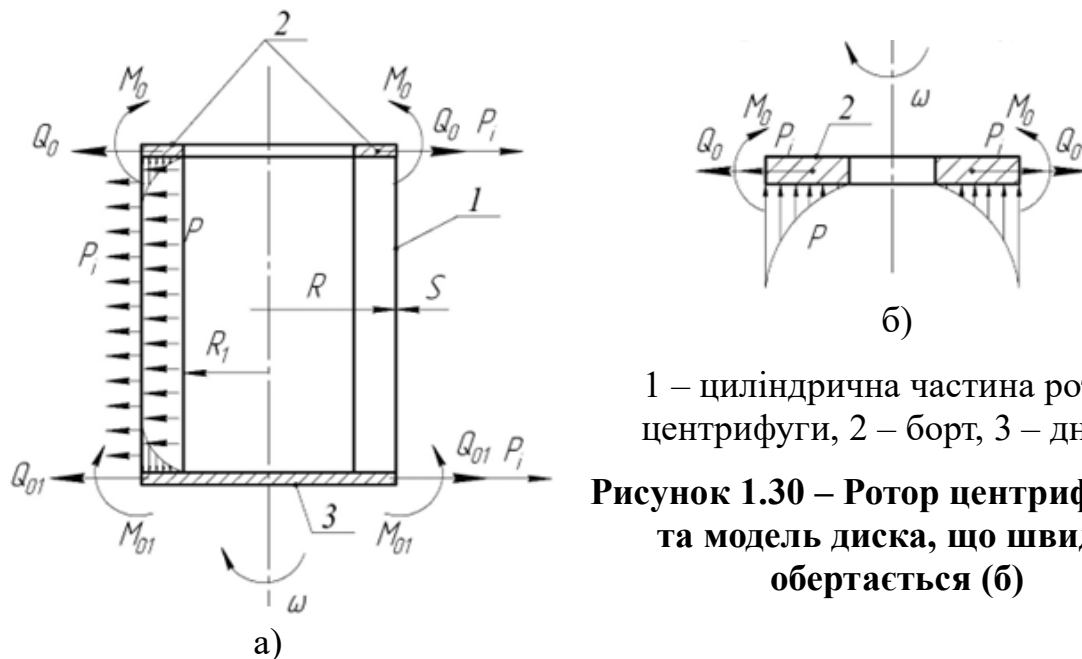
⁷ Варто пам'ятати, що «суцільним» днище називається умовно, так як днище має центральний отвір у ступиці для кріплення валу, яким нехтують.

Якщо деталь навантажено лише відцентровою силою інерції власної маси, то в якості розрахункової моделі приймають обертальний диск – частинний випадок пластини. Для центрифуг, диски та пластини можна вважати тонкими, що дозволяє нехтувати напруженнями і переміщеннями в напрямку нормалі до серединної поверхні [11].

Розрахункова схема днища та борта – диск, що швидко обертається, зображена на рисунку 1.30, (поз. 2, 3).

Допущення:

- 1) всі діючі навантаження розподілені симетрично відносно осі;
- 2) геометрична форма – симетрична відносно осі;
- 3) матеріал – однорідний, ізотропний;
- 4) матеріал діє в межах закону Гука;
- 5) моделі: диск, що швидко обертається; пластина.



1 – циліндрична частина ротора центрифуги, 2 – борт, 3 – днище
Рисунок 1.30 – Ротор центрифуги (а) та модель диска, що швидко обертається (б)

1.5.2.2 Напруження, обумовлені відцентровою силою інерції в диску постійної товщини

Матеріал викладено за авторами [11 – 13, 17, 20].

Розглянемо диск з радіусом R , який має постійну товщину S та центральний отвір з радіусом R_1 , що швидко обертається (рисунок 1.31, а). У

результаті обертання виникають радіальні σ_r і кільцеві σ_t напруження. Оскільки диск симетричний відносно осі, напруження і переміщення залежать тільки від радіуса r .

У тілі диска виділимо елемент, який обмежений двома діаметральними площинами і двома концентричними циліндрами з радіусами r та $r + dr$ (рисунок 1.31, б).

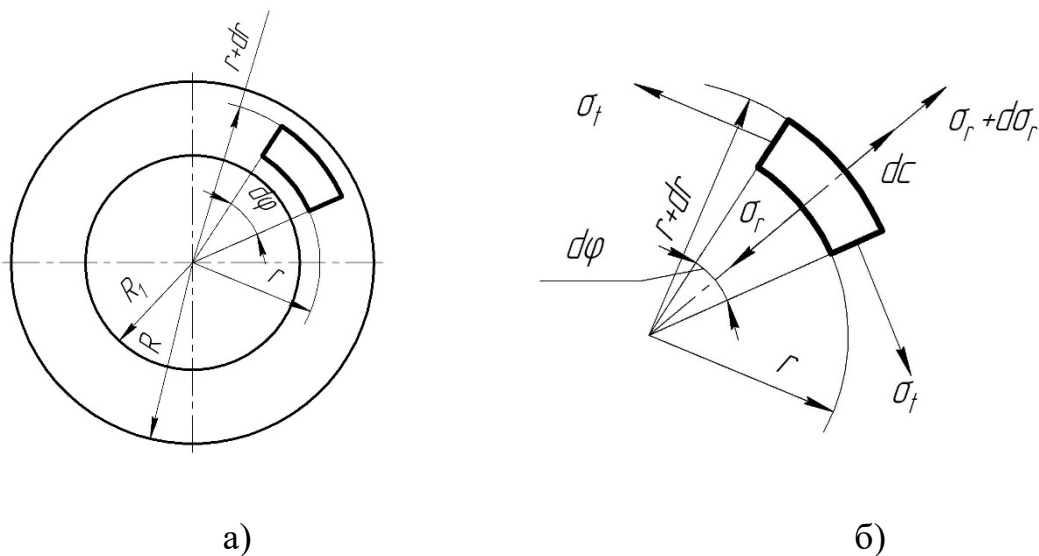


Рисунок 1.31 - Диск постійної товщини, що обертається (а) та виділений елемент (б)

Діаметральні перерізи – це площини симетрії. Дотичні напруження в таких площинах, як відомо, відсутні. Інші поверхні елемента будуть також вільні від дотичних напружень внаслідок теореми про парність. Таким чином, σ_r і σ_t – головні нормальні напруження, $\sigma_N = 0$.

У даному випадку, крім сил, що діють на елемент, необхідно взяти до уваги також відцентрову силу. Елементарна відцентрова сила dC , яка діє на виділений елемент, дорівнює добутку маси елемента dm на відцентрове прискорення ω :

$$dC = dm \cdot \omega^2 \cdot r$$

де $dm = r \cdot d\varphi \cdot dr \cdot 1 \cdot \rho$ – маса виділеного елемента dr , де $S = 1$ – товщина диска.

Тоді

$$dC = dm\omega^2 r = rd\varphi dr \rho \omega^2 r S = r \cdot d\varphi \cdot dr \cdot \rho \omega^2 r$$

де ρ та S – густина матеріалу днища та товщина диска відповідно.

Розглянемо рівновагу виділеного елемента. Спроектуємо всі сили на бісектрису кута $d\varphi$:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot (r + dr)d\varphi \cdot 1 - \sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot 1 - 2\sigma_t dr \cdot 1 \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + dC = 0$$

Спростимо, так як кут φ малий:

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$$

Перетворимо та підставимо dC :

$$d\sigma_r \cdot r \cdot d\varphi + \sigma_r \cdot dr \cdot d\varphi + d\sigma_r \cdot dr \cdot d\varphi - \sigma_t \cdot dr \cdot d\varphi + \rho \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot d\varphi \cdot dr = 0$$

Доданок $d\sigma_r \cdot dr \cdot d\varphi$ вищого порядку малості ніж інші, тому ним можна знехтувати. Скоротимо все на $d\varphi$, отримаємо *рівняння рівноваги елемента* (1.67):

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{\sigma_t - \sigma_r}{r} - \rho\omega^2 r \quad (1.67)$$

де $\rho\omega^2 r$ – включене навантаження.

Маємо одне рівняння і статично невизначену систему. До системи треба додати ще рівняння.

Напруження σ_r і σ_t не залежать одне від одного, і рівняння (1.67) може бути перетворене в рівняння з одним невідомим. Для цього необхідно розглянути геометричну і фізичну сторони задачі.

Розглянемо геометричну сторону задачі (рисунок 1.32). Нехай в радіальному напрямі відносна деформація становить ε_r , а в кільцевому ε_t .

Визначимо ε_r та ε_t – відносні деформації в радіальному напрямку та кільцевому напрямку диска відповідно за законом Гука:

$$\varepsilon_r = \frac{u + du - u}{dr} = \frac{du}{dr}$$

де u – переміщення в радіальному напрямку.

$$\varepsilon_t = \frac{(r + u)d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{u}{r}$$

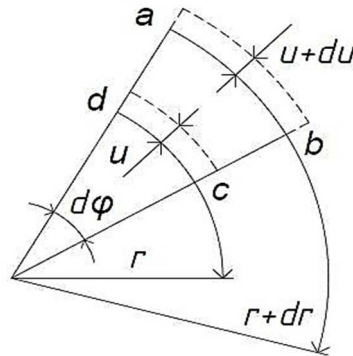


Рисунок 1.32 – Схема до розрахунку геометричної сторони задачі

Візьмемо похідну $\frac{d\varepsilon_t}{dr}$ та отримаємо рівняння рівноваги з геометричної точки зору:

$$\frac{d\varepsilon_t}{dr} = \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} \right) = \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_t}{r} \quad (1.68)$$

Розглянемо фізичну (третю) сторону задачі, запишемо рівняння стану матеріалу – за узагальненим законом Гука (закон встановлює зв'язок між ε_r та ε_t й σ_r і σ_t , тобто між деформаціями та напруженнями):

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu\sigma_t) \quad (1.69)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu\sigma_r) \quad (1.70)$$

Знайдемо із рівнянь (1.69) та (1.70) величину $(\varepsilon_r - \varepsilon_t)$:

$$\varepsilon_r - \varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_r - \sigma_t)(\mu + 1)$$

З урахуванням рівнянь (1.69) та (1.70) рівняння (1.68) можна представити у вигляді:

$$\frac{d\varepsilon_t}{dr} = \frac{1}{E} \left(\frac{d\sigma_r}{dr} - \mu \frac{d\sigma_t}{dr} \right)$$

Ділимо на r і підставляємо все в праву частину рівняння (1.68):

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \mu \frac{d\sigma_t}{dr} = \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} (1 + \mu) \quad (1.71)$$

З рівняння (1.67) знайдемо $(\sigma_r - \sigma_t)/r$:

$$\frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = -\frac{d\sigma_r}{dr} - \rho\omega^2 r$$

Підставимо в (1.71):

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \mu \frac{d\sigma_t}{dr} = -(1 + \mu) \left(\frac{d\sigma_r}{dr} - \rho\omega^2 r \right)$$

Після перетворень:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} = -(1 + \mu)\rho\omega^2 r$$

Проінтегруємо та отримаємо інтеграл цього виразу:

$$\sigma_r + \sigma_t = -(1 + \mu) \frac{\rho \cdot \omega^2 r^2}{2} + A \quad (1.72)$$

де A – постійна інтегрування.

З (1.67) знайдемо σ_t і підставимо в рівняння (1.72):

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} + 2\sigma_r = -(1 + \mu) \frac{\rho \cdot \omega^2 r^2}{2} + A$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} + 2\sigma_r = \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (\sigma_r \cdot r^2)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (\sigma_r \cdot r^2) = A - \frac{3 + \mu}{2} \rho\omega^2 r^2$$

$$\frac{d}{dr} (\sigma_r \cdot r^2) = Ar - \frac{3 + \mu}{2} \rho\omega^2 r^3$$

Проінтегруємо і здійснивши необхідні перетворення, отримаємо формулу для знаходження радіального напруження σ_r :

$$\sigma_r = -\frac{3 + \mu}{8} \rho\omega^2 r^2 + \frac{A}{2} + \frac{B}{r^2} \quad (1.73)$$

де B – постійна інтегрування.

Знайдемо кільцеве напруження σ_t із рівняння (1.72) підставивши рівняння (1.73):

$$\sigma_t = -\frac{1 + 3\mu}{8} \rho\omega^2 r^2 + \frac{A}{2} - \frac{B}{r^2} \quad (1.74)$$

У формулах (1.73) та (1.74) A та B — постійні інтегрування, які мають бути визначені з умов на контурі диска.

При визначенні постійних інтегрування розглянемо два випадки:

- 1) диск з отвором у центрі (кільцевий диск),
- 2) суцільний диск.

Залежності для напружень в кільцевому диску [11, 20].

Розглянемо кільцевий диск (рисунок 1.33). Зробимо такі припущення:

1. Диск нічим не навантажений зовні і в середині.
2. Обертається з кутовою швидкістю ω .

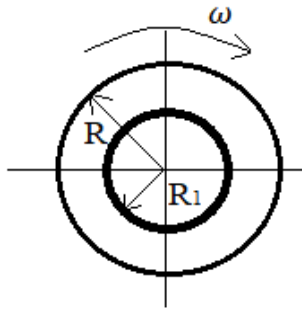


Рисунок 1.33 – Схема до визначення напружень кільцевого диска, що швидко обертається

Знайдемо A і B , постійні інтегрування. Як уже зазначалось, вони визначаються з граничних умов. Задаємо початкові умови.

Для диска з центральним отвором (кільцевий диск) напруження σ_r повинне бути рівне нулю, тобто на внутрішньому та зовнішньому контурах диска радіальні напруження відсутні:

1. $r = R_1 \rightarrow \sigma_r = 0$.
2. $r = R \rightarrow \sigma_r = 0$.

Підставляємо в рівняння (1.73), при $r = R$ та при $r = R_1$:

$$-\frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 R_1^2 + \frac{A}{2} + \frac{B}{R_1^2} = 0$$

$$-\frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 R^2 + \frac{A}{2} + \frac{B}{R^2} = 0$$

та отримаємо:

$$A = \frac{3 + \mu}{4} \rho \cdot \omega^2 (R_1^2 + R^2)$$

$$B = -\frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 \cdot R_1^2 \cdot R^2$$

Тоді з урахуванням постійних інтегрування:

$$\sigma_r = \frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 \left[R_1^2 + R^2 - \frac{R_1^2 \cdot R^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (1.75)$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 \left[R_1^2 + R^2 + \frac{R_1^2 \cdot R^2}{r^2} - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r^2 \right] \quad (1.76)$$

Розрахунок на міцність кільцевого диска

Матеріал диска знаходиться у плоскому напруженому стані. Напруження σ_r і σ_t – розтягуючі у будь-якій точці диска. Порівнюючи вирази (1.75) і (1.76) та рисунок 1.34, переконуємось, що σ_t завжди більше σ_r .

Із формули (1.76) і розрахунку випливає, що максимальне значення σ_t буде на внутрішній поверхні диска (рисунок 1.34).

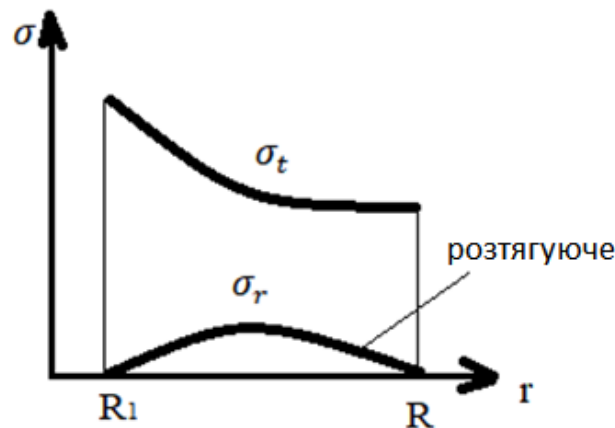


Рисунок 1.34 – Зміна напружень залежно від відстані до осі обертання диска

При перевірці міцності диска відповідно до енергетичної теорії або теорії найбільших дотичних напружень **умова міцності** буде:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{екв}} \leq \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_3 = 0$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_{tmax}$$

$$\sigma_{tmax} \leq [\sigma]$$

$\sigma_1 = \sigma_t$ при $r = R_1$, тоді умова міцності:

$$\frac{3 + \mu}{8} \rho \cdot \omega^2 \left[R_1^2 + 2R^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} R_1^2 \right] \leq [\sigma] \quad (1.77)$$

Допустима кутова швидкість з умови міцності:

$$[\omega] = 2 \sqrt{\frac{2[\sigma]}{\rho(3 + \mu) \left[R_1^2 + 2R^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} R_1^2 \right]}} \quad (1.78)$$

Умова міцності:

$$\omega \leq [\omega]$$

Радіальне переміщення в кільцевому диску ΔR

Радіальне переміщення ΔR знайдемо із виразу:

$$\varepsilon_t = \frac{u}{R} = \frac{\Delta R}{R}$$

або використовуючи закон Гука:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu\sigma_r)$$

Тому ($u = \Delta R$):

$$\Delta R = \frac{R}{E} (\sigma_t - \mu\sigma_r)$$

Висновок: переміщення не залежать від товщини диска.

Якщо підставити значення напружень σ_t та σ_r , то отримаємо вираз для радіального переміщення в диску:

$$\Delta R = \frac{\mu^2 - 1}{8E} \rho \omega^2 \left[r^3 - \frac{3 + \mu}{1 + \mu} (R^2 + R_1^2) \cdot r - \frac{3 + \mu}{1 - \mu} R^2 \frac{R_1^2}{r} \right] \quad (1.79)$$

Напруження і радіальне переміщення залежно від відстані до осі обертання диска зображено на рисунку 1.35.

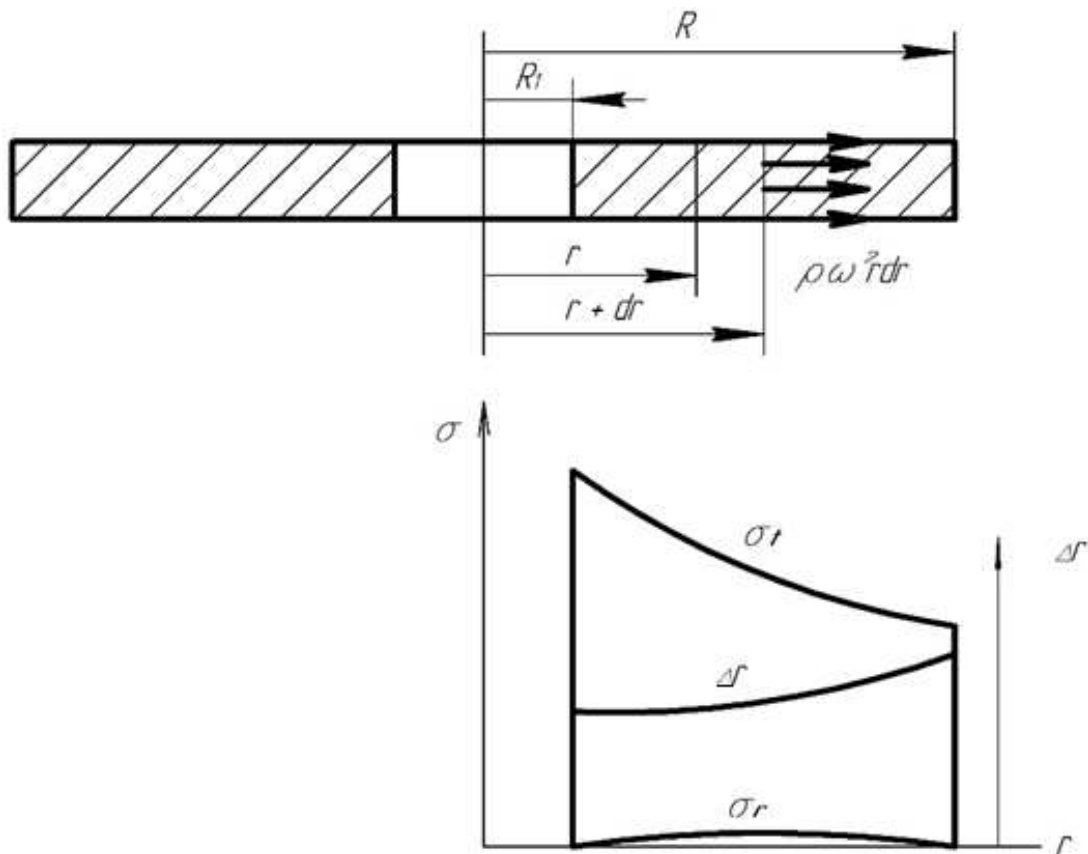


Рисунок 1.35 – Напруження і радіальне переміщення в залежності від відстані до осі обертання диска

Залежності для напружень в суцільному диску [11, 13, 20]

Розглянемо суцільний диск, що швидко обертається (рисунок 1.36). Знайдемо постійні інтегрування A і B для цього випадку.

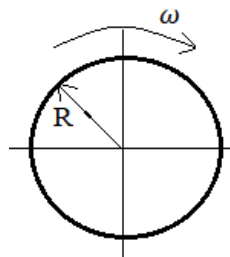


Рисунок 1.36 – Суцільний диск, що швидко обертається

У центрі суцільного диска напруження повинні мати кінцеве значення. Для цього у формулах (1.73) та (1.74) необхідно покласти, що $B = 0$ (це пов'язано з тим, що у центрі диска, при $r = 0 - B/r^2 \rightarrow \infty$, тому, щоб не

порушувати фізичні закони, приймається $B = 0$). Постійну A визначимо з граничної умови на зовнішній поверхні:

$$\text{при } r = R \rightarrow \sigma_r = 0$$

Підставимо в (1.73), тоді отримаємо:

$$A = \frac{3 + \mu}{4} \rho \omega^2 R^2$$

Тоді отримаємо значення напружень у суцільному диску:

$$\sigma_r = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 [R^2 - r^2] \quad (1.80)$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 R^2 - \frac{1 + 3\mu}{8} \rho \omega^2 r^2 = \rho \omega^2 \left[\frac{3 + \mu}{8} R^2 - \frac{1 + 3\mu}{8} r^2 \right] \quad (1.81)$$

Зміна напружень у суцільному диску зображена на рисунку 1.37.

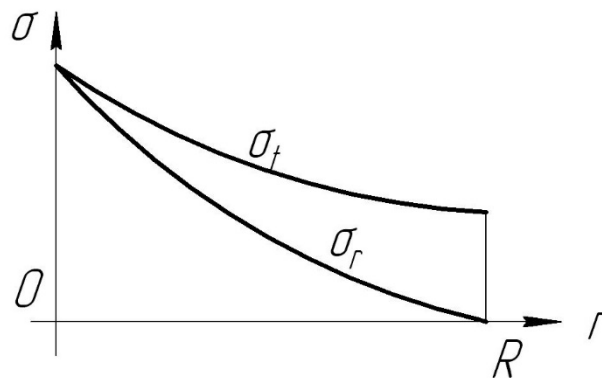


Рисунок 1.37 – Зміна напружень у суцільному диску

Розрахунок на міцність (перевірка працездатності) суцільного диска

Запишемо умову міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3$$

Аналіз напруженого стану:

$$\sigma_1 = \sigma_t$$

$$\sigma_2 = \sigma_r$$

Тоді умова міцності суцільного диска буде:

$$\sigma_{t\text{max}} \leq [\sigma]$$

$$\frac{3 + \mu}{8} \rho \omega^2 R^2 \leq [\sigma] \quad (1.82)$$

Допустима кутова швидкість:

$$[\omega] = 2 \sqrt{\frac{2[\sigma]}{(3 + \mu)\rho R^2}} = \frac{2}{R} \sqrt{\frac{2[\sigma]}{\rho(3 + \mu)}} \quad (1.83)$$

Умова міцності по допустимій швидкості:

$$\omega \leq [\omega]$$

Деформація суцільного диска

$$u = \frac{R}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r)$$

Отримано, що зміна напружень вздовж радіусу диска постійної товщини дуже значна. Найбільш нерівномірний розподіл напружень має місце у дисках постійної товщини з отвором у центрі (рисунки 1.34 або 1.35).

При розрахунку подібних дисків доводиться орієнтуватися на найбільше напруження внутрішнього краю диска, що обмежує можливість підвищення граничних швидкостей.

Для досягнення високих швидкостей обертання диски доводиться робити зі змінною товщиною, що зменшується від центру до краю диска. Найбільш вигідним є такий профіль диска, в якому напруження у всіх точках диска зберігають постійне значення.

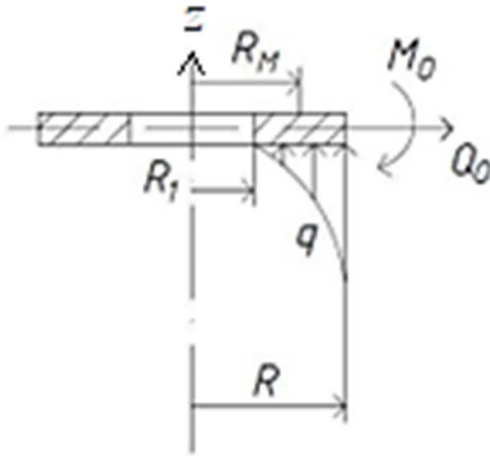
1.5.3 Розрахунок днища за моделлю пластини

Матеріал викладено за джерелами [11, 13, 21, 22].

На днище і борт ротора центрифуги, окрім відцентрової сили інерції, діють розподілене навантаження q , крайові момент M_0 та сила Q_0 , які виникають у місці з'єднання днища та обичайки. При таких навантаженнях днище зводимо до розрахункової моделі – пластини⁸, що працює на вигин.

⁸ Пластина – пласке тіло, обмежене двома поверхнями, відстань між якими мала, порівняно з розмірами самої поверхні. Середина поверхня пластини являє собою площину. Цим пластини відрізняються від оболонок, у яких середина поверхня не є пласкою.

Розглянемо пластину радіусом R з постійною товщиною S та внутрішнім радіусом R_1 . Зобразимо розрахункову схему пластини (рисунок 1.38).



R_M – радіус внутрішньої поверхні шару рідини, M_0 , Q_0 – крайові навантаження, (діють рівномірно по краю),
 q – розподілене навантаження, тиск в шарі рідини

Рисунок 1.38 – Модель диска – пластина, $S \ll R$

Розподілене навантаження – результат виникнення тиску в шарі рідини. У подальших розрахунках розподілене навантаження представимо у вигляді:

$$q = q_0(r^2 - R_M^2) \quad (1.84)$$

де $q_0 = \frac{\rho c \omega^2}{2}$, а r та R_M – відповідно поточний і внутрішній радіус шару рідини.

Розподілене навантаження прикладене на ділянці $R_M \leq r \leq R$. Його значення може змінюватися за рахунок кутової швидкості $[\omega]$ і ступеня заповнення ротора ψ . Змінюючи ступінь заповнення, ми можемо змінювати як величину q , так і площу ділянки, до якої вона прикладена.

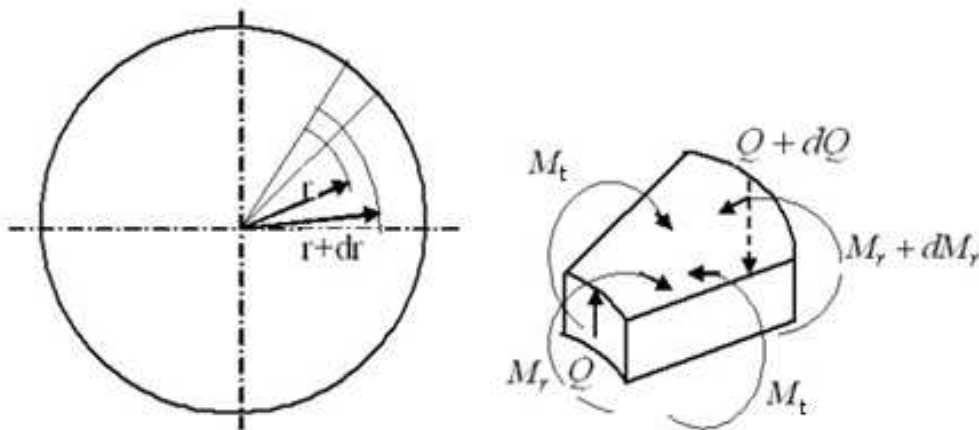
Крайовий момент M_0 і сила Q_0 обумовлені різною жорсткістю днища і обичайки, яка з ним з'єднується. Значення M_0 та Q_0 можуть бути змінені за допомогою конструктивних рішень. Наприклад, створення плавного спряження деталей тягне за собою зменшення крайових навантажень. Момент M_0 може бути зменшений навіть до нуля у роз'ємному з'єднанні.

Розподілене навантаження q і крайовий момент M_0 викликають вигин днища, а крайова сила Q_0 – розтягування (стискання). Тому розв'язання задачі

потрібно розділити на дві – задачу про вигин пластини і задачу про вісесиметричне розтягування.

Під дією тиску пластина згинається і змінює свою кривизну одночасно у двох площинах, утворюється слабо зігнута поверхня двоякої кривизни. Вважаємо, що прогин пластини під тиском буде набагато менше товщини пластини s . Тому можна вважати основними напруженнями такі, що виникають від вигину і не враховувати напруження розтягу серединної поверхні. Зобразимо розрахункову модель (рисунок 1.39).

Розподілене навантаження (тиск) спричинює появу радіального M_r і кільцевого M_t згинаючих моментів, а також поперечної сили Q [22].



M_r – радіальний момент, M_t – кільцевий момент, Q – поперечна сила

Рисунок 1.39 – Виділений елемент та навантаження, що діють на нього

1.5.3.1 Вигин пластини

Матеріал викладено за джерелами [11, 13, 21, 22].

Напруження в перерізах пластини

В основу інженерного розрахунку плоских пластин на вигин покладені гіпотеза Кірхгофа про прямі нормалі⁹ і припущення про відсутність напружень

⁹ Гіпотеза Кірхгофа про прямі нормалі - точки, розміщені на деякій прямій, перпендикулярній до серединної поверхні до деформації, залишаються на прямій, яке є нормаллю до цієї поверхні після деформації пластини.

у площинах, паралельних серединній поверхні. Таким чином, пластина знаходиться у плоскому напруженому стані [21].

Під час деформації серединна поверхня прогинається на величину W , а нормаль до неї повертається на кут φ (рисунок 1.40). Між цими величинами існує залежність $\varphi = -\frac{dW}{dr}$.

Відносну деформацію на відстані z від серединної поверхні знайдемо по залежностям, (рисунок 1.41):

- в радіальному напрямку:

$$\varepsilon_r = z \frac{d\varphi}{dr}$$

- в кільцевому:

$$\varepsilon_t = z \frac{\varphi}{r}$$

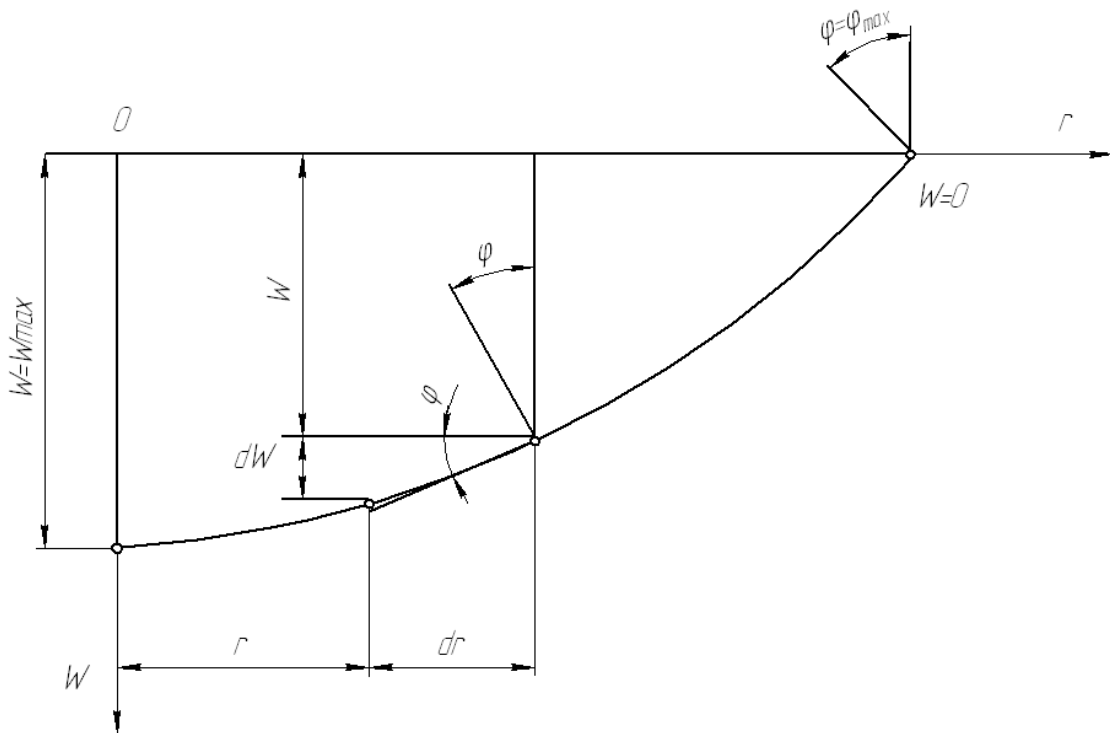
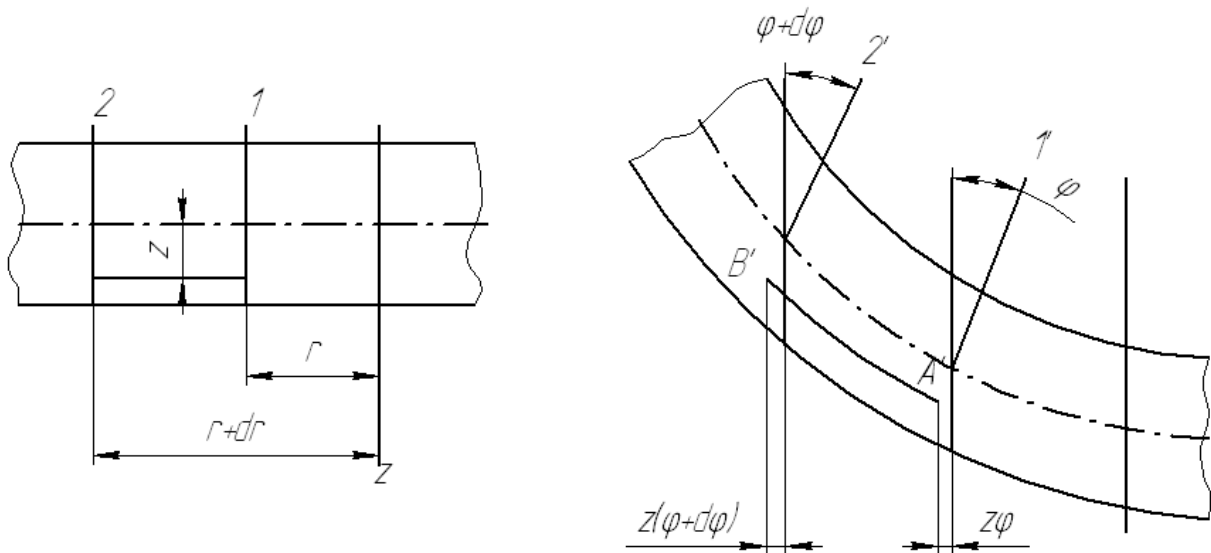


Рисунок 1.40 – Кут повороту нормалі до серединної поверхні пластини в залежності від вигину



1, 2 – нормалі до серединної поверхні, z – відстань від серединної поверхні,
 $r, r + dr$ – відстані, координата

Рисунок 1.41 – Схема до визначення відносної деформації

У відповідності до узагальненого закону Гука:

$$\sigma_r = \frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) \quad (1.85)$$

$$\sigma_t = \frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \quad (1.86)$$

Переходячи від нормальних напружень до моментів у перерізах і використовуючи формули (1.85) і (1.86), встановлюємо залежності:

- радіального згинаючого моменту M_r :

$$M_r = \int_{-\frac{s}{2}}^{\frac{s}{2}} \sigma_r z dz$$

- кільцевого згинаючого моменту M_t :

$$M_t = \int_{-\frac{s}{2}}^{\frac{s}{2}} \sigma_t z dz$$

Проінтегруємо:

$$M_r = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) \quad (1.87)$$

$$M_t = D \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \quad (1.88)$$

де $D = \frac{Es^3}{12(1-\mu)^2}$ – жорсткість вигнутої пластини, E – модуль повздовжньої пружності, μ – коефіцієнт Пуассона, s – товщина пластини.

Порівнюючи формули (1.85) і (1.86) з (1.87) та (1.88), підставляючи D , отримуємо залежності для головних напружень:

$$\sigma_r = \pm \frac{12M_r z}{s^3}$$

$$\sigma_t = \pm \frac{12M_t z}{s^3}$$

Максимальні значення напружень будуть на поверхні пластини при $z = \pm \frac{s}{2}$, отже [11, 13]:

$$\sigma_r = \pm \frac{6M_r}{s^2} \quad (1.89)$$

$$\sigma_t = \pm \frac{6M_t}{s^2} \quad (1.90)$$

де s – товщина пластини.

Для обчислення значень напружень необхідно визначити внутрішні навантаження у перерізах пластини.

Навантаження в перерізах пластини

У круглій пластині виділимо елемент, перетинаючи пластину двома діаметральними площинами і двома концентричними циліндрами (рисунок 1.42).

Для визначення радіального M_r та кільцевого M_t моментів створюється умова рівноваги елемента. Для цього складаються рівняння моментів відносно вісі y , всі моменти проєктуються на бісектрису кута $d\varphi$, відкидаються усі величини вищого порядку малості, після перетворень отримують:

$$M_r + r \frac{dM_r}{dr} - M_t + Qr = 0$$

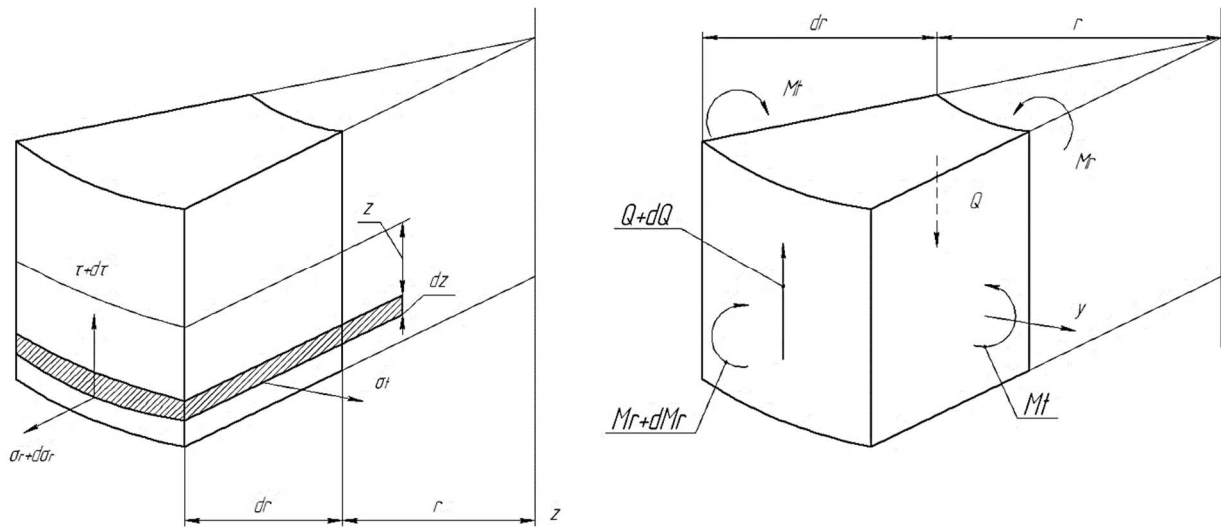


Рисунок 1.42 – Напруження та внутрішні навантаження в перерізах пластини

Підставляючи значення моментів з (1.87), (1.88), отримуємо диференціальне рівняння:

$$D \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (\varphi \cdot r) \right) + Q = 0$$

Інтегрування цього рівняння не представляє складності. Але результати його рішення громіздкі і не зручні для обчислення. Тому для пластини, навантаженої декількома зусиллями, отримують часткові рішення для кожного зусилля і потім додають результати.

Обґрунтоване рішення при декількох навантаженнях отримано за допомогою *метода початкових параметрів*, який запропонував Соколов С.М. При цьому використано вирівнювання постійних інтегрування [13].

Пластину ділять на ділянки (рисунок 1.43). Початок ділянки вибирають в точці, де прикладена сила, момент або, де починається розподільче навантаження. За початкові параметри приймають прогин W_0 і моменти M_{r0} і M_{t0} в центрі суцільної пластини або на внутрішньому контурі кільцевої пластини.

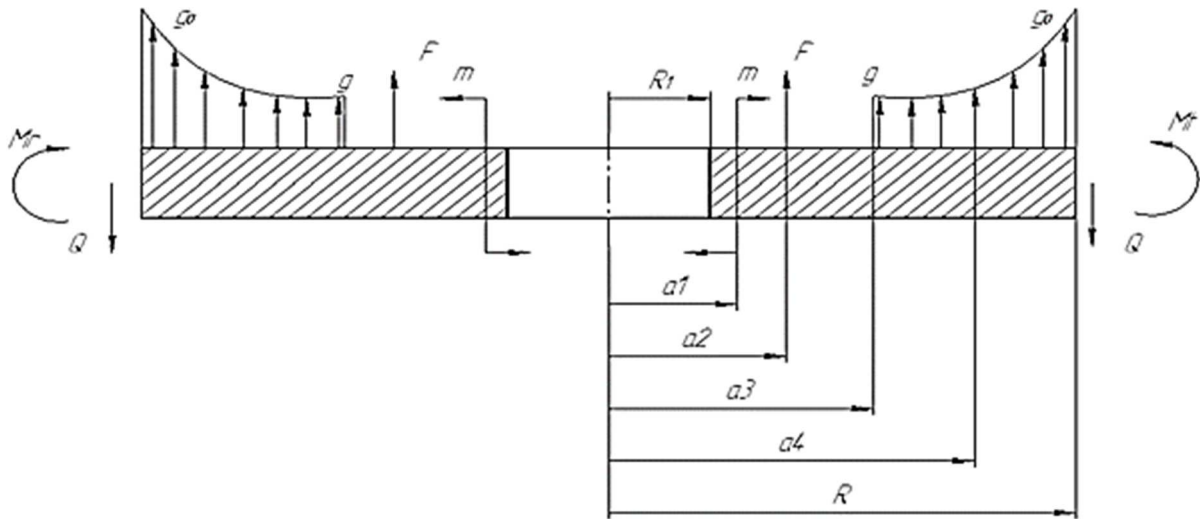


Рисунок 1.43 – Кругла пластина з різними видами навантажень

Приведемо обґрунтоване рішення, яке дозволяє визначити моменти M_t та M_r , прогин DW і кут повороту нормалі $D\varphi$ на будь-якій відстані від осі пластини:

$$M_r = M_{r0}\psi_{rr} + M_{t0}\psi_{rt} + m\psi_{rm} + F\psi_{rf} + qr^2\psi_{rq} + q_0r^4\psi_{rq_0}$$

$$M_t = M_{r0}\psi_{tr} + M_{t0}\psi_{tt} + m\psi_{tm} + F\psi_{tf} + qr^2\psi_{tq} + q_0r^4\psi_{tq_0}$$

$$D\varphi = M_{r0}r\psi_{\varphi r} + M_{t0}r\psi_{\varphi t} + mr\psi_{\varphi m} + Fr\psi_{\varphi f} + qr^3\psi_{\varphi q} + q_0r\psi_{\varphi q_0}^5$$

$$DW = DW_0 + M_{r0}r^2\psi_{wr} + M_{t0}r^2\psi_{wt} + mr^2\psi_{wm} + Fr^2\psi_{wf} + qr^4\psi_{wq} \\ + q_0r^6\psi_{wq_0}$$

де m – розподільчий момент (див. рисунок 1.43); F – розподільча сила (на рисунку 1.43); q – постійне розподільче навантаження; $q_0 = \frac{\rho_c\omega^2}{2}$; $\psi_{i,j}$ – супроводжуючі функції, M_{r_0}, M_{t_0}, W_0 – початкові параметри (моменти і прогин).

Формули для визначення супроводжуючих функцій, що входять у рівняння для моментів [11, 13]:

$$\psi_{rr} = \frac{1}{2}(1 + \lambda^2)$$

$$\psi_{rt} = \frac{1}{2}(1 - \lambda^2)$$

$$\begin{aligned}
\psi_{rm} &= \frac{1}{2}[(1 + \mu) + (1 - \mu)\lambda_1^2] \\
\psi_{rf} &= \frac{1}{8\pi}[(1 - \mu)(1 - \lambda_2^2) - (1 + \mu) \ln \lambda_2^2] \\
\psi_{rq} &= \frac{1}{16}\{3 + \mu - \lambda_3^2[4 - (1 - \mu)\lambda_3^2 - 2(1 + \mu) \ln \lambda_3^2]\} \\
\psi_{rq_0} &= \frac{1}{96}\{5,3 - \lambda_4^2[19,8 - 15,9\lambda_4^2 + 1,4\lambda_4^2 + 7,8\lambda_4^2 \ln \lambda_4^2]\} \\
\psi_{tr} &= \psi_{rt} \\
\psi_{tt} &= \psi_{rr} \\
\psi_{tm} &= \frac{1}{2}[(1 + \mu) - (1 - \mu)\lambda_1^2] \\
\psi_{tf} &= -\frac{1}{8\pi}[(1 - \mu)(1 - \lambda_2^2) + (1 + \mu) \ln \lambda_2^2] \\
\psi_{tq} &= \frac{1}{16}\{1 + 3\mu - \lambda_3^2[4\mu + \lambda_3^2(1 - \mu) - 2(1 + \mu) \ln \lambda_3^2]\} \\
\psi_{tq_0} &= \frac{1}{96}\{2,5 - \lambda_4^2[11,4 - 7,5\lambda_4^2 + 7,8\lambda_4^2 \ln \lambda_4^2]\}
\end{aligned}$$

У приведених розрахункових залежностях:

$$\lambda = \frac{R_1}{r}; \quad \lambda_1 = \frac{a_1}{r}; \quad \lambda_2 = \frac{a_2}{r}; \quad \lambda_3 = \frac{a_3}{r}; \quad \lambda_4 = \frac{a_4}{r}$$

де λ – безрозмірна відстань, r – поточний радіус, відстані a_1, a_2, a_3, a_4 показані на рисунку 1.43.

Залежності для визначення решти супроводжуючих функцій не наводимо, так як залежності складні і громіздкі, а їх значення беруться з довідкових таблиць Соколова С.М. [13].

Застосування розрахункових залежностей розглянемо на прикладах.

Приклад 1. Визначити вигинаючі моменти M_r і M_t в кільцевій пластині, навантаженій розподільчим навантаженням $q = \frac{\rho_c \omega^2}{2}(R^2 - R_M^2)$, де R_M – внутрішній радіус шару навантаження (рисунок 1.44).

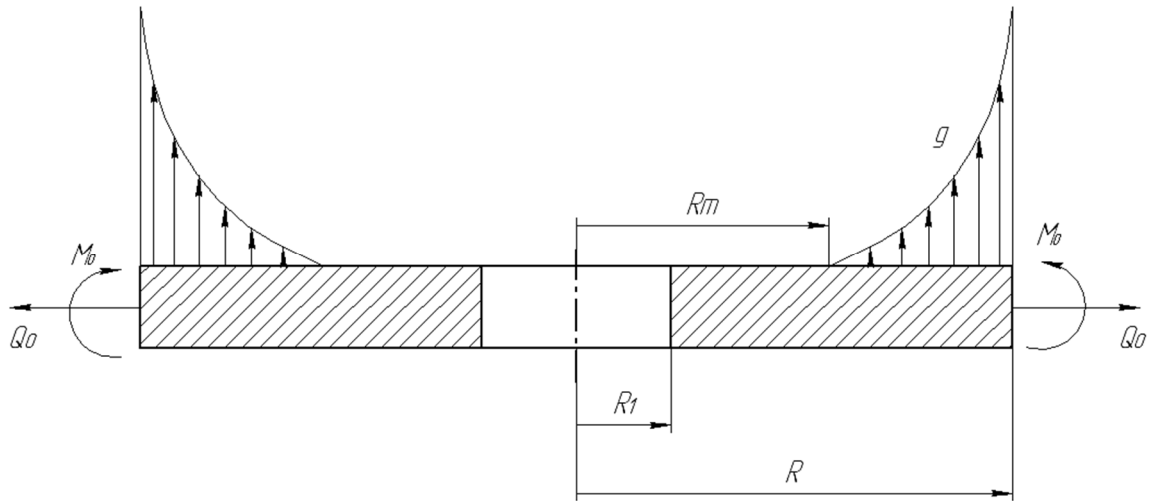


Рисунок 1.44 – Кругла кільцева пластина під дією розподільчого навантаження q , крайового момента M_0 і розтягуючої сили Q_0

Рівняння для знаходження згинаючих моментів мають вигляд:

$$M_r = M_{r0}\psi_{rr} + M_{t0}\psi_{rt} + q_0 r^4 \psi_{rq_0} \quad (1.91)$$

$$M_t = M_{r0}\psi_{tr} + M_{t0}\psi_{tt} + q_0 r^4 \psi_{tq_0} \quad (1.92)$$

На внутрішньому контурі кільцевої пластини радіальний згинаючий момент відсутній. Таким чином, початковий параметр $M_{r0} = 0$.

Для скорочення записів введемо позначення:

- при $R_1 \leq r \leq R_M$:

$$\psi_{rr} = \psi_{tt} = A; \quad \psi_{rt} = \psi_{tr} = B; \quad \lambda = \frac{R_1}{r}$$

- при $R_M < r < R$:

$$\psi_{rq_0} = C; \quad \lambda_4 = \frac{R_M}{r}; \quad \psi_{tq_0} = D$$

- на зовнішньому контурі при $r = R$:

$$\psi_{rt} = \psi_{tr} = A_1; \quad \psi_{rq_0} = D_1$$

З урахуванням граничної умови на зовнішньому контурі із рівняння (1.91) знаходимо M_{t0} :

$$0 = 0 + M_{t0}A_1 + q_0 R^4 D_1$$

$$M_{t0} = -\frac{q_0 R^4 D_1}{A_1}$$

На ділянці $R_1 \leq r \leq R_M$:

- моменти M_r і M_t :

$$M_r = M_{to}B; \quad M_t = M_{to}A;$$

- коефіцієнти:

$$A = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{R_1^2}{r^2} \right); \quad B = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right).$$

На ділянці $R_M < r < R$:

$$M_r = M_{to}B - q_0 r^4 C$$

$$M_t = M_{to}A - q_0 r^4 D$$

Слід пам'ятати, що величини A, B, C, D – змінні. Так, наприклад:

$$A = \psi_{tt} = \frac{1}{2} (1 + \lambda^2) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{R_1^2}{r^2} \right)$$

де $\lambda = \frac{R_1}{r}$.

За величинами поточних моментів визначають поточні напруження за формулами (1.89) та (1.90). За величинами поточних напружень визначають еквівалентне напруження та перевіряють умову міцності.

Приклад 2. Визначити моменти в перерізах кільцевої пластини, навантаженої на зовнішньому контурі крайовим моментом M_0 (рисунок 1.44).

Рівняння для знаходження згинаючих моментів:

$$M_r = M_{ro} \psi_{rr} + M_{to} \psi_{rt} \quad (1.93)$$

$$M_t = M_{ro} \psi_{rt} + M_{to} \psi_{tt} \quad (1.94)$$

На внутрішньому контурі момент $M_r = 0$, тому початковий параметр $M_{ro} = 0$.

Умову на зовнішньому контурі використовуємо для визначення початкового параметру M_{to} . При $r = R \rightarrow M_r = M_0$.

Аналогічно попередньому прикладу, введемо позначення: $A = \psi_{tt}$; $B = \psi_{rt} = \psi_{tr}$; $A_1 = \psi_{rt}$ при $r = R$.

Із рівняння (1.93):

$$M_0 = 0 + M_{to} A_1$$

знаходимо:

$$M_{t0} = \frac{M_0}{A_1}$$

Моменти в перерізах:

$$M_r = M_{t0} \psi_{rt} = \frac{M_0}{A_1} B$$

$$M_t = M_{t0} \psi_{tt} = \frac{M_0}{A_1} A$$

Величини A , B та A_1 – такі самі, як і в попередньому випадку.

За величинами поточних моментів визначають поточні напруження за формулами (1.89) та (1.90). За величинами поточних напружень визначають еквівалентне напруження та перевіряють умову міцності.

1.5.3.2 Вісесиметричний розтяг (стиск) пластини

Матеріал викладено за авторами [11, 13, 21, 22].

Сила Q_0 рівномірно розподілена по зовнішньому контуру пластини (див. рисунок 1.44). Якщо площа дії сили співпадає із серединною площиною пластини, то Q_0 викликає лише вісесиметричний розтяг або стиск. В іншому випадку розтяг буде супроводжуватися вигином пластини, що обумовлений моментом сили. Внутрішній контур також може бути навантажений силою Q_0 . У цьому випадку Q_0 – результат взаємодії тіла диску із ступицею днища.

Поділивши силу на товщину днища s , отримаємо навантаження, розподілене по площі. Подальший розрахунок напружень σ_r і σ_t не відрізняється від розрахунку напружень у товстостінній циліндричній ємкості під тиском. На **методі початкових параметрів** базуються наступні залежності:

$$\sigma_r = \sigma_{r0} \psi_{rr} + \sigma_{t0} \psi_{rt} \quad (1.95)$$

$$\sigma_t = \sigma_{r0} \psi_{tr} + \sigma_{t0} \psi_{tt} \quad (1.96)$$

Початкові параметри σ_{r0} і σ_{t0} визначаються граничними умовами, $\psi_{i,j}$ – супроводжуючі функції

Знайдемо початкові параметри σ_{r0} і σ_{t0} .

Розглянемо кільцевий диск, зовнішній контур якого навантажений розтягуючою силою Q_0 .

Внутрішній контур вільний від навантаження, тому початковий параметр $\sigma_{r0} = 0$.

Для визначення параметра σ_{t0} використовуємо другу граничну умову:

$$\sigma_{r0} = \frac{Q_0}{s} \text{ при } r = R.$$

Із рівняння (1.95):

$$\frac{Q_0}{s} = \sigma_{t0} B_1$$

звідки:

$$\sigma_{t0} = \frac{Q_0}{s B_1}$$

Далі можна знайти напруження на відстані r :

$$\sigma_r = \frac{Q_0}{s} \frac{B}{B_1}$$

$$\sigma_t = \frac{Q_0}{s} \frac{A}{B}$$

де $B_1 = \psi_{rt}$ при $r = R$.

Величини A , B такі самі, як і в попередніх випадках.

За величинами поточних напружень можна визначити еквівалентне навантаження та перевірити умову міцності.

Розрахунок на міцність

Зобразимо залежності для сумарних напружень від дії крайового моменту та крайової сили залежно від поточного радіусу r на рисунку 1.45. Як бачимо, $\sum \sigma_t$ більше за $\sum \sigma_r$, максимальне значення $\sum \sigma_t$ на внутрішньому радіусі R_1 .

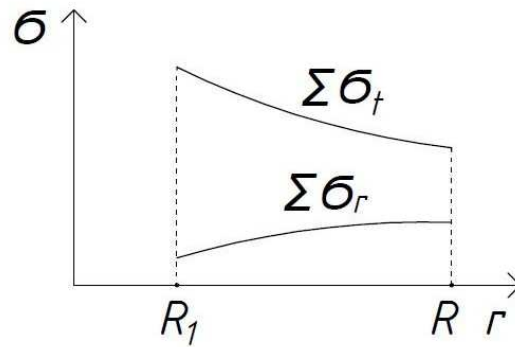


Рисунок 1.45 – Залежність сумарних напружень $\Sigma \sigma_t$ та $\Sigma \sigma_r$ від значення поточного радіусу

Сумарні напруження від дії крайового моменту та крайової сили знайдемо по залежностям:

$$\sum \sigma_t = \sigma_{tM} + \sigma_{tQ} \quad (1.97)$$

$$\sum \sigma_r = \sigma_{rM} + \sigma_{rQ} \quad (1.98)$$

Еквівалентне напруження за третьою теорією міцності, враховуючи рисунок 1.45:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 = \sigma_{t\text{max}} = \sum \sigma_{t\text{max}}$$

Перевірка міцності за методом допустимих напружень:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

1.6 Вали. Критична швидкість роторів центрифуг та сепараторів

1.6.1 Вали. Основні положення

Коротко розглянемо основні положення для розрахунку валів. Більш детально цю тему буде розглянуто у розділі 3.

Вал будь-якого роторного агрегату є його найважливішою складовою, оскільки продуктивність, точність технологічних операцій, ресурс агрегату та інші важливі показники залежать насамперед від динамічних переміщень та напружень у матеріалі валу.

До валу безпосередньо приєднано багато вузлів і деталей ротора та статора, надійність і економічність яких в першу чергу залежать від працездатності та розмірів валу.

Розрахунку валу передуює розробка його розрахункової схеми, що включає лише найважливіші чинники, і виключає всі ті несуттєві особливості, які не позначаються на точності розрахунку та працездатності агрегату загалом. Так, матеріал валу вважається суцільним однорідним, ізотропним середовищем з ідеальною пружністю, а деформації валу – малими в порівнянні з його розмірами.

Залежно від кількості встановлених на валу дисків, шківів, барабанів, мішалок, зубчастих коліс, муфт та інших вузлів та деталей різноманітного призначення розрізняють вали з однією та багатьма зосередженими масами. При цьому, відносно менш потужні елементи вважають позбавленими маси. По виду поперечного перерізу вали розрізняють постійного та змінного перерізів. Залежно від місця встановлення підшипників вали поділяють на однопрогонні (з кінцевою опорою) та консольні.

Найбільш часто вали розглядають як прямі статично визначені стрижні, закріплені у шарнірних опорах і які піддаються дії вигину та крученню від заданих навантажень.

По значенню робочої кутової швидкості ω розрізняють вали тихохідні та швидкохідні. Важливими критеріями роботи тихохідних валів є їх критерії міцності та жорсткості. Розрахунок швидкохідних валів передбачає критерій вібростійкості, як один з найважливіших, виконання якого зазвичай пов'язане з дотриманням умов жорсткості та стійкості [17].

1.6.2 Поняття частоти власних коливань пружної системи. Явище резонансу

Матеріал викладено за авторами [13, 17, 23, 24].

Мова іде про умову стійкості центрифуги. Ротор центрифуги має власну частоту коливань, обумовлену силами пружності, пружними властивостями ротора. Ротор також має вимушену частоту коливань.

Коливання можуть бути:

А – власні,

Б – вимушені,

В – параметричні,

Г – автоколивання.

Власні коливання (вільні) – виникають в ізольованій системі внаслідок зовнішнього збудження, що спричинює початкові відхилення точок від положення рівноваги і тривають завдяки внутрішнім пружним силам.

Період коливань або частота коливань залежить від самої системи і має назву **частота власних коливань**. Внаслідок дії сил опору власні коливання завжди затухають.

Вимушені коливання – коливання при дії на систему протягом усього періоду коливань заданих зовнішніх збуджуючи сил, що періодично змінюються і діють безперервно.

Період змушених коливань дорівнює періоду зміни збуджуючої сили. *Змушені коливання не згасають, так як постійно підводиться енергія з-зовні.*

При співпадинні частоти збурюючої сили частоті власних коливань система має значне збільшення амплітуди коливань, або настає **резонанс**.

Резонанс – явище сильного зростання амплітуди вимушеного коливання у разі, коли частота зовнішньої сили збігається з власною частотою коливань.

Причиною резонансу є збігання зовнішньої (збудливої) частоти із внутрішньою (власною) частотою коливальної системи.

Резонанс зустрічається в механіці, електроніці, оптиці, акустиці, астрофізиці... Явище резонансу можна використовувати. Резонанс використовується в електроніці. Коливальний контур, що складається з ємності та індуктивності, використовується в елементах настроювання та електричних фільтрах. Також відомий резонансний метод руйнування льоду, енергоємність якого в кілька разів менша від енергоємності традиційного руйнування крижаного покриву за допомогою криголамів і криголамного начіпного обладнання.

Всі обертові вали, навіть за відсутності зовнішнього навантаження, будуть відхилятися під час обертання. Незбалансована маса об'єкта, що обертається, спричиняє прогин, який створюватиме резонансну вібрацію при певних швидкостях, відомих **як критичні швидкості**.

Величина прогину залежить від наступного: жорсткість валу і його опори, загальна маса валу та прикріплених деталей, дисбаланс маси щодо осі обертання тощо [17, 23].

1.6.3 Критична швидкість роторів центрифуг та сепараторів. Діючі навантаження. Рівняння прогину

Критична швидкість – теоретична кутова швидкість, яка збуджує власну частоту об'єкта, що обертається, наприклад валу.

Коли швидкість обертання наближається до частоти об'єкта, об'єкт починає резонувати, що різко збільшує вібрацію системи. Коли швидкість

обертання дорівнює числовому значенню власної вібрації, ця швидкість називається **критичною швидкістю**, тобто кутова швидкість при резонансних явищах це і є **критична швидкість** $\omega_{кр}$.

Для центрифуг характерна наявність деякого ексцентриситету мас завантаженого ротора щодо осі обертання. Це викликано як неідеальною балансуванням ротора, так і не цілком симетричним розподілом осаду в роторі. При обертанні валу з ротором наявність ексцентриситету мас викликає поява відповідної відцентрової сили, яка викликає деформацію валу. Виникають періодичні биття валу. У тому випадку, коли частота цих биттів збігається з власною частотою коливання валу виникає резонанс. Відповідне моменту резонансу число обертів валу називається **критичним** [17, 23].

Критична частота і є власною частотою коливань. Очевидно, що для забезпечення належного функціонування центрифуги необхідно, щоб робоча швидкість була досить далека від критичної швидкості.

1.6.3.1 Зусилля діючі на ротор центрифуги. Рівняння прогину [13]

Критична швидкість ротора центрифуги пов'язана з явищем резонансу.

Позначимо:

ω – частота вимушених коливань;

ω_c – частота власних коливань;

коли $\omega_c = \omega_{кр}$ – маємо критичну швидкість.

Порядок розрахунку:

- 1) Визначення зусиль, що діють на ротор.
- 2) Визначення прогину від дії зусиль.
- 3) З'ясувати умови, при яких прогин стає нескінченно великою величиною.

Спрощення:

1. Вал ротора центрифуги має постійні значення по довжині.
2. Вважаємо, що маса зосереджена в одній точці.

Розглядаємо вал, який обертається в двох опорах з ротором, який закріплений на кінці консольної частини валу, рисунок 1.46. Вал вважається невагомим.

Вводиться дві системи координат: Z_1, X_1, O_1 – нерухома система координат, r – відхилення від вісі центру мас ротора при обертанні валу. При обертанні ротор відхиляється від осі z_1 на кут φ . Виділимо елементарну масу на відстані ρ (відстань від вертикалі до будь-якої точки ротора).

При аналізі явища зазвичай нехтують силами тяжіння, і масою всіх деталей, крім мас ротора і суспензії. У цьому випадку при обертанні на ротор діє відцентрова сила C , що збільшує прогин валу, і момент M , що виникає внаслідок гіроскопічного ефекту маси, що швидко обертається.

Елементарна відцентрова сила:

$$dC = dm \cdot \omega^2 \rho \quad (1.99)$$

де dm – елементарна маса ротора, який знаходиться на відстані ρ від вісі z_1 , де $\rho = k \sin \varphi + z \sin \varphi + x \cos \varphi$, k – виліт валу (відстань від точки O_1 до центра мас ротора O).

Елементарний гіроскопічний момент відносно т. O_1 :

$$dM = dC \cdot z_1 \quad (1.100)$$

де $z_1 = k \cdot \cos \varphi + z \cdot \cos \varphi - x \cdot \sin \varphi$ – ордината елемента маси dm .

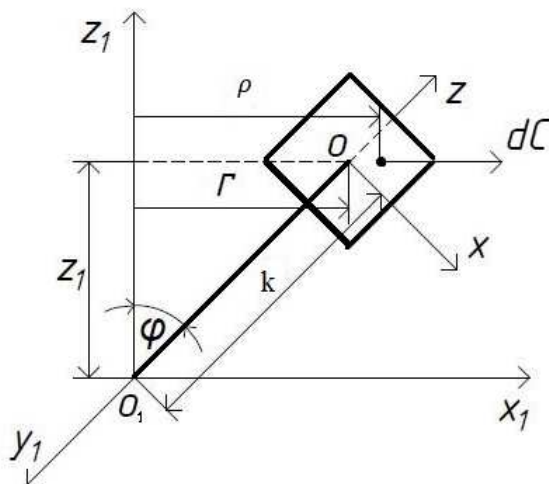


Рисунок 1.46 – Зусилля діючі на ротор

Підставимо в (1.100) рівняння для dC (1.99), ρ та z_1 :

$$dM = \omega^2 dm(k \cos \varphi + z \cos \varphi - x \sin \varphi) \cdot (k \sin \varphi + z \sin \varphi + x \cos \varphi)$$

Проінтегруємо та отримаємо:

$$M = \int_m dM = \omega^2(k^2 \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot m + I_x \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - I_z \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi)$$

де I_x та I_z — моменти інерції ротора відносно осей x та z , m — маса ротора.

Зробимо спрощення враховуючи, що кут φ малий:

$$1. \sin \varphi \approx \varphi,$$

$$2. \cos \varphi \approx 1.$$

Тоді після спрощення отримуємо:

$$M = \omega^2 k^2 \varphi \cdot m + \omega^2 (I_x - I_z) \varphi \quad (1.101)$$

У рівнянні (1.101):

$(\omega^2 k^2 \varphi \cdot m)$ — момент від відцентрової сили інерції ротора,

$\omega^2 (I_x - I_z) \varphi$ — гіроскопічний момент.

Знайдемо прогин кінця валу (точніше, відхилення від вісі z_1 центру мас ротора при обертанні), зв'язок між діючими зусиллями і прогином:

$$r = \delta_{11} m \cdot \omega^2 (r + e) + \delta_{12} (I_x - I_z) \omega^2 (\varphi + \varphi_0)$$

де $(m \cdot \omega^2 (r + e))$ — відцентрова сила, δ_{11} — показує прогин спричинений силою в 1 Н ($[\frac{M}{H}]$), $((I_x - I_z) \omega^2 (\varphi + \varphi_0))$ — гіроскопічний момент, δ_{12} — одиничний прогин від дії гіроскопічного моменту, ($[\frac{M}{MH}]$), φ — кут, який відповідає відхиленню, e — ексцентриситет відхилення від осі внаслідок навантаження, φ_0 — початкове кутове відхилення.

Оскільки можна прийняти, що:

$$\sin \varphi = \varphi = \frac{r}{k}$$

Тоді після підставлення φ отримаємо:

$$r = \delta_{11} m \cdot \omega^2 (r + e) + \delta_{12} (I_x - I_z) \omega^2 \left(\frac{r}{k} + \varphi_0 \right)$$

де $\varphi = \frac{r}{k}$, а $\varphi r = \frac{1}{k}$.

Виразимо r :

$$r = \frac{\delta_{11} m \cdot \omega^2 e + \delta_{12} (I_x - I_z) \omega^2 \varphi_0}{1 - \delta_{11} m \cdot \omega^2 - \delta_{12} (I_x - I_z) \omega^2 \frac{1}{k}} \quad (1.102)$$

Визначаємо при яких частотах амплітуда наближається до нескінченності. Враховуючи, що $\varphi \cdot k = r$, і відповідно $\frac{\varphi}{r} = \frac{1}{k}$, і якщо $r \rightarrow \infty$, амплітуда стає нескінченно великою, тобто знаменник $(1 - \delta_{11} m \cdot \omega^2 - \delta_{12} (I_x - I_z) \omega^2 \frac{1}{k}) = 0$, тоді отримуємо **критичну кутову швидкість**:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11} m + \delta_{12} (I_x - I_z) \frac{1}{k}}} \quad (1.103)$$

величини δ_{11} та δ_{12} знаходять по залежностям з літератури [13, 17].

Для забезпечення стійкої роботи валу центрифуги необхідно, щоб його швидкість якомога більше відрізнялася від критичної.

Для жорстких валів, для яких $\omega < \omega_{кр}$ достатньо $\omega \leq (0,75 \dots 0,8) \omega_{кр}$.

Для гнучких валів, для яких $\omega > \omega_{кр}$ необхідно $\omega \geq 1,3 \omega_{кр}$.

Зона безпечної роботи центрифуги по робочій швидкості зображена на рисунку 1.47, де світла зона – робоча.

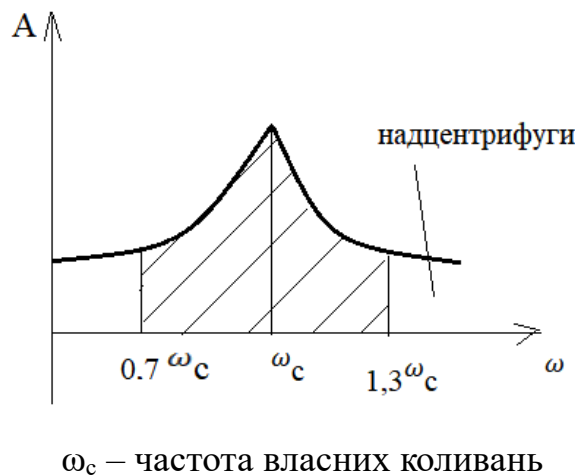


Рисунок 1.47 – Зона безпечної роботи центрифуги (світла зона – робоча)

У зв'язку з цим при конструюванні центрифуг із жорстким валом слід прагнути збільшення критичної швидкості. Цього досягають зменшенням довжини і збільшенням діаметра валу, а також максимальним скороченням відстані між точкою кріплення барабана центрифуги до валу і центром мас, що обертаються.

При конструюванні центрифуг з гнучким валом вживають заходів для зниження критичної швидкості валу збільшенням довжини і зменшенням діаметра валу, що, однак, викликає збільшення габаритних розмірів і зниження міцності конструкції. Найчастіше при гнучкому валі застосовують пружний підшипник, при встановленні якого знижується $\omega_{кр}$ [17, 23].

1.7 Питання для самоконтролю до розділу 1

1. Наведіть визначення неоднорідних рідких сумішей, способи їх розділення та класифікацію відповідних процесів.
2. Фактор розділення та індекс продуктивності центрифуг.
3. Проаналізуйте конструкції центрифуг з ножовим вивантаженням осаду.
4. Проаналізуйте конструкції центрифуг з шнековим вивантаженням осаду.
5. Проаналізуйте конструкцію центрифуг з пульсуючим вивантаженням осаду.
6. Форма внутрішньої поверхні рідини в роторі центрифуги.
7. Обґрунтуйте розрахунок тиску в шарі рідини циліндричної обичайки барабана центрифуги.
8. Обґрунтуйте розрахунок навантаження P_i від дії сили інерції в циліндричній обичайки ротора центрифуги.
9. Обґрунтуйте розрахунок рівнодіючої тиску на днище барабана центрифуги.
10. Внутрішні сили та напруження в безмоментній зоні циліндричної обичайки барабана центрифуги.
11. Обґрунтуйте визначення внутрішніх сил та напружень в безмоментній зоні циліндричної обичайки ротора центрифуги.
12. Виконайте аналіз напруженого стану в безмоментній зоні циліндричної обичайки ротора центрифуги.
13. Наведіть порядок розрахунку товщини стінки циліндричної суцільної обичайки барабана центрифуги.
14. Обґрунтуйте розрахунок допустимої швидкості для циліндричної обичайки барабана центрифуги.
15. Перевірка умови тонкостінності циліндричної суцільної обичайки барабана центрифуги.

16. Внутрішні сили та напруження в перфорованій циліндричній обичайці барабана центрифуги.

17. Обґрунтуйте розрахунок товщини стінки перфорованій циліндричній обичайки ротора центрифуги.

18. Поясніть послідовність розрахунку циліндричній обичайки барабана центрифуги в крайовій зоні.

19. Визначення крайових навантажень на циліндричну обичайку барабана центрифуги.

20. Диференціальне рівняння прогину циліндричної обичайки барабана центрифуги.

21. Рівняння прогину для довгої циліндричної обичайки барабана центрифуги.

22. Перевірка міцності циліндричної обичайки барабана центрифуги на краю.

23. Обґрунтуйте розрахунок циліндричної обичайки барабана надцентрифуги.

24. Проаналізуйте конструкції днищ центрифуг.

25. Обґрунтуйте визначення напружень в диску, що швидко обертається.

26. Розрахунок кільцевого диску, що швидко обертається на міцність.

27. Розрахунок суцільного диску, що швидко обертається на міцність.

28. Розрахунок днища (борта) барабана центрифуги навантаженого крайовим моментом.

29. Проаналізуйте розрахунок критичної швидкості ротора надцентрифуги.

30. Обґрунтуйте визначення критичної швидкості ротора центрифуги.

РОЗДІЛ 2. БАРАБАННІ ОБЕРТОВІ АПАРАТИ

2.1 Барабанні обертові апарати. Призначення. Основні терміни та визначення

2.1.1 Поняття «Барабанний обертовий апарат». Класифікація. Вимоги до конструкції корпусу барабанного обертового апарату

Матеріал подано за авторами [2, 8, 17, 25 - 27].

Поняття «Барабанний обертовий апарат»

Барабан – загальна назва частин машини, що обертаються, мають форму порожнистого циліндра (іноді конуса).

Барабанний обертовий апарат – апарат, виконаний у вигляді горизонтального барабану, що обертається (рисунок 2.1, 2.2).

Тихохідні барабани мають малу швидкість обертання. Швидкість обертання таких апаратів до 10 об/хв.

Такі апарати широко поширені в промисловості і застосовуються для проведення ряду процесів:

- сушіння сипучих матеріалів;
- як печі, для опалення клінкер;
- як кульові, стержневі млини;
- кристалізатори;
- гранулятори;
- вакуум-фільтри тощо.

У барабанних апаратах відбуваються процеси тепломасообміну.

Переваги:

- значна поверхня контакту фаз;
- відсутність відстійних зон;
- інтенсивне перемішування матеріалу.

Класифікація барабанних обертових апаратів [8, 25 - 27]

Барабанні обертові апарати класифікують таким чином.

1. По способу підведення теплоти:

- конвективні;

- кондуктивні (підвід теплоти через стінку, апарат розміщують у печі і обігрівають полум'ям печі).

2. По виду технологічних процесів, що реалізуються:

- сушарки;

- гранулятори;

- печі і т. п.

3. По конструктивним особливостям (з внутрішніми пристроями та без таких).

4. За типом ущільнення завантажувальних та розвантажувальних камер.

5. За способом функціонування:

- періодичні;

- безперервні.

6. За наявністю внутрішніх пристроїв та частотою обертання барабана:

- що повільно обертаються без внутрішніх пристроїв;

- що повільно обертаються з внутрішніми пристроями;

- швидко обертаються без внутрішніх пристроїв.

Вимоги до конструкції корпусу барабанного обертового апарату [25, 27]

Деталі обертових апаратів повинні задовольняти умові міцності й жорсткості. Розміри деталей необхідно підбирати так, щоб під дією прикладених навантажень вони не руйнувалися та не зазнавали деформацій, що перевищують допустимі.

Зокрема, не допускаються залишкові деформації. Як руйнування деталі, так і її деформування пов'язані з величиною напружень, що виникають у них.

Значні залишкові деформації виникають у разі застосування пластичного матеріалу при досягненні напруженням границі плинності. Руйнування настає, при досягненні напруженням величини границі міцності. При цьому у разі крихкого матеріалу деформації будуть незначними.

Для виготовлення конструктивних елементів барабанних сушарок використовують матеріали за ОСТ 26-01-147-89¹⁰ [25].

Корпус – являє собою тонкостінну обертову обичайку, яка виготовляється з сталей зварною. Барабан виготовляється з листової сталі Ст2, Ст3 за ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 380:2005.

Якщо товщина стінки більша за 10 мм, то зварний шов роблять двостороннім. Шви повинні бути зміцнені і не знаходитись на одній твірній (має бути зміщення швів – $l \geq 3S$, $l \geq 100$ мм). Не рекомендується розташовувати під опорами і шестернею.

Корпус апарат футерується вогнетривкою цеглою. Їх також вкривають ізоляцією.

¹⁰ ОСТ 26-01-147-89 «Аппараты сушильные с вращающимися барабанами газовые. Общие технические условия» діє на території України станом на 2023 р. Наказ від 20.03.2012 № 352 Про затвердження переліку галузевих нормативних документів, якими користуються промислові підприємства та організації України // <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0352731-12#Text> . Код за Державним класифікатором ДК 004-008 - 71.120.

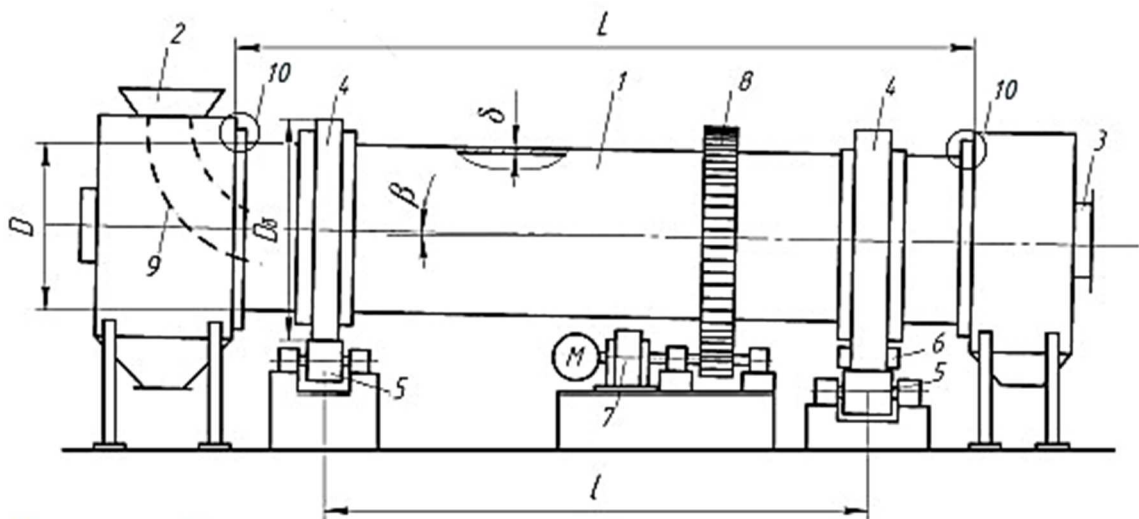
2.2 Конструкції барабаних обертових апаратів та їхніх складових частин

2.2.1 Схеми апаратів

Матеріал подано за авторами [2, 17, 25 - 27].

1. Барабаний обертовий апарат (сушарка)

Обертові барабанні апарати (рисунок 2.1) складаються з барабана 1, габаритні розміри якого визначаються необхідною величиною робочого або реакційного простору. Усередині барабан може мати насадку для кращого переміщення та пересипання матеріалу з метою покращення теплопередачі.



1 – корпус, 2 – завантажувальна головка, 3 – розвантажувальна камера, 4 – бандаж, 5 – опорні ролики, 6 – опорно-упорна станція, 7 – привод (моторно-редукторна група), 8 – вінцева шестерня, 9 – пристрій для завантаження, 10 – зазор між корпусом апарата і завантажувальною камерою

Рисунок 2.1 – Барабаний обертовий апарат (сушарка)

Барабан нахилений до горизонту під невеликим кутом $1 \dots 5^\circ$. Барабан обертається за допомогою вінцевої шестерні 8, яка пов'язана з шестернею, що сидить на валу редуктора. Для передачі тиску від мас всіх частин апарату, що обертаються, барабан забезпечений бандажами 4, які спираються на опорні ролики 5. Для попередження аксіального зміщення барабана на одній із

опорних станцій встановлюється упорний ролик. Опорні та упорні ролики виконують на підшипниках ковзання та кочення, монтують на загальній фундаментній плиті, утворюючи опорно-упорну станцію 6. Упорну станцію розміщують поблизу зубчастого вінця приводу 7, щоб не було зміщення шестерень.

По обох кінцях барабана встановлюють камери, необхідні для завантаження та вивантаження матеріалу (поз. 2, 3, 9), а також для підведення та відведення сушильного агенту. Зазор між барабанами 10, що обертаються, і нерухомими камерами ущільнюються лабіринтними, сальниковими чи манжетними ущільненнями.

2. Муфельна піч

Муфельна піч – нагрівальний пристрій, призначений для нагрівання чогось до заданої, зазвичай, високої температури (рисунок 2.2).

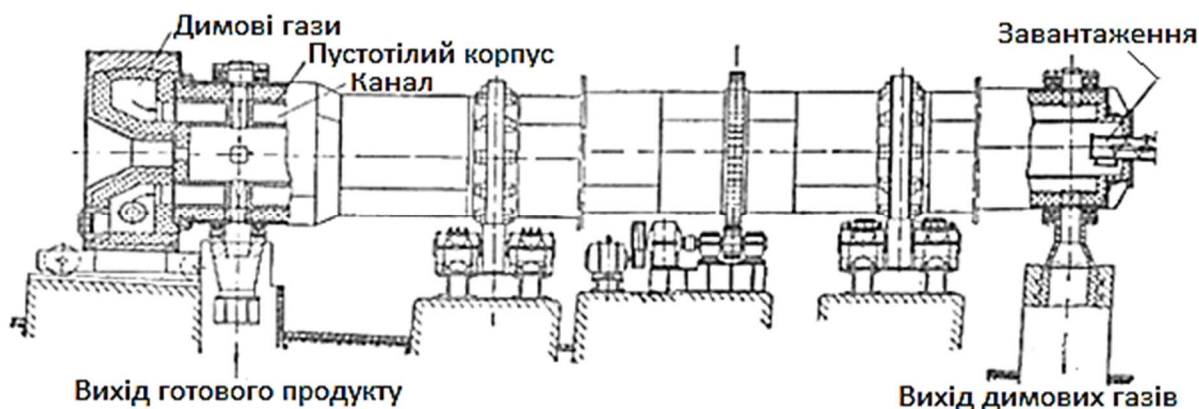


Рисунок 2.2 – Муфельна піч

Піч складається зі сталевого барабана, футерованого шамотною цеглою. Усередині цього барабана влаштований сталевий циліндричний муфель, виготовлений із жаротривкої сталі 20Х23Н18 ГОСТ 5632-72. Цей муфель утримується всередині барабана на спеціальних опорах із пружинними амортизаторами та обертається разом із барабаном печі. Муфель обігрівается зовні димовими газами, що рухаються в кільцевому проміжку між зовнішньою поверхнею муфеля та футеровкою барабана.

3. Барабанний фільтр

Барабанні фільтри мають досить просту конструкцію, надійні у використанні.

Їх розміщують над ванною, в якій знаходиться суспензія, періодично їх занурюють у цю суспензію, для розділення на поверхні фільтра.

Для кріплення барабана використовують опори у вигляді підшипників кочення (рисунок 2.3).

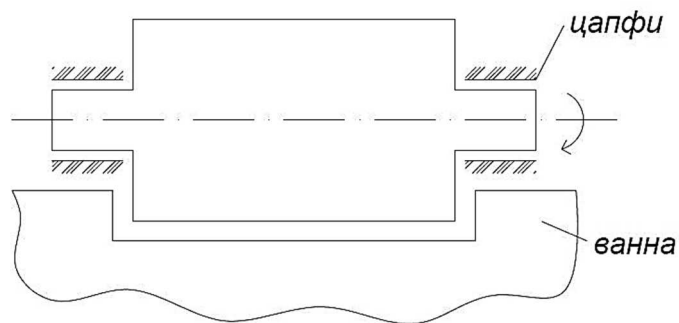


Рисунок 2.3 – Барабанний фільтр

2.2.2 Призначення та конструкції складових частин барабанних апаратів

Матеріал викладено за авторами [17, 27 - 29].

Призначення та конструкції складових частин барабанних апаратів розглянемо на прикладі барабанних сушарок, рисунок 2.4.



Рисунок 2.4 – Модель барабанного обертового апарату

1. Бандаж, також див. п. 2.4.1

Бандажі слугують для передачі ваги від усіх обертових частин на опорні ролики (рисунок 2.4; 2.5, а). Бандаж виготовляється з якісної вуглецевої сталі Ст5, Ст6, Сталь40, Сталь45 та Сталь 45Л-І за ГОСТ 1050–2013. Ролики – з менш міцних матеріалів, частіше з чавуну, наприклад СЧ21–40 за ДСТУ 8833:2019, рідше з Сталь45 ГОСТ 1050–2013.

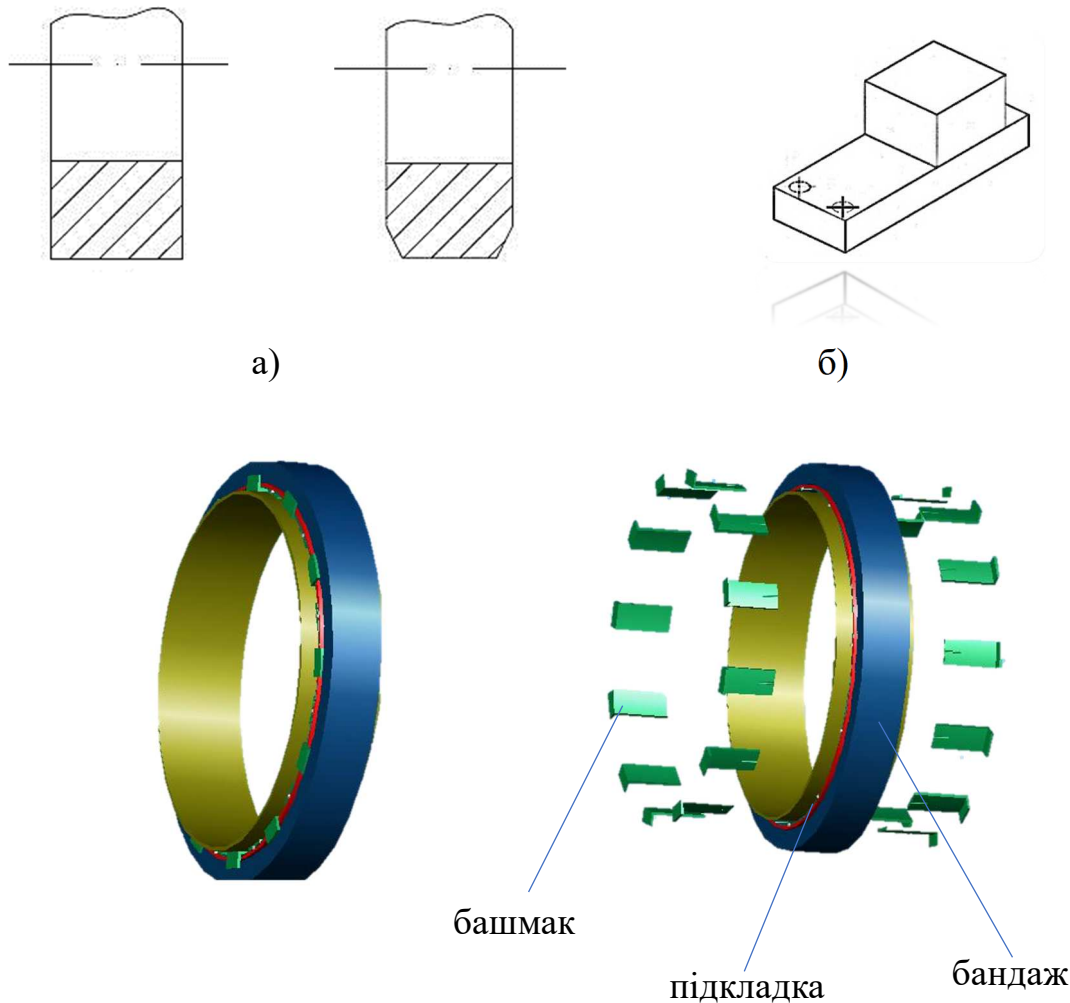


Рисунок 2.5 – Бандаж - різні форми поперечного перерізу (а) та башмак (б)

Бандажі звичайно закріплюють на барабані башмаками (рисунок 2.5, б). Виступи двох сусідніх башмаків повернуті у різні боки, що запобігає осьовому зсуву бандажів уздовж барабана. Зазор між башмаком і бандажем регулюють

підкладками. Підбором товщини регулюючих підкладок досягається сполучення центрів барабана і бандажа.

Найчастіше бандаж являє собою кільце прямокутного перетину (рисунок 2.5), вільно надягнуте на встановлені по колу барабана башмаки. При вільній посадці бандажа на барабан необхідно передбачати температурні зазори, інакше в стінках барабана при розігріві виникають концентрації напружень через додаткові навантаження.

Також застосовуються бандажі, жорстко скріплені з барабаном. Тверде кріплення бандажа на корпус погіршує його взаємодію з опорними роликами і вимагає великої точності при виготовленні і монтажі конструкції.

Барабан під час роботи має тенденцію сплющуватися, особливо у перерізах під опорами. Щоб цього уникнути, барабан підсилюють однією чи декількома кільцевими накладками, які приварюють до корпусу. Товщина накладок у 1,5 – 2 рази більше товщини стінки барабана. Таким чином утворюється підбандажна обичайка. Інколи підбандажну обичайку виготовляють як єдине товсте кільце.

2. Упорні та опорні ролики

Опорні ролики працюють в якості опор (рисунок 2.6, а), а упорні ролики (рисунок 2.6, б) – для запобігання осьового переміщення барабана. У деяких випадках опорні ролики можуть бути з фрикційним приводом. Упорні ролики укріплюються з торцевих боків бандажу. Один з упорних роликів має зазор з бандажем.

На опорних станціях у звичайних апаратах встановлюється з кожного боку по одному ролику (на рисунку 2.7, справа). Якщо важкі апарати – то з кожного боку – по 2 ролики (на рисунку 2.7, зліва).

Ролики встановлюються на одній рамі для переміщення роликів у поперечному напрямку, на ролик встановлюється регулюючий пристрій.

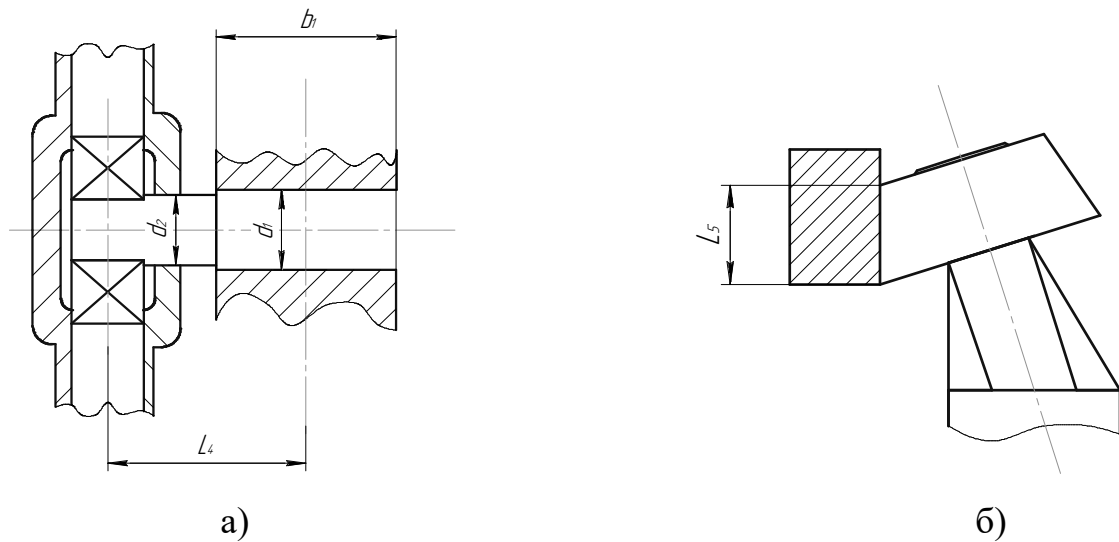


Рисунок 2.6 – Опорний ролик (а), конічний упорний ролик (б)

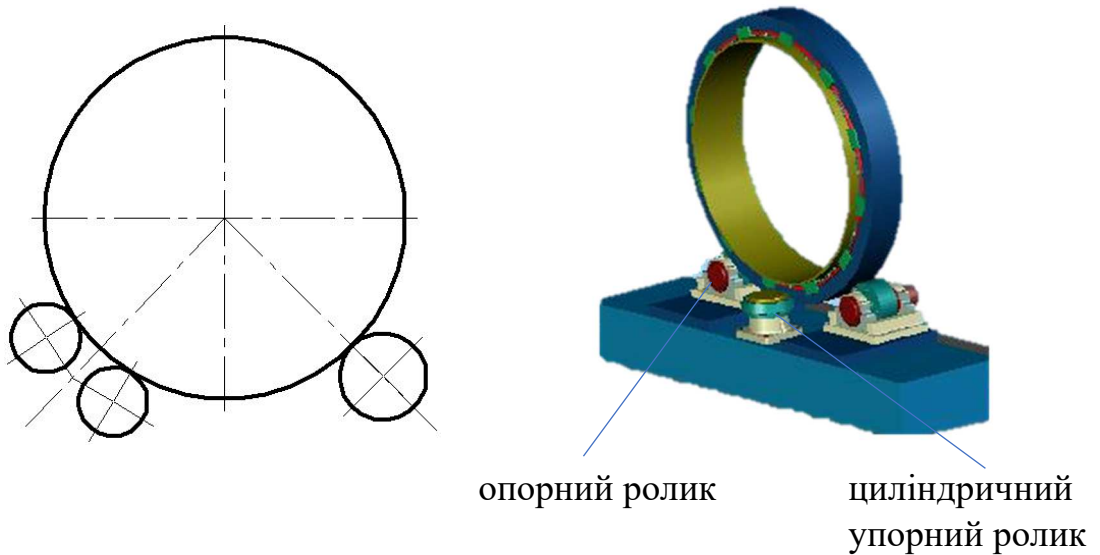


Рисунок 2.7 – Схема опорної станції

Як уже зазначалось, упорні та опорні ролики відливають із чавуну СЧ18-36 або СЧ21-40 за ДСТУ 8833:2019. Упорні ролики бувають сферичні та конічні.

Опорні та упорні ролики виконують на підшипниках ковзання та кочення, монтують на загальній фундаментній плиті, утворюючи опорно-упорну станцію. Упорно-опорна станція – розташовується поблизу привода і може бути тільки одна.

Кількість опорних станцій залежить від довжини барабана, відстань між опорами не перевищує 18 – 20 м.

3. Насадки барабанних апаратів [27, 28]

Якщо обертати гладкий барабан, то до граничного значення кута природного укусу α матеріал буде вести себе як суцільне тіло (рисунок 2.8). А потім почне пересипатися. У цьому випадку поверхня контакту газу з твердим тілом – незначна.

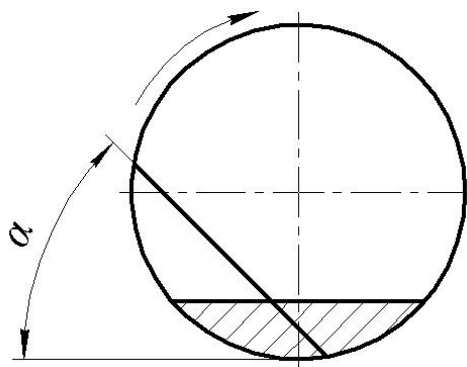


Рисунок 2.8 – Схема барабанного апарата

Якщо застосувати насадку, то ми отримаємо краще перемішування, і збільшиться інтенсивність контакту твердого тіла з газом. Для збільшення поверхні тепломасообміну в барабанах встановлюють насадки різних типів.

Типи насадок:

1. Підйомно-лопатева насадка (рисунок 2.9)

Лопаті можуть бути прямі або вигнуті. Застосовується для великокускового матеріалу, що не боїться розколювання.

Переваги: простота конструкції, і простота їх виготовлення

Недоліки: не можна застосовувати для перемішування липких і в'язких речовин.

При використанні таких насадок у верхній частині барабану з лопатей зриваються частинки матеріалу і подрібнюються, що іноді недопустимо за технологією.

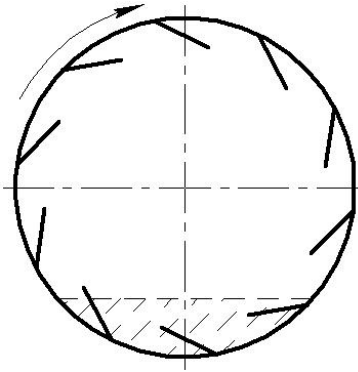
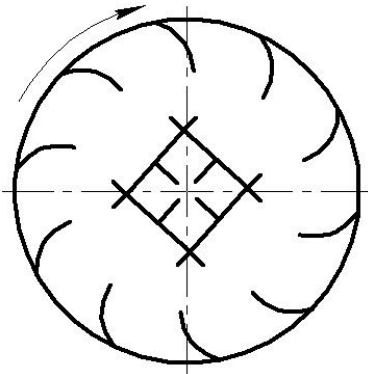


Рисунок 2.9 – Підйомно-лопатева насадка

2. Секторна насадка (рисунок 2.10)

Така насадка застосовується для зменшення ступеня подрібнення.



Матеріал розподіляється і падає з невеликої висоти, що зменшує ступінь подрібнення.

Застосовують для мало сипучих та велико кускових матеріал з великою густиною.

Рисунок 2.10 – Секторна насадка

3. Розподільна насадка (рисунок 2.11)

Застосовується для дрібно-кускових сильно сипучих матеріалів.

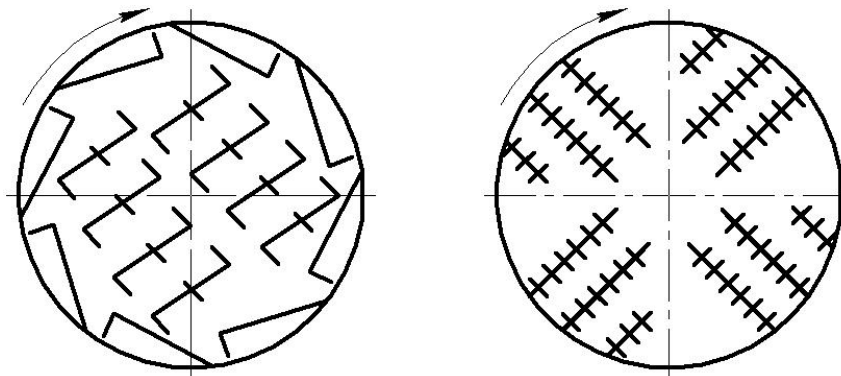


Рисунок 2.11 – Розподільна насадка

4. Розділяюча (перевалочна) насадка (рисунок 2.12)

У середині барабану є декілька циліндрів, які закріплюють лопатями. Ці циліндри поділяють барабан на окремі ділянки, і матеріал залишається на тій самій ділянці до кінця процесу. Застосовується для сушіння гранул, зерна, тонко змелених пиляних матеріалів.

Недолік: насадку не можна застосовувати для липких та в'язких речовин.

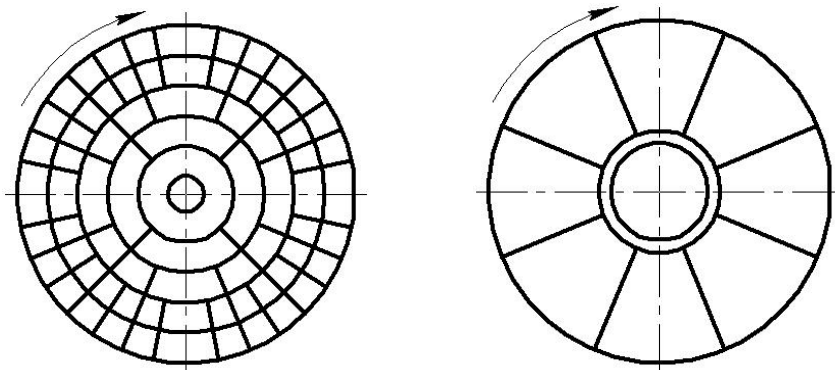


Рисунок 2.12 – Розділяюча (перевалочна) насадка

5. Ланцюгова насадка (рисунок 2.13)

Матеріал і газ подають в барабан протитоком. Матеріал подрібнюється і зрізується зі стін барабану ланцюгом.

Існує 2 типи виконання:

- обидва кінці закріплені;
- один кінець вільний, а інший – закріплений.

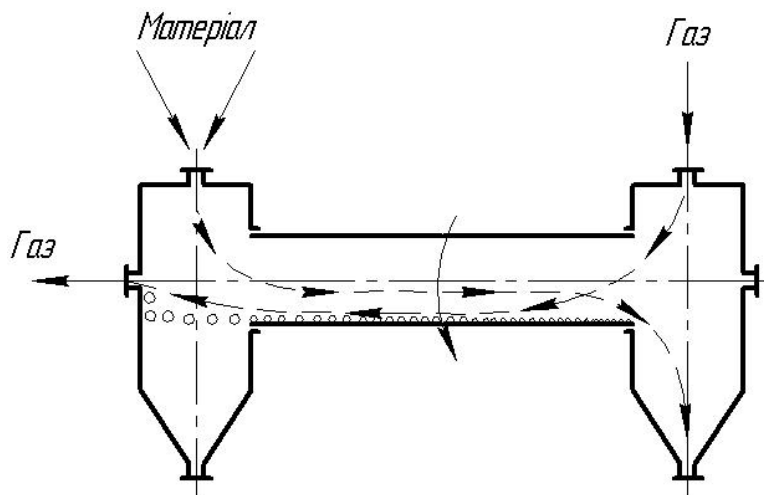


Рисунок 2.13 – Ланцюгова насадка

4. Конструкції завантажувальних камер [29]

- *Лоткова завантажувальна камера (рисунок 2.14, а)*

У верхній частині корпусу барабана виконується отвір, куди вставляється лоток. Переваги – простота конструкції; зручність в експлуатації. Недоліки – матеріал подається в барабан ривками.

- *Шнекова завантажувальна камера (рисунок 2.14 б)*

Переваги – подача матеріалу рівномірна. Недоліки – лопаті шнека швидко зношуються, шнеком не можна подати матеріал в розділяючу насадку.

- *Завантаження у шарових млинах (рисунок 2.14, в)*

Завантаження відбувається через цапфу барабана.

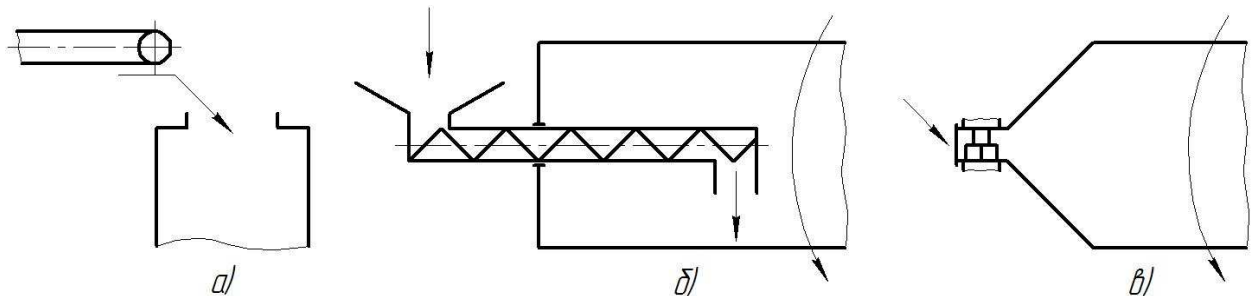


Рисунок 2.14 – Конструкції завантажувальних камер:

- а) лоткова завантажувальна камера, б) шнекова завантажувальна камера, в) завантаження у шарових млинах

5. Конструкції розвантажувальних камер барабаних обертових апаратів [29]

1. *Барабан відкритий з торця (рисунок 2.15)*

Переваги: простота конструкції

Недолік: матеріал швидко виходить з барабана, тому може бути недостатньо осушений. Тому для збільшення часу перебування матеріалу в барабані в кінці барабану на виході приварюють кільце, яке утримує шар матеріалу (рисунок 2.16).

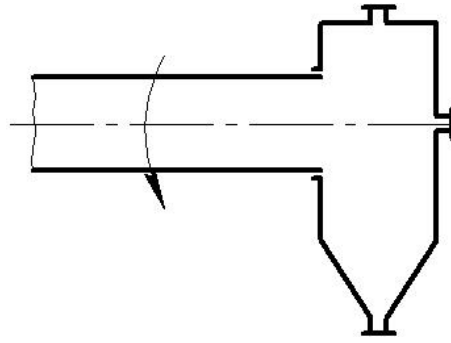


Рисунок 2.15 – Барабан відкритий з торця

2. Барабан з кільцем (рисунок 2.16)

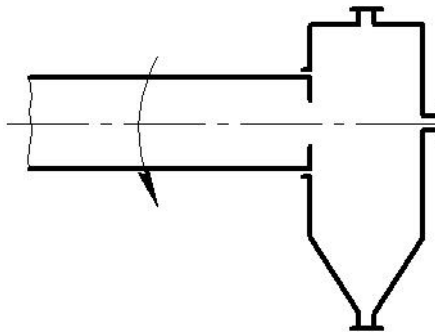


Рисунок 2.16 – Барабан з кільцем

3. Камера зі шнековим вивантаженням матеріалу (рисунок 2.17)

У барабані встановлюється підйомно-лопатева насадка, яка буде засипати матеріал в бункер шнека. Вісь шнека співпадає з віссю барабана.

Переваги: Розвантажування безперервне.

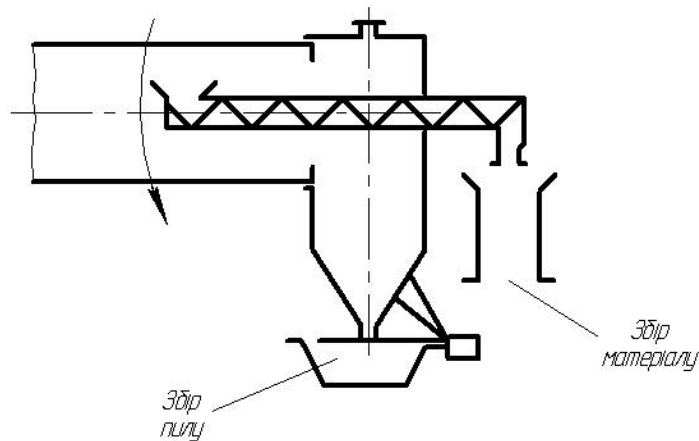


Рисунок 2.17 – Камера зі шнековим вивантаженням матеріалу

Недоліки: наявність частин, що обертаються, вимагає постійного нагляду за камерою.

4. Розвантажувальна камера млина (рисунок 2.18)

У цьому випадку розвантажування матеріалу здійснюється через напівцапфи. Для того, щоб подрібнювання було рівномірним, в кінці барабана встановлюється діафрагма з конічними отворами, для запобігання забивання діафрагми.

Подрібнений матеріал лопатями подається у конус, на якому також є лопаті і гвинтовою насадкою переміщується до вивантажувального отвору.

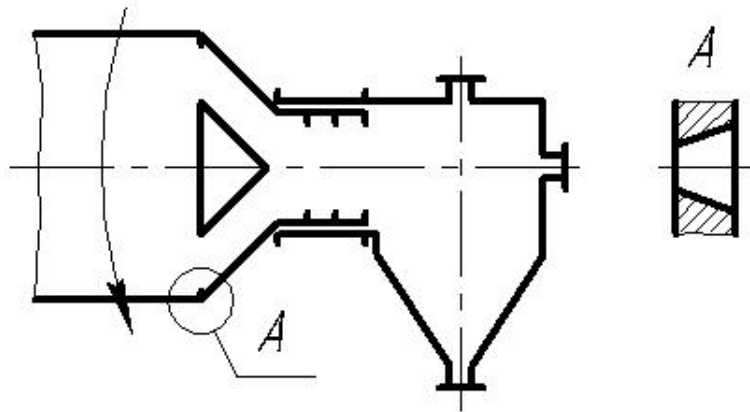


Рисунок 2.18 – Розвантажувальна камера млина

6. Ущільнення [17, 27, 30]

Ущільнення розташовується у місцях з'єднання завантажувальних камер, розвантажувальних камер з барабаном, що обертається, відповідають ОСТ 26.260.441-92. Призначення ущільнень – звести до мінімуму потрапляння холодного повітря між барабаном та камерами.

1. Стрічкове ущільнення (рисунок 2.19)

Один кінець багатопарової стрічки закріплюють на нерухомому кільці камери, інший – заводять на кільце, що закріплюється на барабані. Стрічка притискається до рухомого кільця дротовим кільцем через накладку.

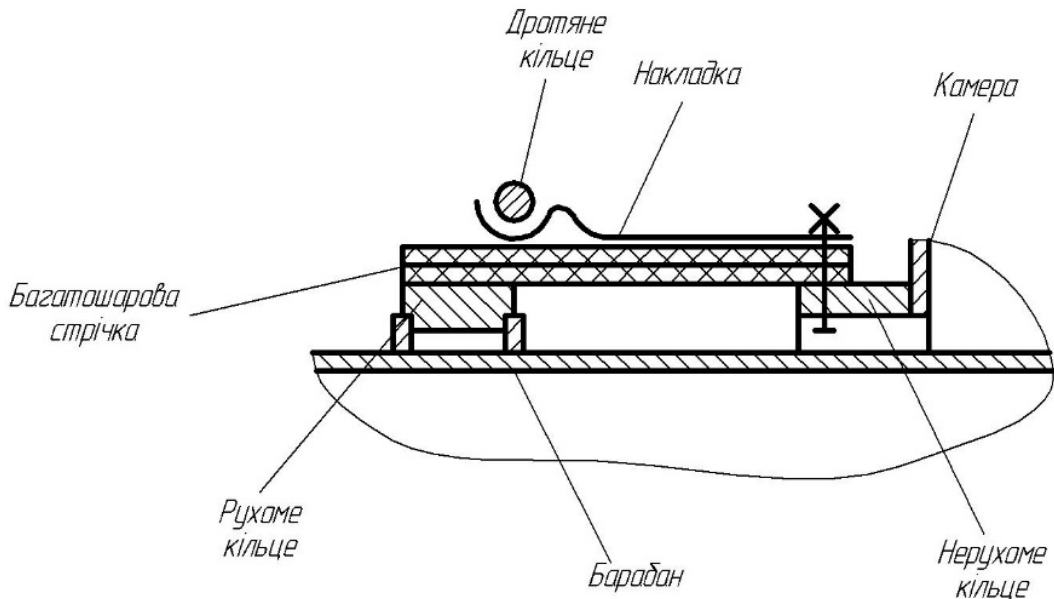


Рисунок 2.19 – Схема стрічкового ущільнення

Застосовують в апаратах $d = 1000 - 1800$ мм з температурою стінки до $t \leq 90$ °С. При більшій температурі застосовується сальникове ущільнення.

2. Сальникове ущільнення (рисунки 2.20)

Сальникове ущільнення – один з найпоширеніших видів ущільнюючих облаштувань рухливих з'єднань різних пристроїв і механізмів (рис. 2.20). Переваги: у апаратах з невеликим діаметром – простота у виготовленні, простота конструкції, добре ущільнює. Недоліки: виникає велика сила тертя, тому швидко стирається сальникова набивка.

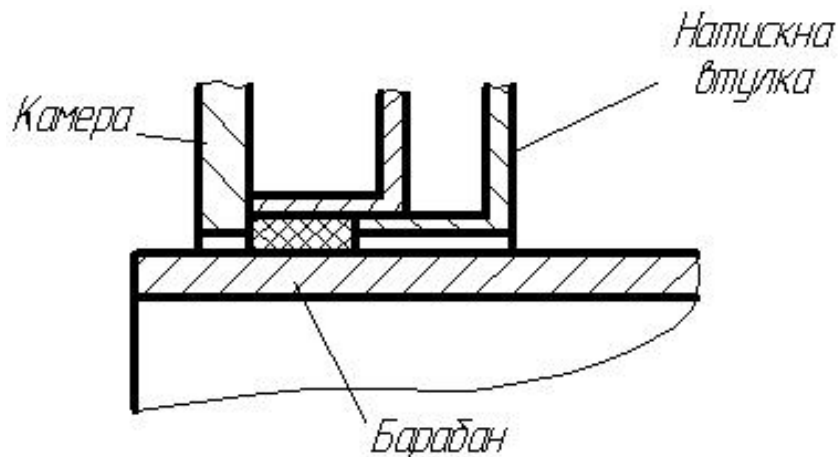
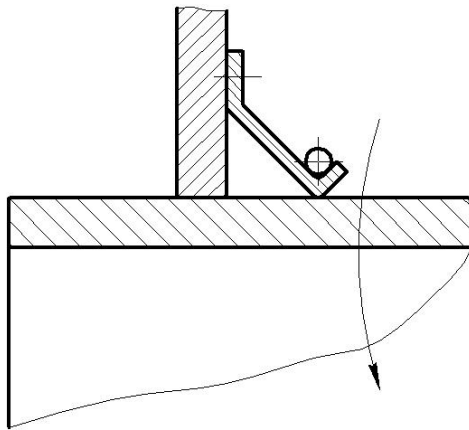


Рисунок 2.20 – Схема сальникового ущільнення

3. Манжетне ущільнення (рисунок 2.21)

Манжетне ущільнення (рис. 2.21) – рухливе ущільнення контактного типу, основним елементом якого є еластична манжета, яка встановлена в корпусі (чи на рухомій деталі), ущільнювач якої притиснутий тиском ущільнюючого середовища або силами пружності матеріалу манжети або браслетною пружиною до гладкої циліндричної (чи плоскої) поверхні рухомій деталі (чи корпусу).

Така конструкція застосовується для невеликих апаратів. У цьому випадку виникає невелика сила тертя, тому знос буде менший ніж у сальникових ущільнень.



Переваги: зручність монтажу, демонтажу, низька вартість і малі габарити, високі показники герметизації і стійкості до агресивних середовищ.

Рисунок 2.21 – Схема манжетного ущільнення

4. Торцеве ущільнення (рисунок 2.22)

До барабана приварюється металеве кільце. До металевого кільця потайними гвинтами кріпиться одне фторопластове кільце. Це з'єднання обертається. Друге фторопластове кільце кріпиться до швелероподібного кільця. Це з'єднання не обертається.

Переваги: добра герметичність ущільнення, саморегулювання поверхні ущільнення, невелика сила тертя, через те що використовується фторопласт, зручність монтажу/демонтажу.

Недоліки: конструкція метало ємна, фторопластові кільця мають високу вартість.

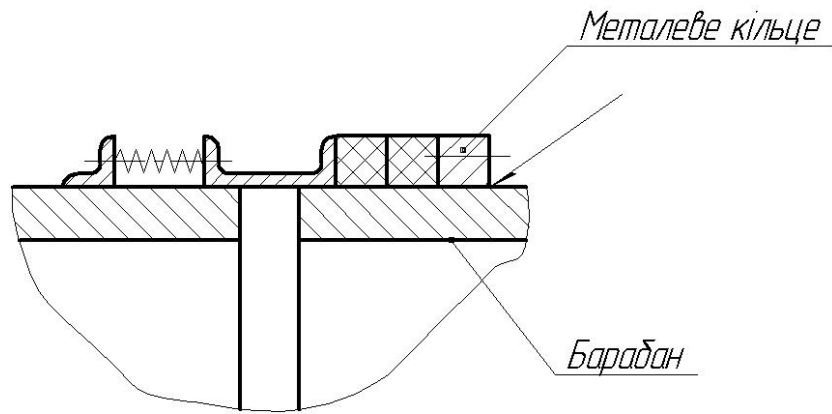


Рисунок 2.22 – Схема торцевого ущільнення

5. Секторне ущільнення (рисунок 2.23)

Конструкція застосовується для апаратів великого діаметра. Рухоме кільце обертається разом з барабаном. До рухомого кільця пружинами притискається приблизно 10 секторів. Упорами для пружин слугують стакани.

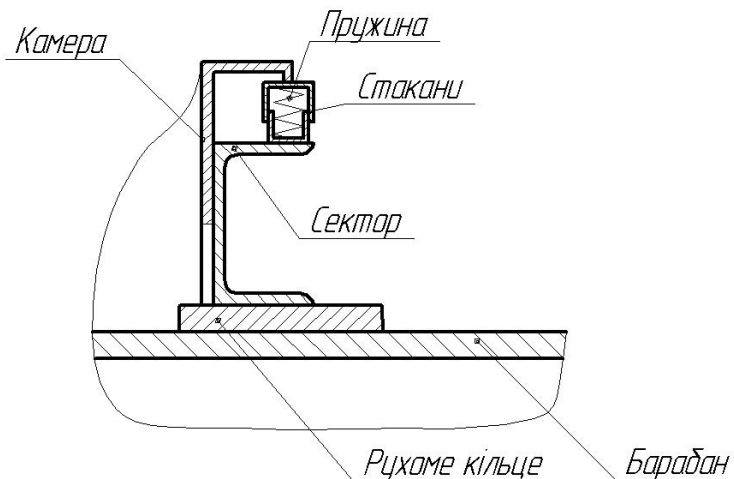


Рисунок 2.23 – Схема секторного ущільнення

6. Лабіринтне ущільнення горизонтальне (рисунок 2.24)

Різновидом щілинного ущільнення (найпростіше безконтактне ущільнення) є **лабіринтові ущільнення**, які для підвищення гідравлічного опору мають канали різного перерізу (рисунок 2.24).

Такі ущільнення надійно утримують мастильний матеріал від витікання під дією відцентрової сили. Кільцеві канавки можуть бути виконані на рухомій, нерухомій деталі або одночасно і на рухомій і на нерухомій деталях. У випадку розташування канавок в зовнішній деталі необхідно передбачити стік мастила з канавок у нижній точці.

Переваги: простота конструкції.

Недоліки: в лабіринтних карманах збирається пил, що може викликати значну силу тертя, втрати тиску.

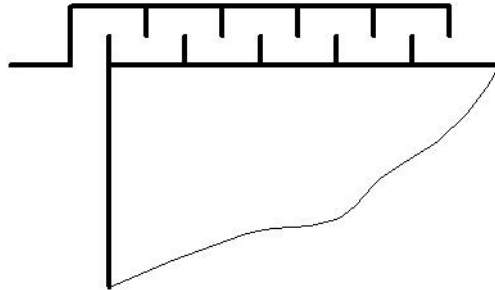
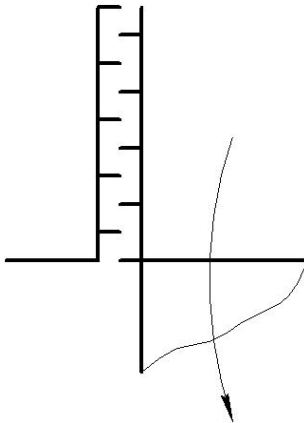


Рисунок 2.24 – Схема лабіринтного горизонтального ущільнення

7. Лабіринтне ущільнення вертикальне (рисунок 2.25)



У цьому випадку усувається недолік попередньої конструкції (не забивається пил), але конструкція більше громіздка, і збільшується діаметр барабану.

Рисунок 2.25 – Схема лабіринтного вертикального ущільнення

2.3 Розрахунок корпусу барабанного обертового апарату

2.3.1 Розрахунок активних навантажень на корпус барабанного обертового апарату та реакцій опор

Матеріал викладено за авторами [2, 12, 17, 19, 20, 31 - 35]. Розрахунок ведеться у відповідності до РД 26-01-158-86 [34].

Обґрунтування розрахункової схеми (рисунки 2.26 та 2.27). Схема барабанного апарату зображена на рисунку 2.26.

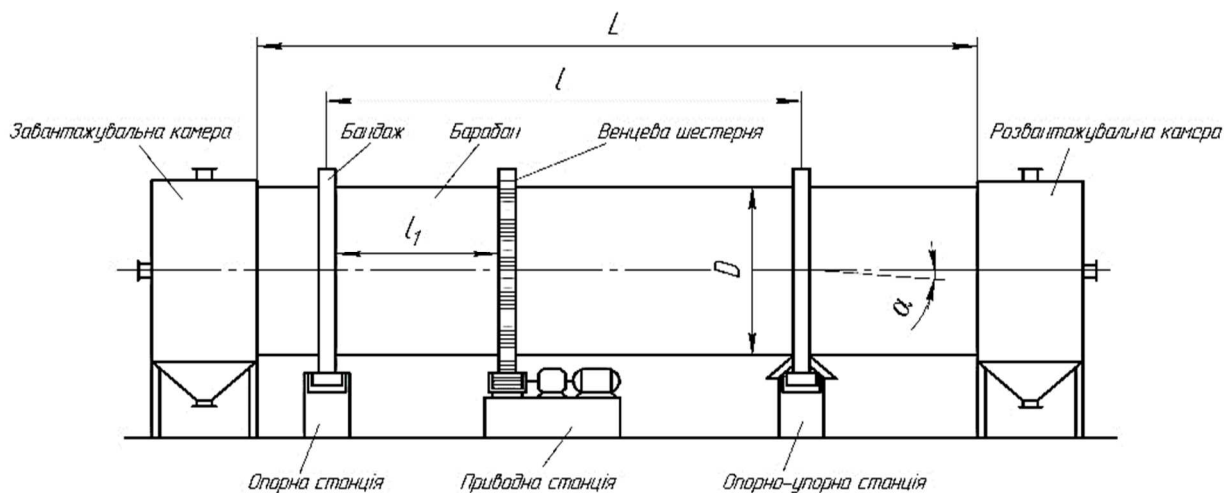


Рисунок 2.26 – Схема барабанного апарату

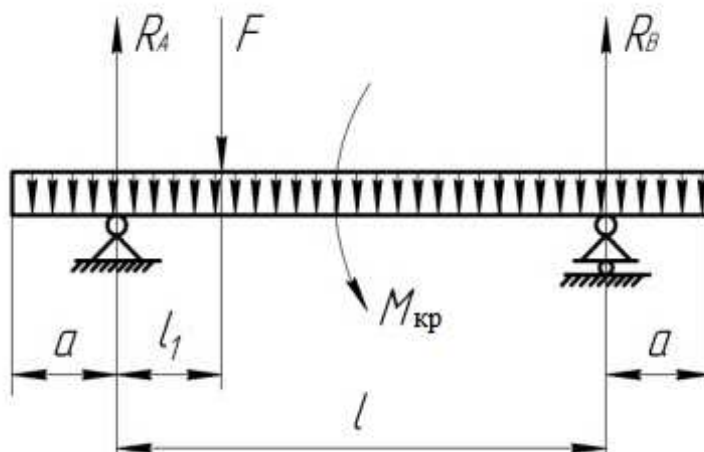


Рисунок 2.27 – Розрахункова схема балки і навантажень

Вага барабана, насадки, бандажів, матеріалу, що завантажується, ізоляції – розглядається як рівномірно розподілене навантаження q по довжині барабана, вага вінцевої шестерні – як зосереджена сила F , на нього також діє крутний момент від приводу $M_{кр}$.

Припущення:

1. Апарат має ідеальну геометричну форму.
2. Товщина стінки апарату однакова по всій довжині.
3. Матеріал ізотропний, однорідний.

Таким чином, розрахункову схему можна спростити до схеми балки (рисунок 2.27), закріпленої на симетрично розташованих опорах.

Активні навантаження, що діють на корпус обертового барабанного апарату:

1. Крутний момент.
2. Навантаження від матеріалу.

Реактивні навантаження, що діють на корпус обертового барабанного апарату:

1. Опорні реакції від розподіленого навантаження q та зосередженої сили F .

Розпишемо активні та реактивні навантаження.

1. Розподілене навантаження q .

Як вже зазначалося раніше, приймають, що на опори барабану діє рівномірно розподілене навантаження від маси самого барабану, насадки, бандажів та маси матеріалу, який в ньому переробляється:

$$q = \frac{G}{L} \quad (2.1)$$

де L – довжина барабану, $G = \sum_{i=1}^n m_i g$, де m_i – загальна маса (сума мас корпусу, футеровки, ізоляції, матеріалу тощо).

Загальна маса апарату:

$$\sum m_i = m_k + m_{\text{нас}} + m_{\text{мат}} + m_{\text{ф}} + m_{\text{із}}$$

де $m_k, m_{\text{нас}}$ – маса корпусу і насадки відповідно, $m_{\text{мат}}$ – маса матеріалу, $m_{\text{ф}}$ – маса футеровки барабану, $m_{\text{із}}$ – маса ізоляції барабану.

$$m_k = \rho_k 0,785(D_3^2 - D_6^2)L$$

де ρ_k – густина матеріалу корпусу апарату.

$$m_{\text{мат}} = V \cdot \rho_{\text{н}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{в}}^2}{4} \cdot L \cdot \beta \cdot \rho_{\text{н}}$$

де $D_{\text{в}}$ – внутрішній діаметр барабана, $\rho_{\text{н}}$ – насипна густина матеріалу, що переробляється, β – коефіцієнт заповнення барабана.

Футеровка – це захисне внутрішнє облицювання теплових агрегатів, труб, ємностей тощо.

Розрізняються вогнетривкі, хімічно стійкі і теплоізоляційні футеровки. Футеровка виготовляється з цегли або блоків. Може бути наварна або набивна.

$$m_{\text{ф}} = \rho_{\text{ф}} L_{\text{ф}} \pi \frac{(D_{\text{в}}^2 - D_{\text{ф}}^2)}{4}$$

де $D_{\text{ф}}$ – внутрішній діаметр футеровки, $L_{\text{ф}}$ – довжина футеровки, $\rho_{\text{ф}}$ – густина футеровки

$$D_{\text{ф}} = D_{\text{в}} - 2 \cdot s_{\text{ф}}$$

де $s_{\text{ф}}$ – товщина футеровки.

$$m_{\text{із}} = \rho_{\text{із}} 0,785(D_{\text{із}}^2 - D_3^2)L$$

де $\rho_{\text{із}}$ – густина матеріалу ізоляції, $D_{\text{із}}$ – діаметр шару ізоляції.

2. Зосереджена (поперечна) сила, яка діє на барабан в місці кріплення вінцевої шестерні F :

$$F = (m_{\text{ш}} + m_{\text{кр}})g \quad (2.2)$$

де $m_{\text{ш}}$ – маса вінцевої шестерні, $m_{\text{кр}}$ – маса елементів кріплення вінцевої шестерні, g – прискорення вільного падіння.

3. Крутий момент від приводу:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N}{\omega} \quad (2.3)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с або с^{-1} , N – потужність приводу, кВт.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

де n – кількість обертів барабану, у об/с,

або

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = \pi \frac{n}{30}$$

де n – кількість обертів барабану, у об/хв.

Кількість обертів барабану попередньо можна знайти по залежності, об/хв:

$$n = \frac{(4 - 8)}{\sqrt{D_3}}$$

де D_3 – зовнішній діаметр апарату.

Потужність приводу барабану (кВт) можна знайти:

$$N = 0,34 \cdot 10^3 \cdot D_3^3 \cdot L \cdot \beta \cdot k$$

де k – коефіцієнт, який враховує властивості насадки (для гладких барабанів $k = 1$; для барабанів з лопатевою насадкою $k = 1,5 \dots 1,6$; з розподільною насадкою $k = 0,7 \dots 0,8$; з перевалочною насадкою $k = 0,3 \dots 0,4$).

Потужність двигуна буде:

$$N_{\text{дв}} = \frac{(1,1 - 1,3)N}{\eta}$$

де η – к.к.д. приводу та пускових навантажень.

Для важких барабанів беруть менше значення, для легших – більше значення.

4. Опорні реакції від розподіленого навантаження q :

$$R_{Aq} = R_{Bq} = \frac{qL}{2} \quad (2.4)$$

Опорні реакції від зосередженої сили F :

$$R_{AF} = \frac{F(l - l_1)}{l} \quad (2.5)$$

$$R_{BF} = \frac{Fl_1}{l} \quad (2.6)$$

Сумарна реакція опори A від дії q та F :

$$R_A = R_{Aq} + R_{AF} \quad (2.7)$$

Сумарна реакція опори B від дії q та F :

$$R_B = R_{Bq} + R_{BF} \quad (2.8)$$

Визначення згинаючих моментів в перерізах корпусу

Визначимо моменти в поперечних перерізах барабана та зобразимо їх епюри (див. розрахункову схему балки на рисунку 2.27).

Згинаючий момент елементарного перерізу:

$$dM = (qdx)x$$

Щоб розповсюдити на весь корпус, проінтегруємо:

$$M = \int (qdx)x$$

де x – змінюється по довжині барабана, (в межах $0 \dots L$).

Розпишемо окремо згинаючі моменти від дії розподіленого навантаження q та від зосередженої сили F на відповідних ділянках, див. рисунок 2.27.

Момент M_q в перерізах барабана від дії розподіленого навантаження q на відповідних ділянках:

- при $0 \leq x \leq a$:

$$M_q = -\frac{q \cdot x^2}{2} \quad (2.9)$$

- при $a \leq x \leq a + l$:

$$M_q = -\frac{qx^2}{2} + R_{Aq}(x - a) \quad (2.10)$$

- при $a + l \leq x \leq L$:

$$M_q = -\frac{qx^2}{2} + R_{Aq}(x - a) + R_{Bq}(x - a - l) \quad (2.11)$$

Момент M_F від зосередженої сили, яка діє на барабан в місці розташування вінцевої шестерні на відповідних ділянках:

- при $a \leq x \leq a + l_1$:

$$M_F = R_{AF}(x - a) \quad (2.12)$$

- при $a + l_1 \leq x \leq a + l$:

$$M_F = R_{AF}(x - a) - F(x - a - l_1) \quad (2.13)$$

- при $a + l \leq x \leq L$:

$$M_F = R_{AF}(x - a) - F(x - a - l_1) + R_{BF}(x - a - l) \quad (2.14)$$

на консолях момент від сили F дорівнює нулю.

$$\frac{dM}{dx} = 0, M_F = 0, \text{ при } 0 \leq x \leq a$$

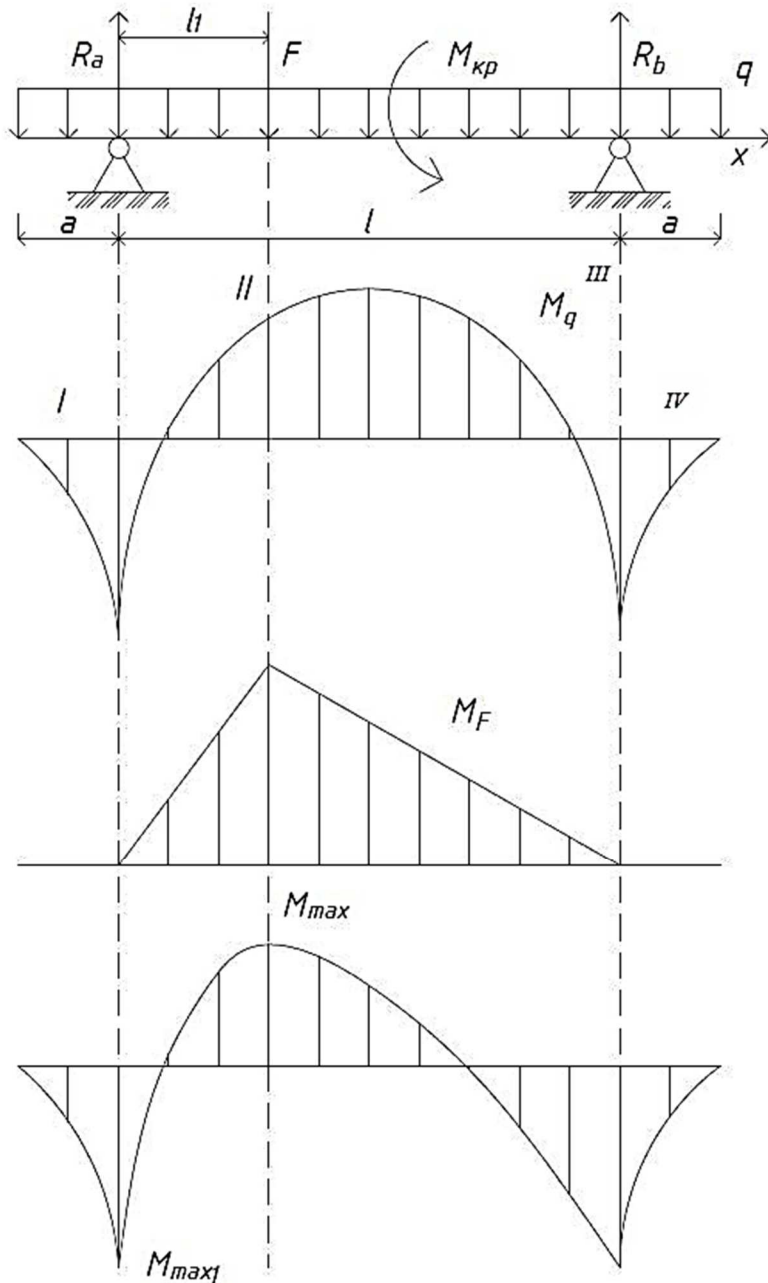
$$\text{де } a = \frac{(L-l)}{2}.$$

Епюра моменту M_q в перерізах барабана від дії розподіленого навантаження q , епюра моменту M_F в перерізах барабана від дії зосередженого зусилля F та епюра сумарного моменту M в перерізах барабана від дії зосередженого зусилля F зображені на рисунку 2.28.

Як видно з епюр на рисунку 2.28 максимальний момент M_{max} діє в прольоті між опорами.

Отже, максимальний згинаючий момент у небезпечному перерізі, який діє на барабан на двох опорах:

$$M_{max} = M_q + M_F \quad (2.15)$$



Епюра моменту M_q в перерізах барабана від дії розподіленого навантаження q

Епюра моменту M_F в перерізах барабана від дії зосередженого зусилля F

Епюра сумарного моменту M в перерізах барабана від дії зосередженого зусилля F

Рисунок 2.28 – Епюри згинаючих моментів

2.3.2 Визначення згинаючого та дотичного напружень

Матеріал викладено за авторами [17, 27, 31 - 35]

Розглянемо барабан апарату (рисунок 2.29). Товщина стінки барабану S . Виділимо у ній елементарний паралелепіпед. На стінку апарату діють згинаюче σ та дотичне напруження τ .

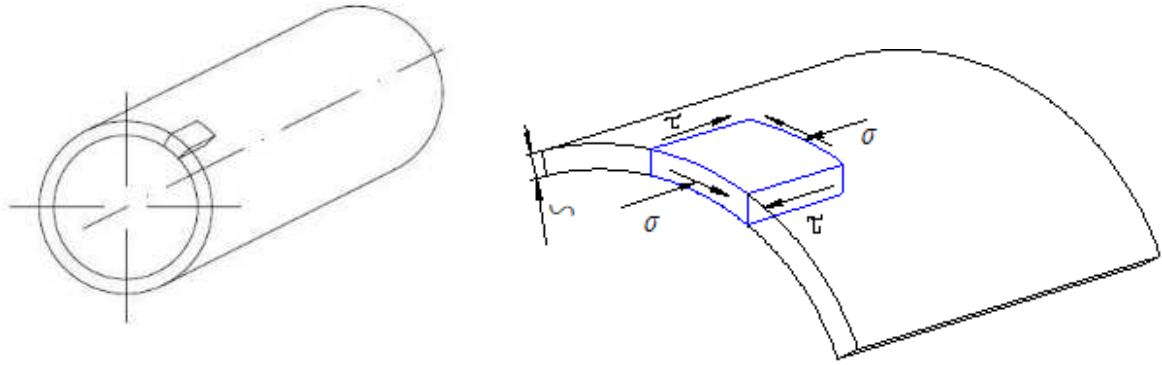


Рисунок 2.29 – Схема навантажень стінки апарату

Згинаюче напруження в барабані:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad (2.16)$$

де W – момент опору перерізу барабана, M_{max} – момент у небезпечному перерізі.

$$W = \frac{I}{\frac{D_B}{2}}$$

де I – момент інерції, D_B – діаметр барабану.

$$I = \frac{\pi}{64} (D_3^4 - D_B^4)$$

де D_3 – зовнішній діаметр барабану, D_B – внутрішній діаметр барабану.

Після підставлення та спрощень отримуємо:

$$W = \frac{\pi}{4} D_{cp}^2 S$$

де $S = (0,007 \div 0,011) D_3$ – товщина стінки обичайки барабану,

$D_{cp} = \frac{D_3 + D_B}{2}$ – середній діаметр барабана.

Визначимо дотичне напруження:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \quad (2.17)$$

де W_p – полярний момент опору.

$$W_p = 2W.$$

У барабанних апаратах розраховують на механічну міцність і жорсткість конструкцій корпус барабану, бандажі, опорні ролики та електропривідну систему.

2.3.3 Розрахунок корпусу на міцність, жорсткість та стійкість

Розглянемо спершу розрахунок корпусу на міцність, жорсткість та стійкість. Такі розрахунки проводять за РД 26-01-158-86 та іншими джерелами [17, 20, 31 - 36].

2.3.3.1 Перевірка корпусу апарату на міцність [17, 20, 31 – 34, 36]

Розрахункова схема для перевірки корпусу барабанного обертового апарату на міцність представлена на рисунку 2.30.

Згинаюче та дотичне напруження не є головними, тому визначимо головні напруження.

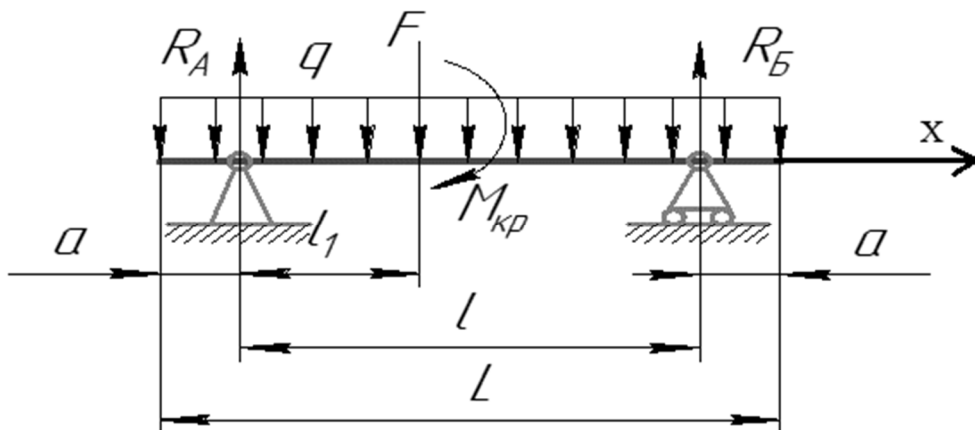


Рисунок 2.30 – Схема до розрахунку корпусу барабана на міцність, жорсткість

Запишемо нормальні (головні) напруження:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right)$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{1}{2} \left(\sigma - \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right)$$

Запишемо умову міцності при складному напруженому стані:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma].$$

Розпишемо значення еквівалентного напруження за різними теоріями міцності з [36]:

$\sigma_{\text{еквI}} = \sigma_1$ – критерій найбільших нормальних напружень, перша теорія міцності.

$\sigma_{\text{еквII}} = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)$ – критерій найбільших відносних деформацій, друга теорія міцності.

$\sigma_{\text{еквIII}} = \sigma_1 - \sigma_3$ – критерій найбільших дотичних напружень, третя теорія міцності.

$\sigma_{\text{еквIV}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]}$ – критерій найбільшої потенційної енергії формозміни по четвертій теорії міцності.

Для інженерних розрахунків міцності елементів конструкцій з ізотропних матеріалів, що працюють в умовах складного напруженого стану, як правило, рекомендують застосовувати третю і четверту теорії міцності.

Тому, розпишемо $\sigma_{\text{еквIII}}$, підставивши головні нормальні напруження, отримаємо:

$$\sigma_{\text{еквIII}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

де σ , τ – згинаюче та дотичне напруження, які визначили раніше за формулами (2.16) та (2.17).

$$\sigma_{\text{еквIII}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{max}}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{\text{кр}}}{2W}\right)^2} \quad (2.18)$$

або

$$\sigma_{\text{еквIII}} = \frac{\sqrt{M_{\text{max}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W} \quad (2.19)$$

де $M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\text{max}}^2 + M_{\text{кр}}^2}$ – повний згинаючий момент.

Отже, умова міцності для корпусу барабанного апарату:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (2.20)$$

Якщо

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

то умова міцності корпусу апарату виконується.

2.3.3.2 Перевірка корпусу апарату на стійкість [18, 34, 31]

Виконується для середньої частини барабану. Для розрахунку допустимого згинаючого моменту, розраховують допустимий згинаючий момент з умов міцності та допустимий згинаючий момент з умови стійкості.

Розрахункову схему для перевірки на стійкість розглядають як циліндричну оболонку, рисунок 2.31.

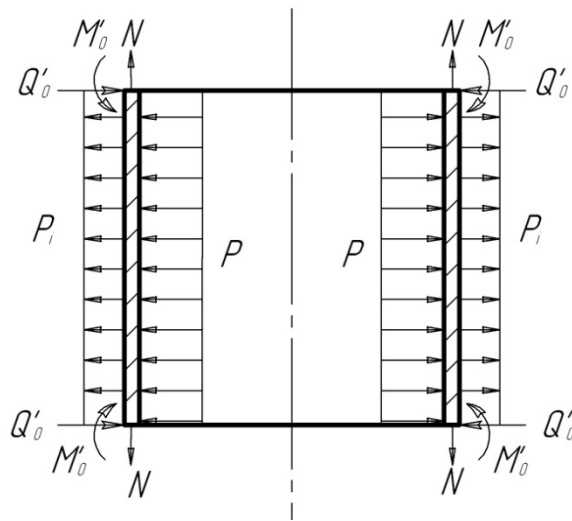


Рисунок 2.31 – Розрахункова схема для перевірки на стійкість

Запишемо умову стійкості:

$$M \leq [M] \quad (2.21)$$

$$\frac{M}{[M]} \leq 1$$

де $[M]$ – допустимий згинаючий момент з умов міцності і стійкості:

$$[M] = \frac{[M]_M}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_M}{[M]_E}\right)^2}} \quad (2.22)$$

де $[M]_M$ – допустимий згинаючий момент з умов міцності, Н·м, $[M]_E$ – допустимий згинаючий момент з умов стійкості, Н·м.

Розпишемо допустимий згинаючий момент з умов міцності:

$$[M]_M = [\sigma]W = [\sigma] \frac{\pi D_{cp}^2}{4} S$$

формула ГОСТ 34233.2-2017 для робочих умов:

$$[M]_M = \frac{\pi}{4} \cdot D_B (D_B + S - c) \cdot (S - c) [\sigma] \quad (2.23)$$

Допустимий згинаючий момент з умов стійкості ГОСТ 34233.2-2017:

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D_B^3 \left[\frac{100(S - c)}{D_B} \right]^{2,5} \quad (2.24)$$

де n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов, $n_y = 2,4$ [18],

D_B – внутрішній діаметр апарату.

Якщо

$$M \leq [M]$$

то умова стійкості корпусу апарату виконується.

2.3.3.3 Перевірка корпусу на жорсткість [17, 20, 31 – 34, 36]

Розрахункову схему для перевірки на жорсткість можна спростити до схеми балки (рисунок 2.30).

Сумарний максимальний прогин від діючих навантажень, м:

$$\gamma_{max} = \frac{D_{cp}^2}{8EI} [0,04q_1 + 0,002q_2] \quad (2.25)$$

де EI – жорсткість балки, E – модуль пружності матеріалу корпусу, $I_x = I_y = I$, м³ – момент інерції одиничної кільцевої насадки барабану, q_1 – лінійне навантаження від матеріалу в апараті, q_2 – лінійне навантаження від ваги апарату, футеровки, насадки...

$$I_x = I_y = \frac{1 \cdot S^3}{12}$$

Лінійне навантаження від матеріалу в апараті:

$$q_1 = \frac{G_M}{L}$$

де $G_M = m_M \cdot g$ – вага матеріалу.

Лінійне навантаження від ваги апарату, футеровки, насадки тощо:

$$q_2 = \frac{G_i}{L}$$

де $G_i = m_i \cdot g$ – вага апарату, футеровки, насадки...

Відносна деформація:

$$\varepsilon = \frac{Y_{max}}{D_{cp}} \leq [\varepsilon] \quad (2.26)$$

де D_{cp} – середній діаметр корпусу апарату.

Відповідно до [17, 20, 31, 34]:

$[\varepsilon] = \frac{1}{300}$ – допустимий відносний прогин для апаратів з футеровкою.

$[\varepsilon] = \frac{1}{200}$ – допустимий відносний прогин для апаратів без футеровки.

Якщо

$$\varepsilon \leq [\varepsilon]$$

то умова жорсткості корпусу апарата виконується.

2.4 Розрахунок бандажа

Раніше вже розглядалися бандажі барабанів обертових апаратів, але розглянемо більш детально ці конструктивні елементи.

2.4.1 Конструкції бандажів та способів їх з'єднання з корпусом апарату

Матеріал викладено за авторами [13, 17, 19, 27, 31, 35, 38, 39].

Бандажі слугують для передачі тиску від ваги всіх обертових частин апарату на опорні ролики. Для бандажів наразі використовують ТУ 14-12-324-85 «Бандажи сушильних барабанов» [38].

Як уже зазначалось, бандажі є кільцями прямокутного, квадратного або коробчатого перерізу (рисунок 2.5, а та 2.32). Іноді бандажі невеликих легких апаратів вигинаються з колії.



Рисунок 2.32 – Бандаж

Бандажі виготовляються з якісних вуглецевих сталей для того, щоб забезпечити довговічність, так як заміна бандажів важких барабанів надзвичайно важка.

Існують різні способи кріплення бандажів до барабана: розбірні та нерозбірні.

Способи кріплення бандажів:

1. Бандаж, скріплений з барабаном по всьому колу. Бандаж скріплюється по всьому колу за допомогою заклепок або болтів. Застосовується для барабанів, коли є значні навантаження, що працюють без значних температурних перепадів або коли вони незначні. Якщо барабан відносно тонкий, то між ним та бандажем розміщається додаткова прокладка.

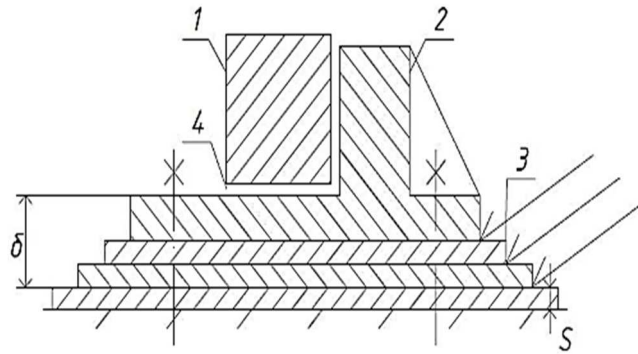
2. Бандаж, скріплений з барабаном у декількох точках. Бандаж приварюється до барабана у кількох точках. Застосовується при діаметрі барабана менше ніж 1 м, а також для відносно легких барабанів.

3. Жорстке кріплення. Бандаж у гарячому стані одягається на ковану горловину. Використовується для барабанів невеликого діаметру. Жорстке кріплення бандажа на корпус погіршує його взаємодію з опорними роликами і вимагає великої точності під час виготовлення і монтажу барабанної сушарки.

4. Бандаж одягається вільно на черевик. В тяжких машинах, що повільно обертаються, коли можливе значне температурне розширення, бандаж одягають на корпус вільно, з зазором.

Вільна посадка бандажів на барабани (рисунок 2.33) передбачає температурні зазори 4 для попередження виникнення крайових напружень, особливо небезпечних під час розігріву апарату. Завдяки тому, що внутрішній діаметр бандажу 1 більший за зовнішній діаметр барабана 3 (з урахуванням черевиків 2), останній під час роботи котиться по бандажах. У результаті бандажі розкочуються, їх внутрішній діаметр і зазор між барабаном (черевики) і бандажем постійно збільшуються, що є істотним недоліком такого способу кріплення бандажів.

Ролики опорних станцій приймають на себе навантаження від усіх обертових частин барабана. Виготовляються вони з менш міцного матеріалу, ніж бандаж, так як зміна зношених роликів більш проста, та й самі ролики дешевші за бандажі.



1 – бандаж, 2 – башмак, 3 – корпус, 4 – зазор

Рисунок 2.33 – Бандаж вільно надітий на башмак

Бандаж жорстко скріплений з корпусом зображено на рисунку 2.34.

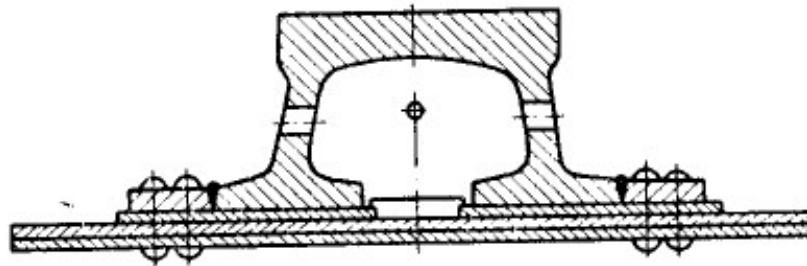


Рисунок 2.34 – Жорстке кріплення бандажа

2.4.2 Визначення сил, що діють на бандаж, що вільно закріплений на башмаках

Матеріали викладено за авторами [13, 19, 17, 27, 35].

Для машин барабанного типу, бандажі – найбільш відповідальні деталі. Вихід з ладу бандажа спричиняє тривалу зупинку машини на ремонт. Наприклад, для заміни одного з середніх бандажів, що вийшов з ладу, в багатоопорній конструкції доводиться вирізати частину прилеглої обичайки корпусу, замінювати бандаж і знову вварювати цю частину корпусу. В умовах хімічного заводу це трудомістка дорога операція, що послаблює корпус, тому проєктна довговічність бандажа становить 10 - 15 років.

Зобразимо розрахункову схему на рисунку 2.35. Навантаженнями на бандаж є реакції в опорах R_A . Тому, треба визначити навантаження з боку роликів T (рисунок 2.35, а).

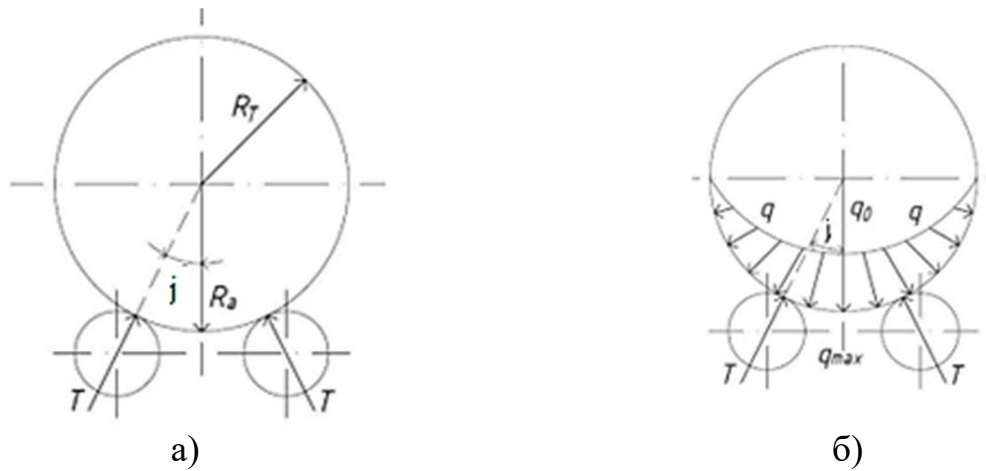


Рисунок 2.35 – Сили, що діють на бандаж, що вільно закріплений на башмаках

Запишемо рівняння рівноваги:

$$R_A - 2T \cos j = 0$$

де R_A – реакція опори, T – сила, що передається на опору (реакція опорного ролика).

$$R_A = \max(R_{\text{оп1}}; R_{\text{оп2}}) = \max(R_A; R_B)$$

Тобто, обирається максимальне значення з реакцій опор A або B (як визначити – див. п. 2.3.1).

Звідси реакція опорного ролика T :

$$T = \frac{R_A}{2 \cos j} \quad (2.27)$$

де $0 \leq j \leq \frac{\pi}{2}$ – кут між роликами, теоретично це половина кута між реакціями, для зменшення реакцій має бути мінімальним. Оптимальне значення $2j = 60^\circ$.

Окрім реакцій опор та опорних роликів на бандаж діють зосереджені сили від башмаків P_i .

Сили, які діють на башмаки розраховують, у двох випадках: коли один башмак розташований у самій нижній точці; другий випадок – два башмака розташовані знизу, симетрично, відносно вертикальної осі. Башмаки розташовуються по відношенню один до одного з певним кутом δ .

Розглянемо наближений метод розрахунку, який добре зарекомендував себе на практиці.

Цей метод базується на наступних припущеннях:

1. Корпус і бандаж дотикаються по нижній половині їхніх поверхонь безперервно або в скінченній кількості точок.

2. Якщо дотик безперервний, то питомий тиск на одиницю бандажа змінюється по синусоїдальному закону:

$$q = q_0 \cos j \quad (2.28)$$

де j – кут, $-\frac{\pi}{2} \leq j \leq \frac{\pi}{2}$, q_0 – деяка постійна величина, максимальне значення навантаження q (q_{max}) (див. рисунок 2.35, б).

3. Якщо дотик відбувається в скінченній кількості точок, тобто через башмаки, розташовані симетрично відносно вертикальної вісі, то тиск на i -й башмак:

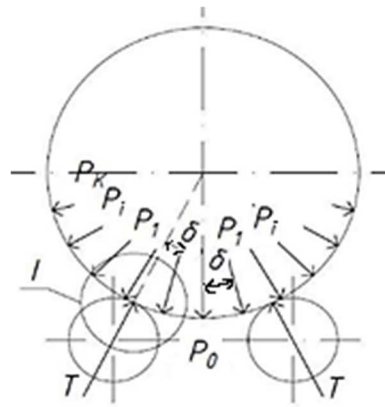
$$P_i = P_0 \cos \gamma_i$$

де P_0 – максимальне навантаження на нижній башмак для випадку, коли башмак, розташований у найнижчій точці вертикального діаметра, γ_i – менший кут між вертикальним діаметром і радіусом через башмак, i – порядковий номер башмака.

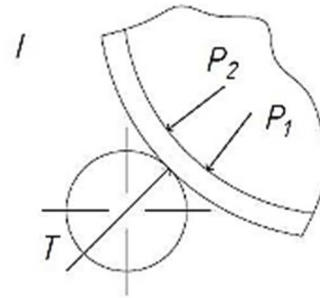
4. Кількість башмаків парна.

5. Розглядаються башмаки симетричні відносно вертикального діаметра.

Отже, визначимо зосереджені сили (P_i), що діють на башмаки, див. рисунок 2.36, а [13, 17, 19, 27].



а)



б)

вигин

Рисунок 2.36 – Сили, що діють на башмаки

1. Сили, що діють на башмак, коли башмак, розташований у найнижчій точці вертикального діаметра, будуть пропорційні косинусу кута δ , башмака, що розглядається та вертикаллю, тобто :

$$P_1 = P_0 \cos \delta \quad P_2 = P_0 \cos 2\delta$$

$$P_i = P_0 \cos i\delta$$

.....

$$P_k = P_0 \cos k\delta$$

де P_0 – деяка величина, яку треба знайти (тиск на нижній башмак для випадку, коли башмак, розташований у найнижчій точці вертикального діаметра), P_1 – сила, що діє на перший башмак, P_i – сила, що діє на i -й башмак і т.д., P_k – остання сила, що діє на бандаж, δ – центральний кут між двома сусідніми башмаками, i – порядковий номер башмака, $i = 0, 1, 2, \dots, n_{\delta 1}$.

$$n_{\delta 1} = \frac{n_{\delta} - 2}{4} \quad (2.29)$$

де $n_{\delta 1}$ – число башмаків у одному квадранті¹¹, крім нижнього (зверху башмаки ненавантажені), n_{δ} – кількість башмаків, парне число.

Запишемо умову рівноваги, спроектуємо сили на вертикальну вісь:

$$P_0 + 2P_1 \cos \delta + 2P_2 \cos 2\delta + \dots + 2P_i \cos i\delta + \dots + 2P_k \cos k\delta - R_A = 0$$

¹¹ **Квадрант** (чверть, четверта частина) - сектор круга з центральним кутом 90° , $1/4$ круга.

Підставимо значення сил P та зробимо перетворення:

$$P_0 + 2P_0 \cos^2 \delta + 2P_0 \cos^2 2\delta + \dots + 2P_0 \cos^2 i\delta + \dots + 2P_0 \cos^2 k\delta - R_A = 0$$

$$P_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^k \cos^2 i\delta \right) - R_A = 0$$

$$\delta = \frac{2\pi}{n_\delta}$$

Тоді шукана сила, що діє на нижній башмак:

$$P_0 = \frac{4R_A}{n_\delta} \quad (2.30)$$

2. Сили, що діють на башмак, коли знизу розташовано два башмака симетрично відносно вертикального діаметра:

$$P_i = P_0 \cos \left(\left(i + \frac{1}{2} \right) \delta \right)$$

де i - порядковий номер башмака, $i = 0, 1, 2, \dots, n_{\delta 2}$, P_0 - деяка величина, яку треба знайти.

$$n_{\delta 2} = \frac{n_\delta}{4} \quad (2.31)$$

де $n_{\delta 2}$ - число башмаків у одному квадранті.

Як і раніше:

$$P_0 = \frac{4R_A}{n_\delta}$$

Бандаж працює на вигин, див. рисунок 2.36, б. Тому треба шукати згинаючий момент.

2.4.3 Визначення зусиль і моментів в ключових перерізах бандажа

Матеріали викладено за авторами [13, 17, 19, 21, 31 – 35].

Бандаж є замкнутою статично невизначеною системою, яка навантажена зовнішніми зусиллями, симетричними, відносно вертикальної осі.

Для того, щоб система стала статично визначеною, необхідно умовно розсікти бандаж у ключовому перерізі, і порушений зв'язок замінити моментом M_0 та нормальною силою N_0 , значення яких можна визначити за допомогою метода Кастільяно, інтегралу Максвела-Мора або методу пружного центру.

2.4.3.1 Визначення зусиль і моментів в ключових перерізах бандажа, що вільно закріплений на башмаках

Розглянемо бандаж, навантажений однаковими силами P_i , симетричними відносно вісі (рисунок 2.37). Нехай сила P_i знаходиться на відстані (куті) θ_i від ключового перерізу. Розсічемо бандаж в цьому перерізі та замінимо порушені зв'язки моментом M_0 та нормальною силою N_0 .

Позначимо: α – змінний кут, відстань від поточного перерізу до вертикального діаметра, рисунок 2.37, β – кут між вертикальною віссю та місцем прикладання сили T , рисунок 2.38.

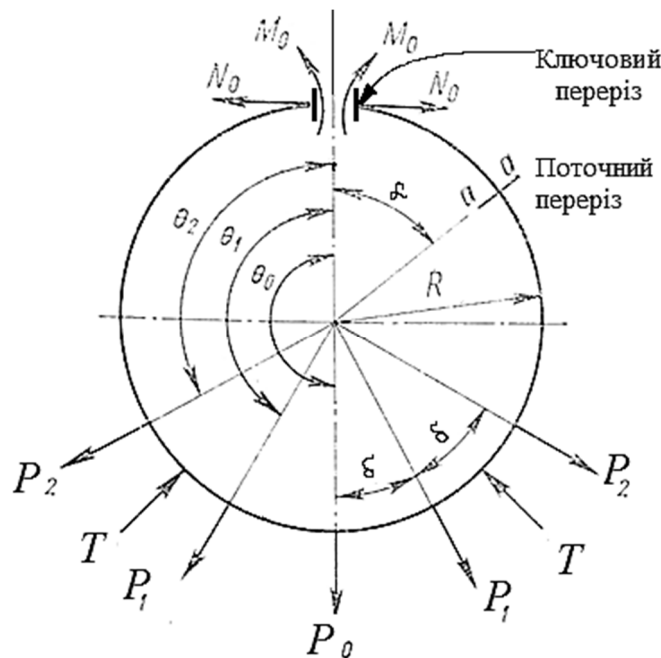


Рисунок 2.37 – Навантаження, що діють на бандаж

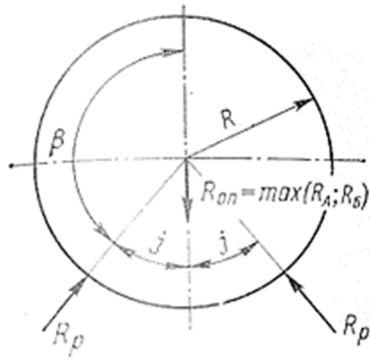


Рисунок 2.38 – Схема до пояснення кута β

Запишемо значення згинаючих моментів у будь-якому перерізі бандажа, (рисунок 2.37):

1) якщо $\theta < \beta$

- при $0 \leq \alpha \leq \theta$:

$$M_I = M_0 + N_0(R - R \cos \alpha) = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) \quad (2.32)$$

- при $\theta \leq \alpha \leq \beta$:

$$M_{II} = M_0 + N_0(R - R \cos \alpha) + P_i R \sin(\alpha - \theta) \quad (2.33)$$

- при $\beta \leq \alpha \leq \pi$:

$$M_{III} = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) + P_i R \sin(\alpha - \theta) - T R \sin(\alpha - \beta) \quad (2.34)$$

2) якщо $\theta > \beta$

- при $0 \leq \alpha \leq \beta$:

$$M_I = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) \quad (2.35)$$

- при $\beta \leq \alpha \leq \theta$:

$$M_{II} = M_0 + N_0(R - R \cos \alpha) - T R \sin(\alpha - \beta) \quad (2.36)$$

- при $\theta \leq \alpha \leq \pi$:

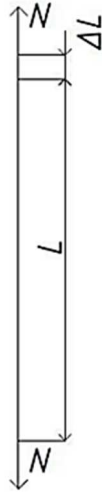
$$M_{III} = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) + P_i R \sin(\alpha - \theta) - T R \sin(\alpha - \beta) \quad (2.37)$$

де R – середній радіус бандажа, I...III – перерізи для визначення моментів.

Для того, щоб визначити значення згинаючих моментів у перерізах бандажа, необхідно визначити момент M_0 та нормальну силу N_0 . Їх можна визначити, використавши теорему Кастельяно.

Теорема Кастельяно [19].

Згідно з теоремою Кастельяно часткова похідна від питомої потенційної енергії деформації по навантаженню рівна переміщенню (деформації) викликаному цим навантаженням (рисунок 2.39).



A – робота деформації,

$A = N\Delta L$ – енергія

$\Delta L = \frac{A}{N}$ – переміщення

$\frac{\partial A}{\partial N_0}$ – часткова похідна

Рисунок 2.39 – Схема до розрахунку, ΔL – переміщення від навантаження N

Відповідно до теореми Кастельяно запишемо:

– для сили:

$$\frac{\partial A}{\partial N_0} = \Delta n = 0$$

де Δn – осьове переміщення (деформація) ключового перерізу, викликане силою

– для моменту:

$$\frac{\partial A}{\partial M_0} = \Delta \theta = 0$$

де $\Delta \theta$ – поворот ключового перерізу, викликаний моментом.

Якщо проінтегрувати, то дія зусиль розповсюджується на всю довжину кільця, тоді :

$$\int \frac{M}{EI} \cdot \frac{dM}{dM_0} dS = \Delta \theta = 0$$

(2.38)

$$\int \frac{M}{EI} \cdot \frac{dM}{dN_0} dS = \Delta n = 0$$

де $dS = R d\alpha$, елемент довжини дуги, α – кут при якому діє максимальний згинаючий момент, E – модуль пружності матеріалу бандажа, I – момент опору перерізу бандажа.

Внаслідок симетричності системи, отримуємо:

$$\Delta n = \Delta \theta = 0$$

Далі маємо:

$$\frac{dM}{M_0} = 1$$

$$\frac{dM}{N_0} = R(1 - \cos \alpha)$$

Підставляючи ці значення в рівняння (2.38), зробивши інтегрування по колу, так як робота деформації однакова для обох половинок бандажа, скоротивши на постійну величину $\frac{R}{EI}$ та зробивши перегрупування подібних членів отримаємо:

1. Згинаючі моменти M_{0i} від діючих на бандаж сил P_i :

$$M_{00} = \left(\frac{-P_0 R}{2\pi} \right) \left[1 + \frac{1}{\cos \beta} - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta \right]$$

$$M_{01} = \left(\frac{-P_1 R}{\pi} \right) \left[1 - \frac{\cos \theta_1}{\cos \beta} - (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta \right]$$

$$M_{02} = \left(\frac{-P_2 R}{\pi} \right) \left[1 - \frac{\cos \theta_2}{\cos \beta} - (\pi - \theta_2) \sin \theta_2 + (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta \right]$$

.....

$$M_{0i} = \left(\frac{-P_i R}{\pi} \right) \left[1 - \frac{\cos \theta_i}{\cos \beta} - (\pi - \theta_i) \sin \theta_i + (\pi - \beta) \cos \theta_i \operatorname{tg} \beta \right]$$

де β – кут, між верхньою точкою вертикального діаметра і місцем прикладання сили T , θ_i – розрахункові кути для окремих пар сил, кути прикладання/розташування сил.

$$\theta_0 = 180^\circ; \quad \theta_1 = \theta_0 - \delta; \quad \theta_2 = \theta_1 - \delta \quad \dots \quad \theta_i = \theta_{i-1} - \delta.$$

Тоді, сумарний момент M_0 :

$$M_0 = M_{00} + M_{01} + M_{02} + \dots + M_{0i} = \sum M_{0i} \quad (2.39)$$

2. Нормальні внутрішні сили у перерізах прикладання сил P_i :

$$N_{00} = \left(\frac{-P_0}{2\pi}\right) (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta$$

$$N_{01} = \left(\frac{-P_1}{\pi}\right) [(\pi - \theta_1) \sin \theta_1 - (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta]$$

$$N_{02} = \left(\frac{-P_2}{\pi}\right) [(\pi - \theta_2) \sin \theta_2 - (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta]$$

.....

$$N_{0i} = \left(\frac{-P_i}{\pi}\right) [(\pi - \theta_i) \sin \theta_i - (\pi - \beta) \cos \theta_i \operatorname{tg} \beta]$$

Тоді, сумарне нормальне зусилля N_0 :

$$N_0 = N_{00} + N_{01} + N_{02} + \dots + N_{0i} = \sum N_{0i} \quad (2.40)$$

Знаючи значення M_0 та N_0 можна визначити максимальний згинаючий момент M_{\max} по залежностям (2.32) – (2.34) для $\theta < \beta$ або (2.35) – (2.37) для $\theta > \beta$. Епюру згинаючих моментів (рисунок 2.40) будують по результатам розрахунків моментів на бандажі. Епюра симетрична відносно вертикальної вісі, при куті $2j = 60^\circ$ згинаючий момент в місці контакту бандажу з опорними роликами, тобто на кутах 150° та 210° , досягає максимального значення.

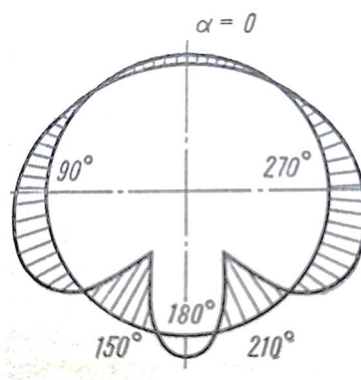


Рисунок 2.40 – Епюра згинаючих моментів

При $\beta = 150^\circ$ та 210° отримано рівняння для наближеного визначення максимального згинаючого моменту в бандажі [27]:

$$M_{\max} = 0,0633R_A R$$

де $R = \frac{D_{\text{срб}}}{2}$ – середній радіус бандажа, який можна знайти по залежності $D_{\text{срб}} = (1,14 \dots 1,22)D_3$.

Значення M_{max} потім використовують для визначення висоти перерізу бандажа за формулою (2.48), п. 2.4.4.

M_{max} – залежить від схеми кріплення бандажа, для випадку жорсткого закріплення бандажа з корпусом залежності наведено нижче [17, 19, 27].

2.4.3.2 Навантаження на бандаж, жорстко скріплений з корпусом [13, 17, 19, 27]

У цьому випадку реакцію опори можна вважати рівномірно розподіленою по колу бандажа (рисунок 2.41, а). Навантаження N_0 та M_0 в ключовому перерізі будуть визначатись по залежностям:

$$N_0 = -\frac{R_A R}{2\pi} \left[\frac{1}{2} + (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta \right] \quad (2.41)$$

$$M_0 = -\frac{R_A R}{2\pi} \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{\cos \beta} - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta \right] \quad (2.42)$$

Згинаючі моменти в будь-якому перерізі:

- при $0 \leq \alpha \leq \beta$:

$$M_I = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) - q_3 R^2 \left(\alpha \sin \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{2} \right) \quad (2.43)$$

- при $\beta \leq \alpha \leq \pi$:

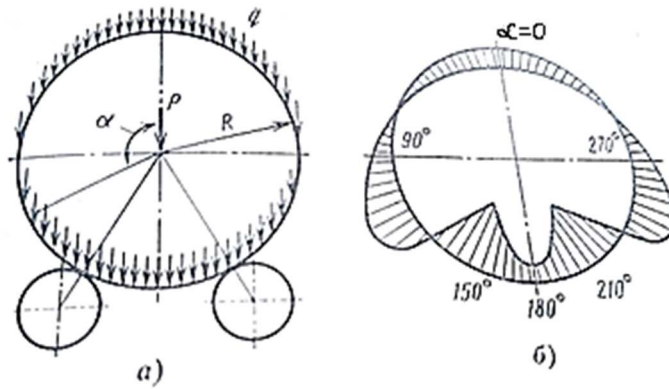
$$M_{II} = M_0 + N_0 R (1 - \cos \alpha) - q_3 R^2 \left(\alpha \sin \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{2} \right) - TR \sin(\alpha - \beta) \quad (2.44)$$

$$\text{де } q_3 = \frac{R_A}{2\pi R}.$$

При $\beta = 150^\circ$ та 210° отримано рівняння для визначення максимального згинаючого моменту в бандажі [17]:

$$M_{\text{max}} = 0,0857 R_A R$$

Приклад епюри згинаючого моменту в бандажі, жорстко скріпленого з корпусом зображено на рисунку 2.41, б.



**Рисунок 2.41 –Бандаж жорстко скріплений з корпусом:
а) схема навантаження; б) епюра згинаючих моментів**

2.4.4 Розрахунок бандажа на міцність

Перевірка бандажа на міцність від дії згинаючого моменту подано за джерелами [13, 17, 19, 31, 33 – 36, 39].

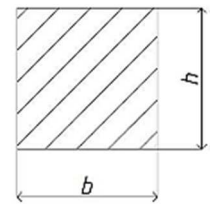
Знайдемо напруження від згинаючого моменту:

$$\sigma_{max} = \frac{|M_{max}|}{W} \quad (2.45)$$

де M_{max} – максимальний згинаючий момент, W – момент опору бандажа, для прямокутного перерізу:

$$W = \frac{bh^2}{6}$$

де b – ширина бандажа, h – висота бандажа.



$$b = \frac{T}{[q]}$$

де $[q] = (1,0 \div 2,4) \cdot 10^6 \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}} \right]$ – допустима інтенсивність розподіленого навантаження по довжині ділянки контакту бандажа і ролика, що береться з літератури [27, с. 242 та 32, □ 186] залежно від швидкості обертання барабану.

або ширину бандажа можна знайти за формулою:

$$b = 0,59^2 \frac{2TE_1E_2(D_{3\delta} + d_p)}{[\sigma]_K^2(E_1 + E_2)D_{3\delta}d_p} \quad (2.46)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності в умовах розтягу матеріалу барабану і опорного ролика; $[\sigma]_K$ – допустиме контактне напруження в матеріалі бандажа та ролика (див. табл. 2.1); $D_{зб}$ – зовнішній діаметр бандажа; d_P – діаметр опорного ролика, який можна розрахувати з рівняння контактної міцності по енергетичній теорії.

З конструктивних міркувань:

$$0,25D_{зб} \leq d_P \leq 0,33D_{зб}$$

Рівняння міцності бандажу з умови вигину:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]_{зг} \quad (2.47)$$

Звідси, висота перерізу бандажа з умови міцності, м [17, 34]:

$$h = \sqrt{\frac{6|M_{max}|}{b[\sigma]_{зг}}} \quad (2.48)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження на вигин, як показує практика експлуатації бандажів, для сталених бандажів $[\sigma]_{зг}$ можна приймати приблизно [17, с. 250]:

$$[\sigma]_{зг} = 50 \text{ МПа.}$$

2.4.5 Перевірка бандажу та роликів з умов контактної міцності

Матеріал викладено за джерелами [13, 19, 27, 33].

У місці контакту бандажу та роликів виникають деформовані ділянки, у цих точках дотику виникають контактні напруження. Тому потрібно визначати максимальне контактне напруження. Розрахунок виконується в місці контакту бандажа і опорного ролика. Розрахункова схема – масив.

Припущення:

1. Тіла та деформації – пружні.
2. Матеріал циліндрів – однорідний та ізотропний.
3. Матеріал циліндрів підкоряється дії законів Гука.

4. Стискаючі сили та тиски на поверхні контакту – нормальні до цієї поверхні.

5. Розміри поверхні контакту невеликі порівняно з радіусами кривизни тіл в точках контакту.

Якщо стискати циліндри силами, які лежать в площині їхніх вісей, то вони будуть зминатись по лінії початкового контакту, по смужці, яка називається *смугою контакту* (рисунок 2.42).

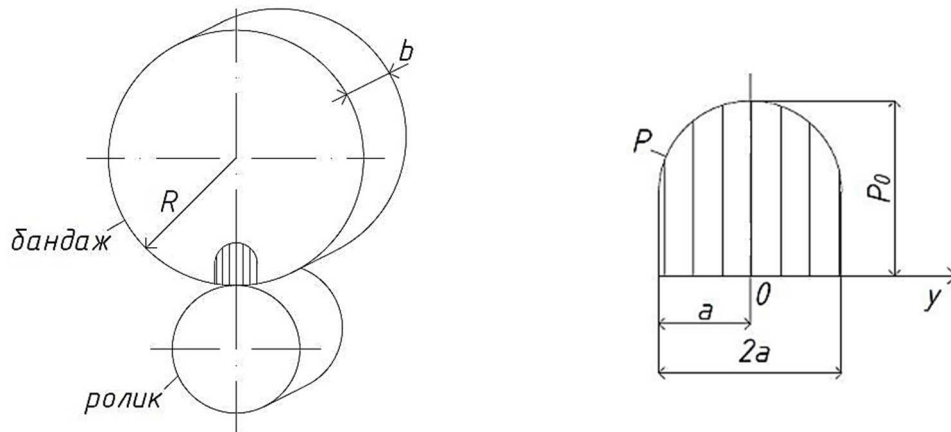


Рисунок 2.42 – Місце контакту бандажа та опорного ролика, смуга контакту

Нехай b – ширина бандажа, B – ширина ролика, R – радіус бандажа, причому $b < B$, рисунок 2.42

Ширина смуги контакту знаходиться за відомою формулою Герца-Беляєва:

$$2a = 4 \sqrt{q \frac{1 - \mu^2}{\pi} \cdot \frac{E_1 + E_2}{E_1 E_2} \frac{Rr}{R + r}} \quad (2.49)$$

де $\frac{T}{b} = q$ – навантаження на одиницю довжини циліндра (питоме стискаюче зусилля), E_1 і E_2 – модулі пружності роликів і бандажа, r та R – радіуси ролика та бандажа відповідно, μ – коефіцієнт Пуассона.

Якщо $E_1 = E_2 = E$, а $\mu = 0,3$, тоді формула спрощується, і ширина смужки контакту буде:

$$2a = 3,04 \sqrt{\frac{q}{E} \cdot \frac{Rr}{R+r}} \quad (2.50)$$

2.4.5.1 Контактний тиск на площині контакту бандажа та ролика

Контактний тиск на площині контакту розподіляється по ширині $2a$ по еліптичному закону, (див. рисунок 2.42), тому запишемо рівняння еліпса:

$$\frac{P^2}{P_0^2} + \frac{y^2}{a^2} = 1$$

Тоді тиск на площині контакту буде дорівнювати:

$$P = P_0 \sqrt{1 - \frac{y^2}{a^2}}$$

де a – половина ширини смуги контакту, P_0 – максимальний тиск на середній лінії площини зминання, ($y = 0$), y – вісь з початком на осі площини зминання, перпендикулярна до осі площадки.

Очевидно, що

$$\int_{-a}^a P dy = P_0 \int_{-a}^a \sqrt{1 - \frac{y^2}{a^2}} dy = q$$

Звідки отримуємо:

$$\frac{P_0}{2a} = \left| y \sqrt{a^2 - y^2} + a^2 \arcsin \frac{y}{a} \right|_{-a}^a = q$$

Після перетворень отримуємо:

$$P_0 = \frac{2q}{\pi a}$$

Знаючи тиск P_0 можна визначити контактний тиск P на площині контакту у будь-якій точці.

Підставимо a , тоді отримуємо:

$$P_0 = \frac{2q}{\pi a} = \sqrt{\frac{q}{\pi(1-\mu^2)} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{R+r}{Rr}} = 0,418 \sqrt{q \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{R+r}{Rr}} \quad (2.51)$$

При $E_1 = E_2 = E$, а $\mu = 0,3$, отримаємо:

$$P_0 = 0,418 \sqrt{qE \frac{R+r}{Rr}} \quad (2.52)$$

2.4.5.2 Контактні напруження в матеріалі бандажа і ролика [19, 34]

Якщо взяти вісь y , як і раніше, вісь z направити по вісі смуги, а вісь x – всередину тіла циліндра (рисунок 2.43), то напруження в будь-якій точці з координатами (y, z) будуть:

$$\sigma_x = -P_0 2\mu \frac{z}{a} \left[\sqrt{\frac{a+u}{u}} - 1 \right]$$

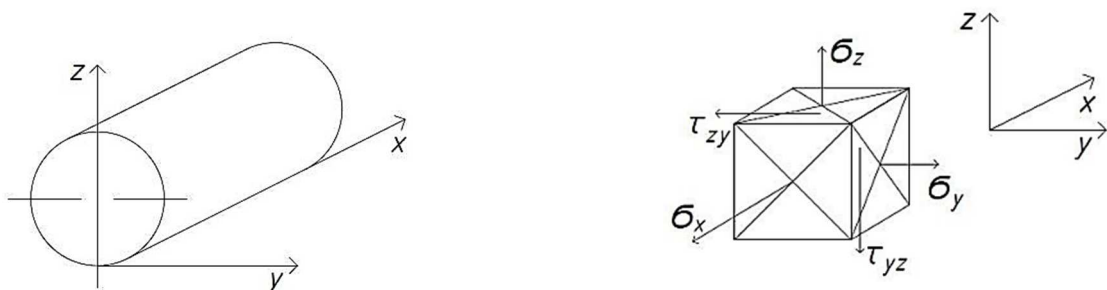
$$\sigma_y = -P_0 \frac{z}{a} \left[\sqrt{\frac{a^2+u}{u}} \left(1 + \frac{u^2}{u^2+a^2z^2} \right) - 2 \right]$$

$$\sigma_z = -P_0 \frac{az^3}{u^2+a^2z^2} \left[\sqrt{\frac{a^2+u}{u}} \right]$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = -P_0 \frac{ayz^2}{u^2+a^2z^2} \sqrt{\frac{u}{a^2+u}}$$

де $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ – дотичні напруження в напрямку осі y на площині перпендикулярній до осі z і т.д. Інші напруження зрізу рівні нулю.

Вищенаведені формули дають змогу визначити головні нормальні напруження у будь-якій точці.



$\sigma_i = f(y, z)$ – не залежить від x .

Рисунок 2.43 – Схема до розрахунку контактних напружень в матеріалі бандажа і ролика

Так як через симетрію системи відносно площини (z, y) у будь-якій точці (циліндри вважаються нескінченними) на площадках, що лежать на цій площині, зрізу бути не може, то напрямки, перпендикулярні до цієї площини є головними.

Тому, одним з головних напружень буде σ_x , а іншими відповідно σ_y та σ_z . Зобразимо їх на графіку, рисунок 2.44.

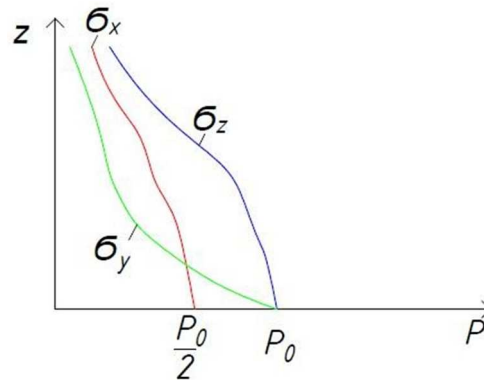


Рисунок 2.44 – Напруження в матеріалі бандажа та ролика (до визначення головних напружень)

Далі після перетворень, шукають найбільший корінь рівняння u , після підставлення, перетворень та спрощень використовуючи відомі формули з опору матеріалів для головних напружень, після підставлення отриманих значень для σ_x , σ_y та σ_z отримаємо:

$$\begin{aligned}\sigma_1 = \sigma_x &= -2\mu P_0 e^{-\alpha} \\ \sigma_2 = \sigma_y &= -P_0 e^{-\alpha} (1 - \text{th}\alpha) \\ \sigma_3 = \sigma_z &= -P_0 e^{-\alpha} (1 + \text{th}\alpha)\end{aligned}\quad (2.53)$$

де α – кут, який з'являється в результаті введення декартової системи координат при перетворенні формул.

Напруження в матеріалі циліндрів, викликане тиском P , розподіленим по смужці контакту, максимальне в точках, що лежать на вісі z . Після подальших перетворень формул (2.53), підставлення значень тригонометричних функцій та коефіцієнту Пуассона μ , отримують максимальні значення напружень [13]:

$$\sigma_1 = -0,18 \cdot P_0$$

$$\sigma_2 = -0,288 \cdot P_0$$

$$\sigma_3 = -0,78 \cdot P_0$$

Як показує аналіз напруженого стану, приведенне (еквівалентне) напруження буде максимальним на глибині $z = 0,784 \cdot a$ (при розрахунку по теорії найбільших дотичних напружень):

$$\sigma_1 - \sigma_3 = -0,18P_0 - (-0,78)P_0 = 0,6P_0 \quad (2.54)$$

Запишемо умову контактної міцності бандажа та ролика:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]_к$$

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]_к$$

Максимальне дотичне напруження зрізу буде на площині, яка нахилена під кутом 45° [13, 19]:

$$\tau = \frac{\sigma_{\text{екв}}}{2} = 0,3P_0$$

Перевірка бандажу та роликів з умов контактної міцності [17, 19, 20, 27, 35]

Умова контактної міцності бандажа і ролика, враховуючи формулу (2.54):

$$0,6P_0 \leq [\sigma]_к$$

Якщо $\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]_к$, то умова контактної міцності бандажа і ролика виконується.

Величину $[\sigma]_к$ беруть з таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – допустиме контактне напруження в матеріалі бандажа та ролика

| Матеріал | $[\sigma]_к$, МПа |
|----------|--------------------|
| Ст3 | 500 |
| 30 | 850...1050 |
| 40 | 1000...1350 |
| 50 | 1050...1400 |

2.4.6 Розрахунок бандажа на витривалість

При розрахунках бандажа, важливим також є врахування напружень від температурного впливу та розрахунок бандажа на витривалість. Для цього спершу необхідно визначити перепад температур по висоті перерізу бандажа. Розрахунок ведеться за [17].

Розрахунок перепаду температур в перерізі бандажа

Температуру бандажа з достатньою точністю для розрахунків можна визначити, користуючись моделлю теплообміну між корпусом барабану та бандажем, при наступних припущеннях:

1. Зміна температур в поперечному перетині бандажу відбувається по законам теплопровідності при охолодженні прямого ребра постійної товщини.
2. Температура внутрішньої поверхні бандажа однакова у всіх точках.
3. Коефіцієнт тепловіддачі у зовнішнє середовище однаковий для торцьової та бокової поверхонь бандажа.
4. Розподілення термічних опорів, що припадають на сталеві підкладки під бандаж $\Phi_{\text{п}}$, повітряний проміжок між ними $\Phi_{\text{пн}}$ та радіальний проміжок між бандажем та підкладками $\Phi_{\text{р}}$, при встановленому режимі наступні: $\Phi_{\text{п}} \approx 35\%$, $\Phi_{\text{пн}} \approx 45\%$, $\Phi_{\text{р}} \approx 20\%$.

Перепад температур в перерізі бандажа визначається по залежності:

$$\Delta t_{\delta} = t_{\delta}^{\text{BH}} - t_{\delta}^3 \quad (2.55)$$

де t_{δ}^{BH} – температура внутрішньої поверхні бандажа, К; t_{δ}^3 – температура зовнішньої поверхні бандажа, К.

Температура внутрішньої поверхні бандажа визначається по залежності:

$$t_{\delta}^{\text{BH}} = \frac{t_{\text{к}} \cdot [1 + \text{th}(w \cdot h_{\delta}) \cdot \alpha_{\delta} / (w \cdot \lambda_{\delta})]}{\alpha_{\delta} \cdot \Phi_{\text{екв}} \cdot [1 + \text{th}(w \cdot h_{\delta}) \cdot \lambda_{\delta} \cdot w / \alpha_{\delta} + [1 + \text{th}(w \cdot h_{\delta}) \cdot \alpha_{\delta} / (w \cdot \lambda_{\delta})]}}$$

Температура зовнішньої поверхні бандажа буде:

$$t_{\delta}^3 = \frac{t_{\delta}^{\text{BH}}}{\text{ch}(w \cdot h_{\delta}) + \alpha_{\delta} \cdot \text{sh}(w \cdot h_{\delta}) / (w \cdot \lambda_{\delta})}$$

де t_k – температура корпусу барабану, К; h_{δ} – висота перерізу бандажа, м; α_{δ} – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні бандажа в оточуюче середовище при умові роботи апарату в приміщенні, $\alpha_{\delta} = 10 \dots 12$ Вт/(м²·К); λ_{δ} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу бандажа, Вт/(м·К); $\Phi_{\text{екв}}$ – еквівалентний термічний опір підкладок, повітряних проміжків між ними та радіальним зазором між бандажем та підкладками, (м²·К)/Вт; w – симплекс; $\text{th}(w \cdot h_{\delta})$, $\text{sh}(w \cdot h_{\delta})$, $\text{ch}(w \cdot h_{\delta})$ – гіперболічні функції.

Еквівалентний термічний опір, Вт/(м²·К):

$$\frac{1}{\Phi_{\text{екв}}} = \frac{0,35}{h_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}}} + \frac{0,45}{h_{\text{п}}/\lambda_{\text{пш}}} + \frac{0,2}{h_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}} + \delta_3/\lambda_{\text{пш}}}$$

де $h_{\text{п}}$ – висота підкладок, м; $\lambda_{\text{п}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу підкладок, Вт/(м·К); $\lambda_{\text{пш}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К); δ_3 – радіальний проміжок між бандажем і підкладками, м; $\delta_3 = (1 \dots 3)$ мм.

Симплекс:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\delta}}{\lambda_{\delta} \cdot b}}$$

де b – ширина перерізу бандажа, м.

Розрахунок температурних напружень

Напруження у бандажі від температурного перепаду знаходять по нижченаведених залежностях, МПа:

- на зовнішній поверхні:

$$\sigma_{t3} = \frac{\alpha_t \cdot E \cdot \Delta t_{\delta}}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{D_{3.б.}}{D_{б.б.}}\right)} - \frac{2 \cdot D_{б.б.}^2}{D_{3.б.}^2 - D_{б.б.}^2} \right] \quad (2.56)$$

- на внутрішній поверхні:

$$\sigma_{t\epsilon} = \frac{\alpha_t \cdot E \cdot \Delta t_{\epsilon}}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{D_{3.б.}}{D_{6.б.}}\right)} - \frac{2 \cdot D_{3.б.}^2}{D_{3.б.}^2 - D_{6.б.}^2} \right] \quad (2.57)$$

де $D_{3.б.}$ – зовнішній діаметр бандажа, м; $D_{6.б.}$ – внутрішній діаметр бандажа, м; α_t – коефіцієнт лінійного розширення, 1/К; μ – коефіцієнт Пуассона, $\mu = 0,3$; E – модуль пружності, МПа, Δt_{ϵ} – перепад температур у бандажі, К.

Визначення запасу витривалості у перерізі бандажа барабанного апарата

Напруження на зовнішній поверхні бандажа:

- максимальне:

$$\sigma_{\max}^3 = \sigma_{t3} + \sigma_{\alpha}^3 \quad (2.58)$$

де σ_{α}^3 – напруження в перерізі бандажа α на зовнішній поверхні.

$$\sigma_{\alpha}^3 = \frac{M_{\alpha}}{W}$$

де M_{α} – згинаючий момент в перерізі α , W – момент опору бандажа.

- мінімальне:

$$\sigma_{\min}^3 = \sigma_{t3} + \sigma_{\alpha=\beta}^3 \quad (2.59)$$

де $\sigma_{\alpha=\beta}^3$ – напруження в перерізі бандажа $\alpha = \beta$ під опорою на зовнішній поверхні.

$$\sigma_{\alpha=\beta}^3 = \frac{M_{\alpha=\beta}}{W}$$

де $M_{\alpha=\beta}$ – згинаючий момент в перерізі $\alpha = \beta$.

- середнє:

$$\sigma_m^3 = \frac{\sigma_{\max}^3 + \sigma_{\min}^3}{2} \quad (2.60)$$

- амплітуда напружень циклу:

$$\sigma_a^3 = \frac{\sigma_{\max}^3 - \sigma_{\min}^3}{2} \quad (2.61)$$

Напруження на внутрішній поверхні бандажа:

- максимальне:

$$\sigma_{\max}^B = \sigma_{tB} + \sigma_{\alpha=\beta}^B \quad (2.62)$$

де $\sigma_{\alpha=\beta}^B$ – напруження в перерізі бандажа $\alpha = \beta$ на внутрішній поверхні під опорою.

$$\sigma_{\alpha=\beta}^B = -\frac{M_{\alpha=\beta}}{W}$$

- мінімальне:

$$\sigma_{\min}^B = \sigma_{tB} + \sigma_{\alpha}^3 \quad (2.63)$$

де σ_{α}^3 – напруження в перерізі бандажа α на внутрішній поверхні.

$$\sigma_{\alpha}^B = -\frac{M_{\alpha}}{W}$$

- середнє:

$$\sigma_m^B = \frac{\sigma_{\max}^B + \sigma_{\min}^B}{2} \quad (2.64)$$

- амплітуда напружень циклу:

$$\sigma_a^B = \frac{\sigma_{\max}^B - \sigma_{\min}^B}{2} \quad (2.65)$$

Коефіцієнт запасу міцності:

- на зовнішній поверхні:

$$n_{\min}^3 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a^3 \cdot K_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m^3} \quad (2.66)$$

- на внутрішній поверхні:

$$n_{\min}^B = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a^B \cdot K_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m^B} \quad (2.67)$$

де K_{σ} – коефіцієнт концентрації напружень стикових швів з повним проварюванням для матеріалу бандажа, $K_{\sigma} = 1,4$ – для низьколегованої сталі, $K_{\sigma} = 1,2$ – для вуглецевої сталі;

ψ – коефіцієнт чутливості матеріалу бандажа до асиметрії циклу, для вуглецевої сталі приймають $\psi = 0,1..0,2$, для легованої сталі $\psi = 0,2..0,3$;

ε_{II} – коефіцієнт стану поверхні, обирають з таблиці 2.2 [17];

ϵ_m – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу бандажа на опір втомлюваності, приймають згідно таблиці 2.3 [17];

σ_{-1} – межа витривалості; для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,6) \sigma_B$, для легованих сталей $\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,55) \sigma_B$;

σ_B – межа міцності береться з таблиці 2.2 [17].

Таблиця 2.2 – Межа міцності σ_B та коефіцієнт стану поверхні ϵ_{II}

| Значення | Марка сталі | | | | |
|---|-------------|------|------|------|------|
| | 10 | 20 | 30Л | 35Л | 45Л |
| Межа міцності σ_B , МПа | 350 | 400 | 480 | 500 | 550 |
| Коефіцієнт стану поверхні ϵ_{II} | 0,86 | 0,84 | 0,84 | 0,84 | 0,82 |

Таблиця 2.3 – Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу бандажа ϵ_m на опір втомлюваності

| Сталь | Площа поперечного перерізу бандажа $A_b \cdot 10^4, \text{ м}^2$ | | | | | | | | | |
|-----------|--|-------|-------|--------|-------|-------|------|-------|------|-------|
| | 3,14 | 7,065 | 12,56 | 19,625 | 28,26 | 50,24 | 78,5 | 176,6 | 314 | 706,5 |
| Вуглецева | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,815 | 0,79 | 0,72 | 0,7 | 0,66 | 0,64 | 0,62 |
| Легована | 0,84 | 0,78 | 0,74 | 0,7 | 0,68 | 0,65 | 0,62 | 0,59 | 0,57 | 0,55 |

Умова витривалості бандажа:

$$n_{\min}^3 \leq [n_{\min}],$$

$$n_{\min}^6 \leq [n_{\min}].$$

Нормативний коефіцієнт запасу міцності, [14, 17]:

$$[n_{\min}] = [n_1][n_2][n_3]$$

де $[n_1]$ – коефіцієнт, який враховує неточності визначення навантажень і напружень; $[n_1] = 1,2 \dots 1,5$ – при підвищеній точності, $[n_1] = 2 \dots 3$ – при меншій точності;

$[n_2]$ – коефіцієнт, який враховує неоднорідність матеріалу бандажа та підвищену чутливість до недоліків механічної обробки; $[n_2] = 1,5 \dots 2$;

$[n_3]$ – коефіцієнт умов роботи, враховує ступінь відповідальності деталі; $[n_3] = 1 \dots 1,5$.

2.5 Розрахунок опорного та упорного роликів

2.5.1 Розрахунок опорного ролика з врахуванням температурного подовження барабана

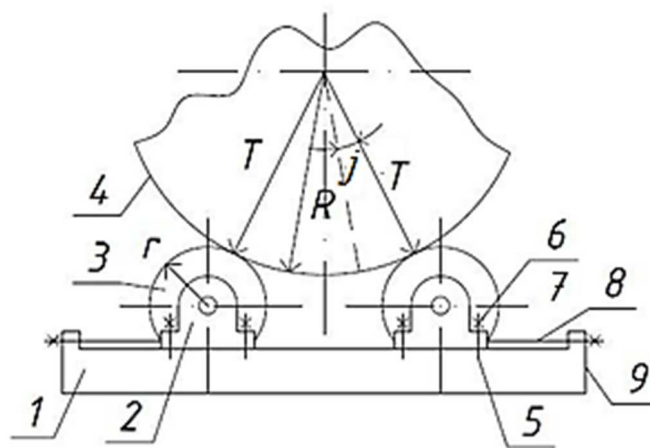
Матеріал подано за авторами [17, 19, 27, 31, 33, 34].

Опорні ролики виготовляють зазвичай з більш м'якого матеріалу, ніж бандажі, що сприяє більш швидкому зносу роликів, ніж бандажів, заміна яких вимагає демонтажу всієї машини, в той час, як заміна зношених роликів не викликає особливих труднощів та вимагає небагато часу. Ширина ролика зазвичай береться більше ширини бандажа на 20 - 30 мм, що полегшує монтаж.

При проведенні в машинах барабанного типу процесів теплообміну необхідно враховувати температурне подовження барабана та збільшення його діаметра. Максимальні температурні деформації відповідають роботі машини за заданого температурного режиму.

Температурні деформації визначають вибір ширини опорних роликів, розмірів деяких деталей ущільнювальних пристроїв тощо.

Врахування температурних деформацій обов'язкове, в іншому випадку можливе виникнення додаткових напружень, що викликають руйнування, наприклад, вузла кріплення бандажу (рисунок 2.45).



1 – корпус, 2 – опорна станція, 3 – ролик, 4 – бандаж, 5 – болт, 6 – гайка,
7 – шайба, 8 – упорні гвинти, 9 – упор

Рисунок 2.45 – Схема до розрахунку опорного ролика

Радіус опорного ролика знаходимо з залежності:

$$r = (0,25 \div 0,33)R \quad (2.68)$$

де R – радіус бандажа.

Ширина опорного ролика з урахуванням подовження ділянки барабану:

$$B_i = b + \mathcal{L}\Delta t L_i \quad (2.69)$$

де \mathcal{L} – коефіцієнт температурного розширення, $\mathcal{L} = 1,2 \cdot 10^{-5}$ 1/град,
 B – ширина ролика, b – ширина бандажа, $B > b$, Δt – різниця температур,
 L_i – довжина i -ї ділянки

Криву зміни температури стінки барабану по його довжині, отриману після теплового розрахунку, розбивають на ділянки L_i , для яких можна вважати, що температура змінюється за лінійним законом (рисунок 2.46):

$$\Delta t = t_p - t_m$$

де t_p – робоча температура, t_m – температура монтажу.

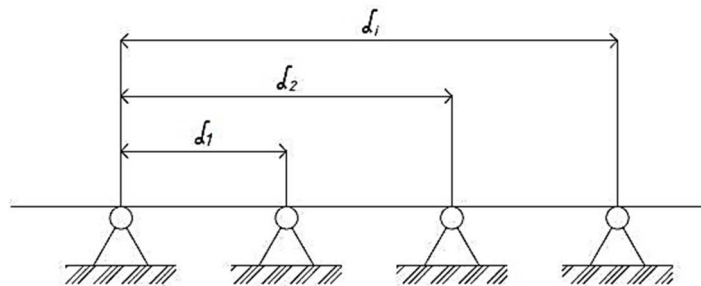


Рисунок 2.46 – До розрахунку ширини опорного ролика

Тоді подовження ділянки барабану буде:

$$\Delta l = \mathcal{L}\Delta t L_i$$

а ширина ролика на i -й ділянці:

$$B_i = b + \Delta l + u_p$$

де u_p – конструктивна добавка, яка компенсує відхилення, які виникають при монтажі, $u_p = 20 \dots 40$ мм [17].

Розрахунок на міцність упорних гвинтів

Вихід з ладу гвинтів, болтів, шпильок відбувається внаслідок зминання, зносу чи зрізу різьби, руйнування голівки болта або розриву стрижня по різьбі

(рисунок 2.45, поз. 8) [27]. Тому потрібно проводити розрахунок упорних гвинтів на міцність.

Умова міцності упорних гвинтів:

$$\sigma \leq [\sigma]\varphi_c \quad (2.70)$$

де φ_c – коефіцієнт зменшення допустимих напружень при втраті стійкості, $\varphi_c = f(\lambda)$ (див. рисунок 2.47), де λ – гнучкість.

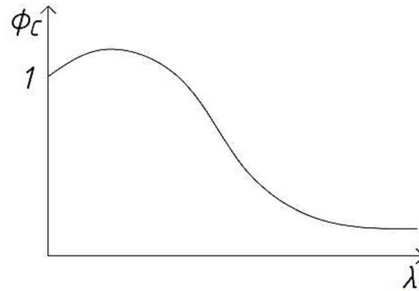


Рисунок 2.47 – Коефіцієнт зменшення допустимих напружень при втраті стійкості

$$\lambda = \frac{l}{i}$$

де $i = \sqrt{\frac{I}{f}}$ – радіус інерції, $I = \frac{\pi d^4}{64}$ – момент інерції, $f = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа

поперечного перерізу, l – приведена довжина упорного гвинта, залежить від умов кріплення (див. рисунок 2.48), для упорного гвинта $l = 2l$.

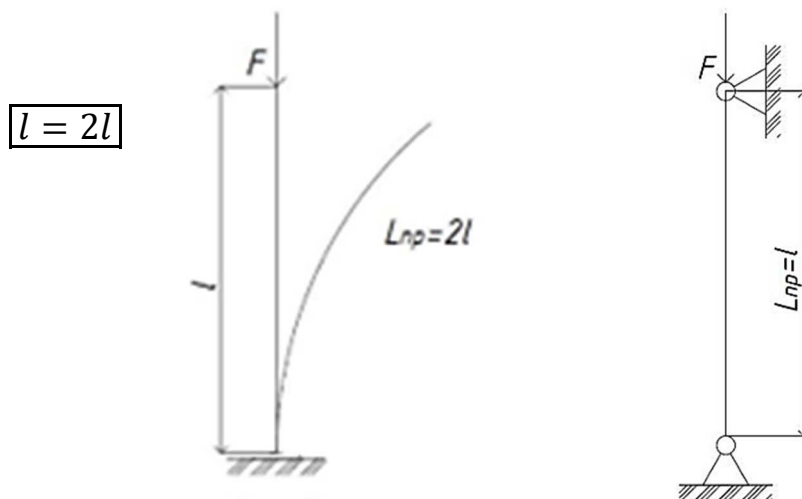


Рисунок 2.48 – Схема до розрахунку упорних гвинтів

У процесі регулювання ролика на кожен з двох упорних гвинтів припадає зусилля P' , яке рівне сумі сил:

$$P' = 0,5(T \sin j + f T \cos j)$$

де $F = T \sin j$ – горизонтальна складова реакції в опорі, $F_{\text{тр}} = f T \cos j$ – сила тертя в основі опори, f – коефіцієнт тертя між рамою та плитами, $f = 0,16 \dots 0,2$.

При

$$T = \frac{R_A}{2 \cos j}$$

Сила P' :

$$P' = 0,25T(\sin j + f)$$

Якщо $f = 0,2$ та $2j = 60^\circ$, то

$$P' = 0,2T \quad (2.71)$$

2.5.2 Розрахунок упорного ролика на контактну міцність

Матеріал подано за авторами [17, 19, 31, 34].

Для попередження аксіального зміщення барабана на одній із опорних станцій встановлюється упорний ролик. Упорні ролики відливають із чавуну СЧ18-36 або СЧ21-40. Як і опорні ролики, їх також потрібно розраховувати на контактну міцність.

Максимальне еквівалентне напруження, яке виникає у бандажі та упорному ролику [34]:

$$\sigma_{\text{екв ур}} = 0,85 \cdot \sqrt{\frac{(G_1 + G_2) \cdot (\sin \beta + f_1)}{\pi \cdot (1 - \mu_2^2)} \cdot D_{\text{з.б.}} \cdot L_5} \cdot \frac{E_6 \cdot E_{\text{ур}}}{E_6 + E_{\text{ур}}} \quad (2.72)$$

Умова контактної міцності:

$$\sigma_{\text{екв ур}} \leq [\sigma]_{\text{ур}} \quad (2.73)$$

де $[\sigma]_{\text{ур}}$ – допустиме напруження матеріалу упорного ролика при розрахунковій температурі, МПа.

При невиконанні умови контактної міцності збільшується робоча довжина конусу упорного ролика.

Робоча довжина конусу упорного ролика [34]:

$$L_5 \geq \frac{0,72 \cdot (G_1 + G_2) \cdot (\sin \beta + f_1)}{[\sigma]_{yp}^2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu_2^2) \cdot D_{з.б.}} \cdot \frac{E_6 \cdot E_{yp}}{E_6 + E_{yp}} \quad (2.74)$$

де G_1 – сила тяжіння маси корпусу з бандажем та зубчатим венцем, Н; G_2 – сила тяжіння маси матеріалу, який знаходиться в сушарці при максимальному коефіцієнті заповнення, Н; f_1 – коефіцієнт тертя між бандажем та опорним роликом; $D_{з.б.}$ – зовнішній діаметр бандажа, мм; L_5 – робоча довжина конуса упорного ролика, мм; E_6, E_{yp} – модулі пружності матеріалу бандажа, осі упорного ролика при розрахунковій температурі, МПа; β – кут нахилу барабана, °.

2.6 Питання для самоконтролю до розділу 2

1. Наведіть галузі застосування барабанних обертових апаратів.
2. Наведіть конструкції барабанних обертових апаратів.
3. Наведіть класифікацію барабанних обертових апаратів.
4. Проаналізуйте конструкції корпусу барабанного обертового апарату.
5. Проаналізуйте способи кріплення бандажів на корпусі барабанного обертового апарату.
6. Проаналізуйте конструкцію насадок барабанних апаратів.
7. Проаналізуйте конструкцію завантажувальних камер.
8. Проаналізуйте конструкцію розвантажувальних камер.
9. Проаналізуйте конструкції ущільнень.
10. Проаналізуйте конструкцію опорної станції барабанного обертового апарату.
11. Проаналізуйте конструкцію опорного ролика.
12. Проаналізуйте конструкцію упорного ролика.
13. Проаналізуйте розрахунок навантажень на корпус барабанного обертового апарату.
14. Розрахунок згинального моменту в перерізах корпусу барабанного обертового апарату.
15. Розрахунок крутного моменту на корпус барабанного обертового апарату.
16. Розрахунок корпусу барабанного обертового апарату на міцність.
17. Обґрунтуйте розрахунок корпусу барабанного обертового апарату на жорсткість.
18. Розрахунок корпусу барабанного обертового апарату на стійкість.
19. Розрахунок сил, що діють на бандаж барабанного обертового апарату.

20. Обґрунтуйте розрахунок згинального моменту в довільному перерізі бандажу барабанного обертового апарату.
21. Визначення зусиль в ключовому перерізі бандажа.
22. Теорема Кастільяно.
23. Обґрунтуйте перевірку бандажа на міцність від дії згинаючого моменту.
24. Розрахунок геометричних розмірів опорних роликів барабанного обертового апарату.
25. Поясніть контактний тиск в парі бандаж-опорний ролик.
26. Контактні напруження в матеріалів бандажа (ролика).
27. Розрахунок перепаду температур в перерізі бандажа.
28. Обґрунтуйте визначення температурних напружень.
29. Визначення запасу витривалості у перерізі бандажа барабанного апарата.
30. Наведіть алгоритм розрахунку бандажа на витривалість.
31. Наведіть алгоритм розрахунку упорних гвинтів.
32. Обґрунтуйте розрахунок бандажа (ролика) на контактну міцність.
33. Наведіть алгоритм розрахунку упорного ролика на контактну міцність.

РОЗДІЛ 3. ПЕРЕМІШУЮЧЕ ОБЛАДНАННЯ

3.1 Перемішуючі пристрої. Основні терміни та визначення

3.1.1 Визначення терміну перемішування, способів перемішування

Матеріал подано за авторами [3, 7, 8, 39 - 42].

Перемішування – це процес, у якому два або кілька компонентів утворюють тією чи іншою мірою однорідну суміш унаслідок розподілу часток одного компонента між частинками інших компонентів при введенні в цей об'єм енергії за допомогою перемішуючого пристрою, потоку рідини, газу або пари [7, 39].

Технологічний ефект перемішування полягає в:

- 1) інтенсифікації теплових, масообмінних і хімічних процесів;
- 2) забезпеченні отримання рівномірного розподілу компонентів в однорідній чи неоднорідній системі (розчини, суспензії, емульсії тощо).

Основними параметрами процесу перемішування є ефективність, інтенсивність і витрати енергії на його проведення.

На практиці використовують такі способи перемішування:

- 1) механічне;
- 2) циркуляційне;
- 3) струминне;
- 4) пульсаційно-струминне;
- 5) барботажне;
- 6) газліфтне;
- 7) електромагнітне;
- 8) магнітно-вихрове;
- 9) перемішування при транспортуванні у трубопроводах;
- 10) кавітаційне.

Найбільш поширеним є спосіб перемішування за допомогою механічного пристрою. Інші описані способи мають порівняно низьку інтенсивність перемішування, їх застосовують у спеціальних випадках, наприклад, для агресивних або вибухонебезпечних середовищ.

Механічним називається перемішування, при якому рух рідкого середовища виникає внаслідок механічної дії.

Механічне перемішування виконують за допомогою перемішуючого пристрою, основним елементом якого є мішалка – рухомий робочий орган, який безпосередньо діє на рідке середовище.

Під час обертання мішалки перемішування відбувається внаслідок переміщення об'ємів рідини, а за великої швидкості обертання – і завдяки відриву пограничного шару з поверхні мішалки й утворення за нею турбулентного кормового сліду. Крім того, під час обертання мішалки за її лопатями виникають зони зниженого тиску, куди спрямовується рідина. Ця течія і радіальні потоки, які утворюються під дією відцентрових сил, сприяють інтенсифікації перемішування рідкого середовища.

3.1.2 Класифікація обладнання для перемішування

Матеріал подано за авторами [3, 7, 8, 39 – 43, 48].

Перемішуючі апарати класифікуються:

- за призначенням: для змішування, розчинення, темперування і т.д.;
- за розміщенням апарата: вертикальні, горизонтальні, похилі, спеціальні;
- за характером обробітку робочого середовища: змішування одночасно у всьому об'ємі, в частині об'єму і плівкове змішування;
- за характером руху рідини в апараті: радіальні, осьові, тангенціальні і змішані;
- за принципом дії: механічні, пневматичні, ежекторні, циркуляційні і спеціальні;

– за відношенням до теплових процесів: із стіночною поверхнею теплообміну, із занурювальною поверхнею теплообміну і без використання теплових процесів.

Перемішувачі машини розділяють на машини періодичної і безперервної дії.

Перемішувачі пристрої бувають (класифікація):

I. За способом перемішування:

– механічні перемішувачі пристрої – перемішувачий пристрій, який створює рух рідкої фази за допомогою механічної дії;

– циркуляційний перемішувачий пристрій – створює рух рідкої фази, або рідини по контуру за допомогою насосу;

– струменевий перемішувачий пристрій – створює рух рідини завдяки затопленому струменю;

– пульсаційний струменевий перемішувачий пристрій – перемішувачий пристрій з пульсацією затопленого струменю;

– барботажний перемішувачий пристрій – створює рух рідини завдяки барботажу дисперсної водяної фази;

– електро-магнітний перемішувачий пристрій – створює рух рідини завдяки електромагнітному полю;

– магнітно-вихровий перемішувачий пристрій – рух рідини відбувається завдяки магнітним часткам.

II. За приводом:

– перемішувачий пристрій з електроприводом;

– електроекрановані перемішувачі пристрої;

– з екрануючою гільзою;

– гідроприводний привід – гідромотор;

– пневмо-електро перемішувачий пристрій;

– пересувний;

– переносний;

- роторний;
- планетарний, з планетарно рухомими мішалками;
- прецесійний – з процесійним рухом мішалки;
- вібраційний перемішуючий пристрій.

III. Механічні перемішуючі пристрої (див табл. 3.1, [7, 19]):

– спіральньо-лопатеві (геометричні співвідношення розмірів перемішуючих пристроїв: $d = (0,5 \div 0,7)D$, $h = (0,08 \div 0,12)d$, параметри рідини $\mu = (0,001 \div 0,5) \text{ Па} \cdot \text{с}$, швидкість $W = (1,5 \div 5) \text{ м/с}$)

– гвинтові (кут нахилу гвинта постійно змінюється). Відноситься до аксіально-лопатевих. ($d = (0,2 \div 0,33)D$, $\mu = (0,001 \div 0,5) \text{ Па} \cdot \text{с}$, $W = 16 \text{ м/с}$);

– турбінні мішалка відкритого типу – $\mu \leq 25 \text{ Па} \cdot \text{с}$;

– лопатеві;

– клітьові – циліндрична обичайка з вигнутими сегментами.

($d = 0,5D$, $h = 0,75d$, $\mu = (0,001 \div 0,5) \text{ Па} \cdot \text{с}$, $W = (0,5 \div 5) \text{ м/с}$);

– листові;

– дискові – $d = (0,2 \div 0,33)D$;

– шнекові – використовуються для високов'язких рідин;

– стрічкові;

– якірні;

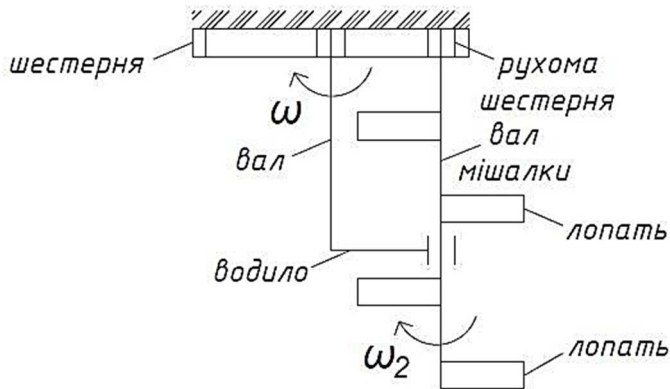
– рамні;

– скребкові;

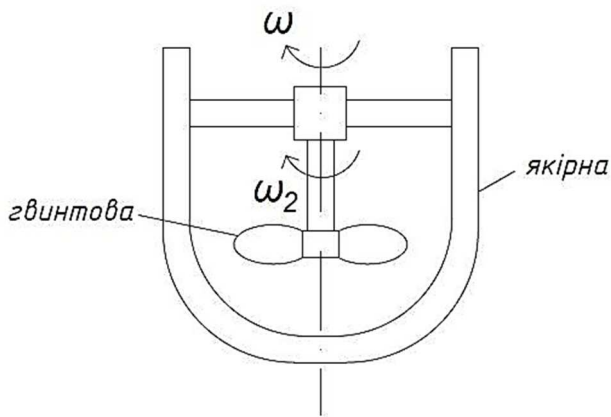
– ланцюгові;

– планетарна – використовується при великих об'ємах (рисунок 3.1);

– комбіновані мішалки (рисунок 3.2).



**Рисунок 3.1 –
Планетарна мішалка**



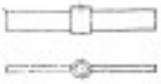







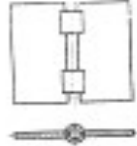


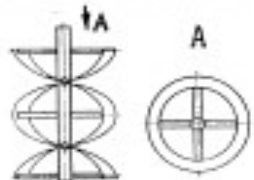

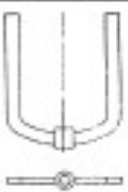
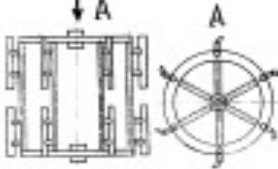
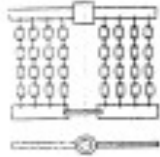
**Рисунок 3.2 – Комбінована
мішалка**

Застосовується для в'язких речовин. Якірна мішалка має діаметр $d = 0,9D$, де D – діаметр апарата, повторює внутрішні контури апарата.

При проектуванні апарата із перемішувачим пристроєм для певного технологічного процесу першочерговим завданням є вибір мішалки (перемішувачого пристрою), а потім і апарата в цілому.

Конструкція мішалки відіграє, безсумнівно, найбільш важливу роль у роботі апарата для перемішування, проте тип посудини може вплинути на його роботу.

Таблиця 3.1 – Механічні перемішувачі пристрої [7]

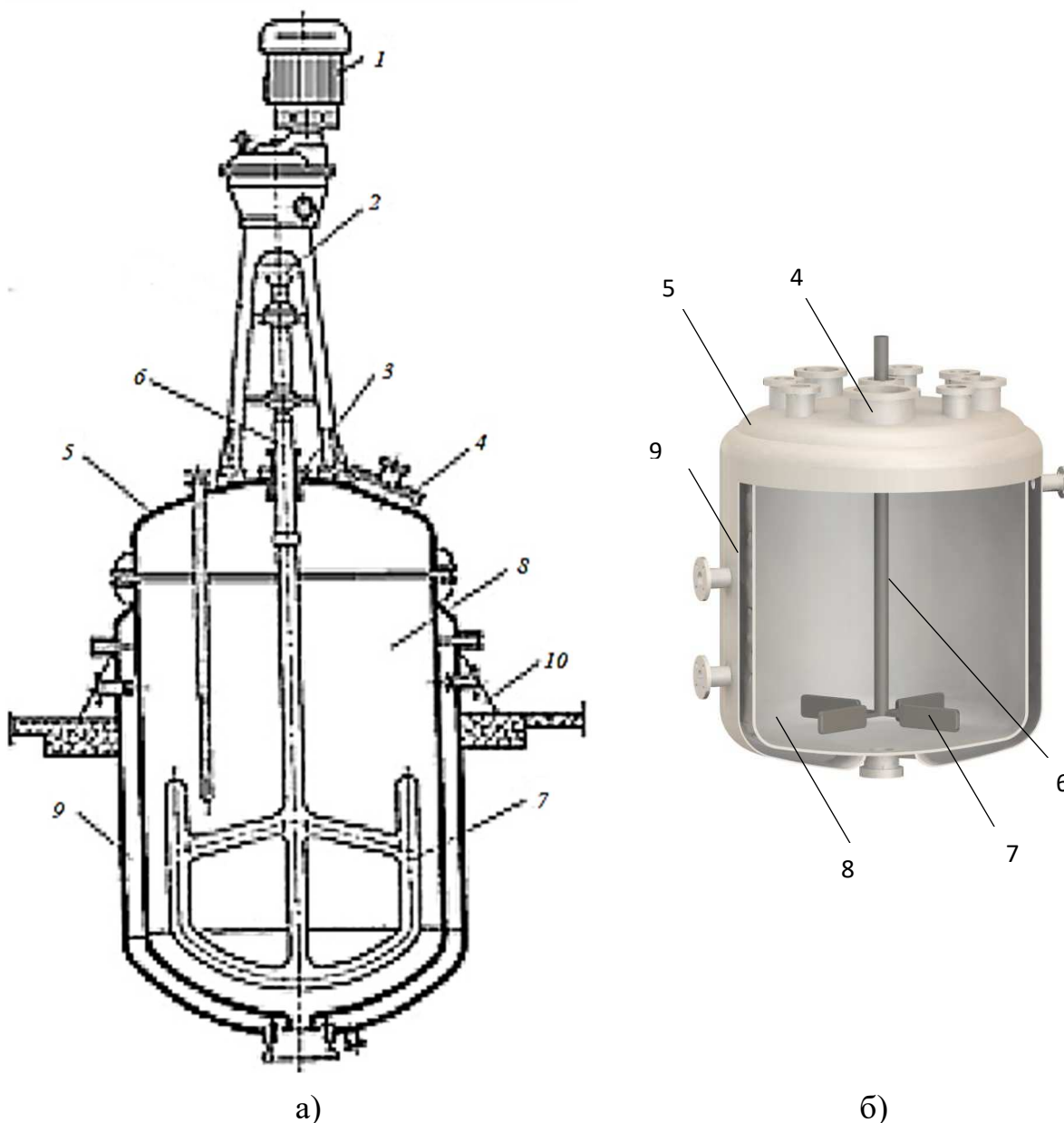
| Найменування мішалки | Ескіз | Найменування мішалки | Ескіз |
|--|---|---|---|
| лопатевая |  | трилопатевая |  |
| шестилопатевая |  | спірально-лопатевая (неприпустимий термін – імпелерна). Згідно з ДСТУ 2238-96 – імпелерна |  |
| гвинтова (неприпустимий термін – пропелерна) |  | відкрита турбінна |  |
| клітьова (неприпустимий термін – біляче колесо) |  | закрита турбінна |  |
| листова |  | дискова |  |
| шнекова |  | стрічкова |  |
| рамна |  | якірна |  |
| скребкова |  | ланцюгова |  |

3.2 Конструкції основних типів мішалок

Матеріал подано за авторами [7, 8, 39 - 42].

3.2.1 Загальна компоновка апарата

Приклади загального вигляду типових ємнісних змішувачів (реакторів) для рідких середовищ подано на рисунку 3.3.



а) б)
1 – привід мішалки; 2 – муфта; 3 – вузол ущільнення; 4 – люк; 5 – кришка;
6 – вал мішалки; 7 – мішалка; 8 – корпус; 9 – сорочка; 10 – опори

Рисунок 3.3 – Ємнісні змішувачі, [39]

Конструктивно такий апарат є ємністю, що складається з корпусу 8 і кришки 5, забезпеченою мішалкою 7, рисунок 3.3, а. Обертання мішалки через вал 6 передається від привода 1, встановленого на кришці 5. Для герметизації отвору в кришці, через який проходить вал, змішувач має вузол ущільнення 3. Апарат забезпечений теплообмінним пристроєм у вигляді сорочки 9, а також може мати додаткові пристрої (трубу перетискування, відбивні перегородки та інші).

3.2.2 Конструкції мішалок

Застосовують різноманітні типи мішалок, основними з яких є якірна, лопатева, турбінна, пропелерна. Ці мішалки застосовують у різних діапазонах в'язкості рідких середовищ і швидкостей обертання. Залежно від швидкостей обертання їх поділяють на низькообертні (наприклад, якірна, лопатева) і високообертні (наприклад, турбінна, пропелерна).

Якірна мішалка

Типова якірна мішалка подана на рисунку 3.4.

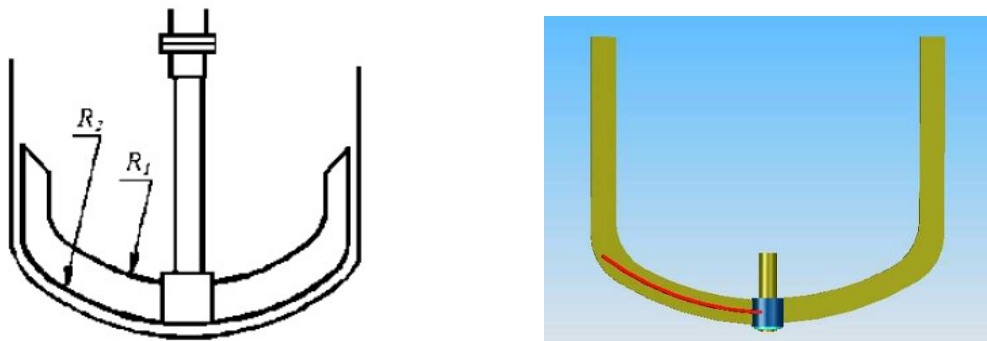


Рисунок 3.4 – Якірна мішалка

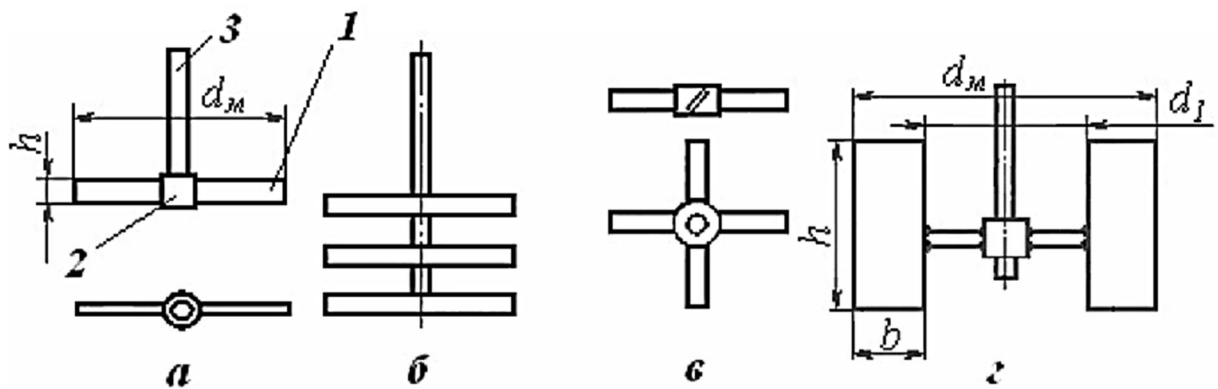
За зовнішнім виглядом ця мішалка нагадує якір і за формою відповідає нижній частині корпусу змішувача. У перетині вона може бути прямокутною або круглою. Застосовують для в'язких ($\approx 1,0$ Па с) і важких рідин, під час роботи запобігає випаданню осаду на стінки і днище, що пов'язано з малим зазором ($(0,005 \dots 0,1)D_a$) між лопатями мішалки і стінками корпусу апарата.

Працює така мішалка в діапазоні швидкостей 0,1...1,5 м/с (10...60 об/хв), діаметр описуваної окружності (діаметр мішалки) визначають співвідношенням $D_a/d_m = 1,05...1,3$.

Лопатева мішалка

Конструкції лопатевих мішалок наведені на рисунку 3.5.

Найпростіша лопатева мішалка (рисунок 3.5, а) має дві, зазвичай, прямокутні лопаті 1, приварені до маточини 2, закріпленої на валу 3. Така мішалка створює переважно окружний (тангенціальний) потік у рідкому середовищі в площині свого розташування і характеризується порівняно низькою перемішувальною здатністю. Для інтенсифікації перемішування лопаті часто розташовують похило (зазвичай під кутом 45°) і використовують багатолопатеві мішалки (рисунок 3.5, в). У разі великої висоти апарата застосовують багаторядні лопатеві мішалки (рисунок 3.5, б) або з вертикальними лопатями (рисунок 3.5, г).



а – дволопатева; б – багаторядні; в – багатолопатеві;
г – з вертикальними лопатями

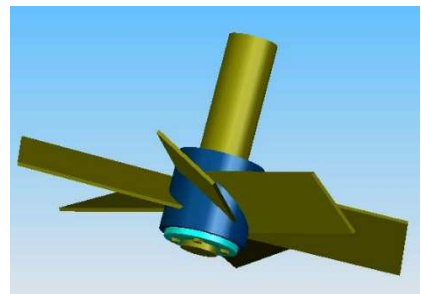
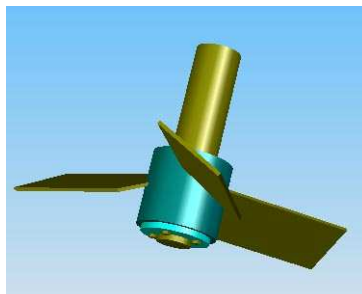
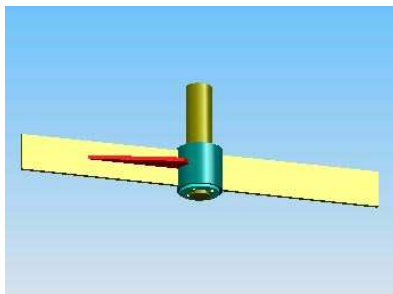
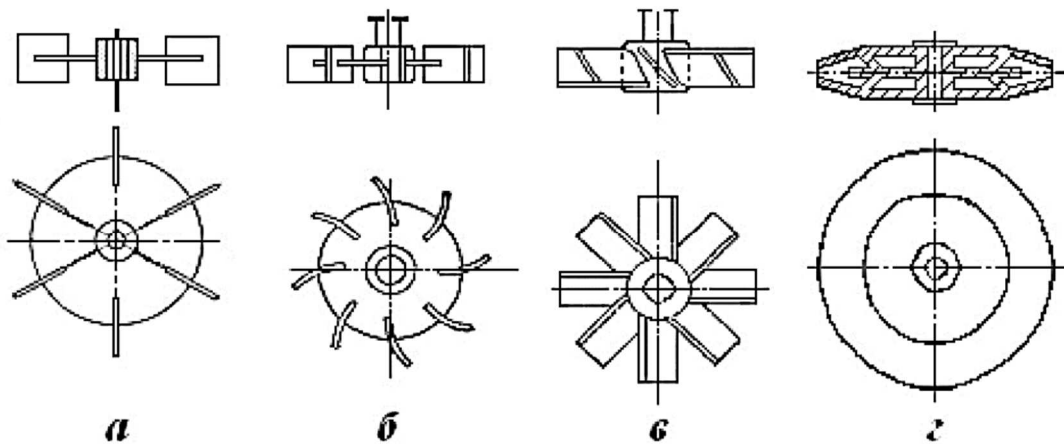


Рисунок 3.5 – Конструкції лопатевих мішалок

Основні переваги лопатевих мішалок – простота і низька вартість. Їх застосовують для рідких середовищ із в'язкістю $\leq 0,5$ Па·с за швидкості обертання 1,5 – 5,0 м/с (60 – 200 об/хв) і 0,5 – 3,0 Па·с відповідно 1,5 – 3,0 м/с (60 – 120 об/хв). Діаметр і висоту лопатей для цих мішалок беруть із співвідношень $D_a/d_m = 1,4 - 1,7$; $h/d_m = 0,1 - 0,2$.

Турбінна мішалка

Турбінна мішалка за конструкцією нагадує водяну турбіну і являє собою ротор у вигляді диска, на якому закріплені лопаті (рисунок 3.6).



а – з прямими лопатями; б – з вигнутими лопатями; в – з похилими лопатями;
г – закрыта

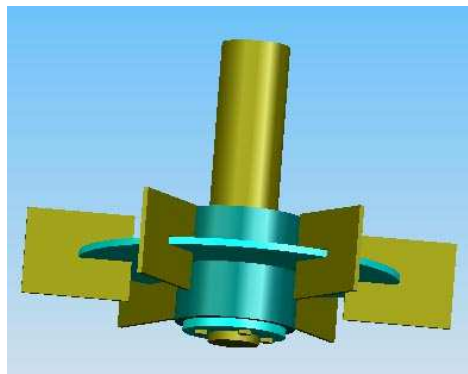


Рисунок 3.6 - Турбінні мішалки

Турбінні мішалки відрізняються за формою і положенням лопатей: з прямими лопатями (рис. 3.6, а); вигнутими (рис. 3.6, б), що споживають під час роботи менше енергії порівняно з прямими; похилими лопатями (рис. 3.6, в).

Останні поряд із радіальними потоками створюють також осьові потоки в рідкому середовищі.

Відомі закриті турбінні мішалки (рис. 3.6, г). Така мішалка має додатково два диски з отворами в центрі, приварені до лопатей, один – зверху, інший – знизу. Під час роботи мішалки рідина надходить через отвори в дисках паралельно осі валу і викидається в радіальному напрямку, що інтенсифікує процес перемішування.

Турбінні мішалки є високооборотними і працюють у широкому діапазоні в'язкості. За в'язкості ≤ 10 Па·с окружна швидкість обертання мішалки – 2,5 – 10,0 м/с, за в'язкості 10 – 40 Па·с, відповідно, 2,5 – 7,0 м/с. Діаметр мішалки і висоту лопаток визначають із співвідношень $D_a/d_m = 3 - 4$; $h/d_m = 0,4 - 1$, довжину лопаток – $l/d_m = 0,25$.

Пропелерна мішалка

Пропелерна (інша назва – *гвинтова* є неприпустимою) мішалка має лопаті, сформовані за профілем лопатей гребного гвинта (рисунок 3.7).

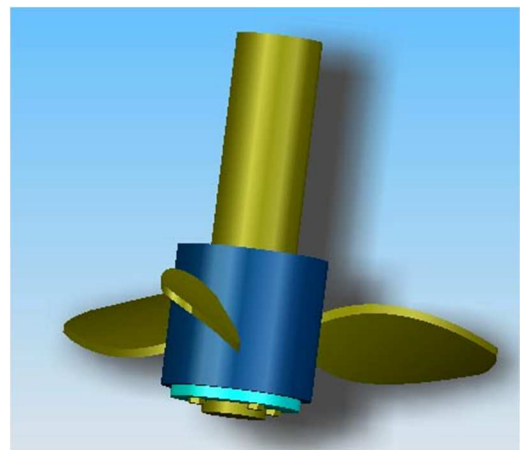
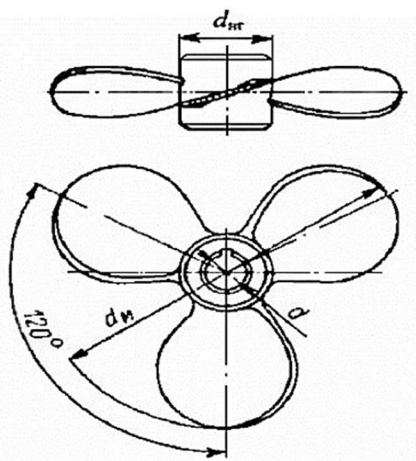


Рисунок 3.7 – Пропелерна мішалка

Пропелерна мішалка складається з маточини і лопатей, зазвичай трьох, розташованих під кутом 120° . Може мати зварену або суцільнолитую конструкцію. Під час роботи створює переважно осьові потоки, що забезпечують високу інтенсивність перемішування рідкого середовища. З усіх

типів мішалок пропелерна мішалка найменш енергозатратна. Недолік – це складна конструкція і порівняно висока вартість.

Пропелерна мішалка належить до високообертних мішалок, працює в діапазоні окружних швидкостей 3 – 16 м/с за в'язкості $\leq 0,1$ Па·с і 3 – 10 м/с за в'язкості 0,1 – 4,0 Па·с. Є мішалки, частота обертання яких перевищує 2 000 об/хв.

Діаметр пропелерної мішалки вибирають зі співвідношення $D_a/d_m = 3 - 4$. Однією з характеристик є крок $S = (1,0 - 3,0)d_m$, відсутній в описаних вище типах мішалок.

Шнекова мішалка

Крім розглянутих типів мішалок, у виробництвах, наприклад, полімеризаторів етилену використовують шнекові мішалки. Ця мішалка, також як і пропелерна, створює осьовий потік у рідкому середовищі, але придатна для перемішування рідин в'язкістю до 100 Па·с, неньютонівських середовищ і паст. У таких умовах вона споживає менше енергії, ніж пропелерна.

Шнекова мішалка складається з валу, на поверхні якого за гвинтовою лінією з певним кроком приварена плоска стрічка (рисунок 3.8). Зазвичай вона забезпечена дифузором (трубою), що збільшує інтенсивність перемішування.

У разі установки шнекової мішалки в циркуляційній трубі для неї потрібно дотримуватися таких конструктивних співвідношень: $1,8 = D_a/d_m \leq 2,7$; $S = d_m$. Частота обертання береться в діапазоні 60–24 об/хв.

Варто зазначити, що різноманітність типів і конструкцій мішалок, описаних у літературі, і тих, що трапляються на практиці, здебільшого пов'язано із різновидом або комбінацією розглянутих вище мішалок. Наприклад, так звана листова мішалка має лопатеву мішалку з широкими вертикальними лопатями, рамна мішалка – комбінацію якірної мішалки з двома лопатевими, одна з яких має вертикальні, інша – горизонтальні лопаті.

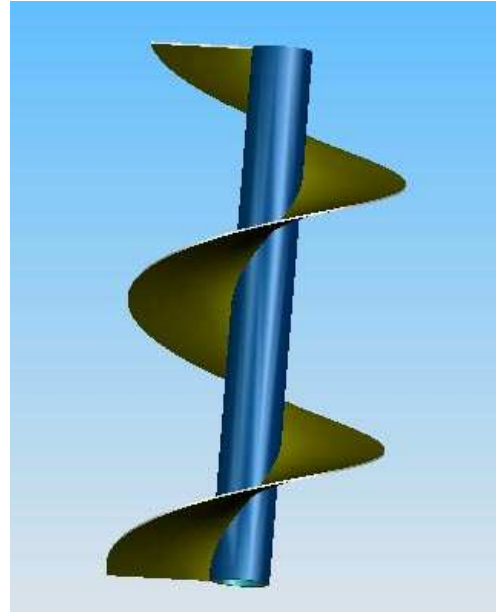
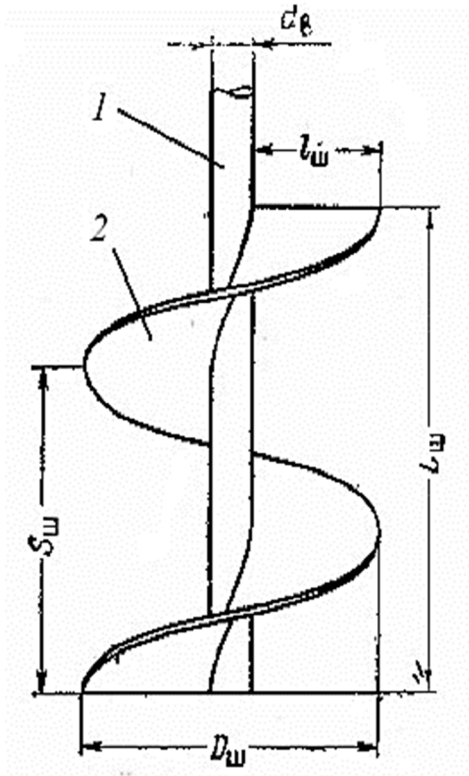


Рисунок 3.8 – Шнекова мішалка

3.2.3 Вибір типу перемішуючого пристрою

Матеріал подано за джерелами [19, 40 - 42, 45, 46].

При проектуванні апарата із перемішуючим пристроєм для певного технологічного процесу першочерговим завданням є вибір мішалки (перемішуючого пристрою), а потім і апарата в цілому.

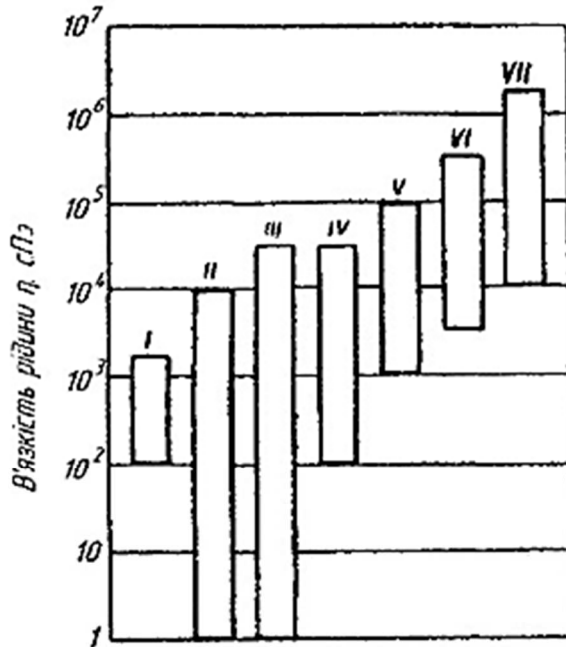
Мішалки в найбільш загальному випадку можна поділити на швидкохідні, тихохідні й спеціальні [41].

До швидкохідних відносять гвинтові й турбінні мішалки різних типів, а також спеціальні типи мішалок, наприклад, дискові й ін. Ці мішалки залежно від форми лопаток і способу їх установаження можуть створювати радіальний, осьовий і радіально-осьовий потоки рідини.

До тихохідних належать лопатеві, листові, якірні та рамні мішалки. Вони створюють, головним чином, коловий потік рідини, тобто рідина обертається навколо осі апарата.

Крім перелічених, існують *спеціальні конструкції* мішалок, наприклад, мішалки, що створюють великі напруження зсуву, вібраційні, скребкові тощо [41].

Незважаючи на велику кількість досліджень, дотепер відсутній єдиний



Тип перемішувального пристрою

Рисунок 3.9 – Діапазон застосування різних типів мішалок:

I – якірні; II – гвинтова; III – турбінна із плоскими лопатками; IV – лопатева; V – рамна; VI – шнекова; VII – стрічкова

високою в'язкістю найкраще пристосовані шнекові й стрічкові мішалки. Для рідин із середньою в'язкістю можна користуватися декількома типами мішалок.

Для турбінних, гвинтових і лопатевих мішалок Лайнос (Lainos) і Паркер (Parker) запропонували сфери застосування залежно від ряду факторів, таких як процес, що здійснюється в апараті, об'єм/витрата, геометричні розміри тощо [41].

Тому при виборі мішалки варто керуватися досвідом роботи промислових апаратів, а також даними випробувань дослідних і напівпромислових моделей.

універсальний критерій, що дозволяв би здійснювати досить точний вибір відповідної мішалки для даного процесу. Важливу роль при виборі мішалки відіграють фізичні параметри рідини, що перемішується, і насамперед в'язкість середовища.

Так, наприклад, англійські дослідники Холланд (Holland F.A.) і Чапмен (Chapman F.S.) [41, 45] наводять графік (рисунок 3.9) сфер застосування окремих типів мішалок для рідин із різною в'язкістю. За цим графіком можна встановити, що для перемішування рідин із дуже

За рекомендаціями РТМ 144-66 «Аппараты с перемещивающими устройствами вертикальные. Перемещивающие устройства механические. Область применения, методика расчета» для попереднього вибору типу перемішуючого пристрою з фізико-хімічних властивостей перемішувальних компонентів (агрегатний стан, розмір частинок, в'язкість і т.п.), і за характером процесу використовується табл. 3.2 [41, табл. 6].

Таблиця 3.2 – Вибір типу перемішуючого пристрою (частина таблиці 6, [41], для прикладу)

| Тип перемішуючих пристроїв | Сфера застосування | Динамічний коефіцієнт в'язкості середовища μ , мН·с/м ² (спз) | Колова швидкість, w , м/с |
|-------------------------------------|---|--|-----------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Лопатеві | Перемішування взаєморозчинних рідин, грубе емульгування, зважування твердих частинок у рідині при співвідношенні мас твердої речовини й рідини до 90%, зважування волокнистих речовин, помутніння легких осадів, повільне розчинення кристалічних або аморфних, а також волокнистих речовин, вирівнювання температури, перемішування в процесах кристалізації | 1 – 500 500 - 3000 | 1,5 – 5,0 1,5 – 3,2 |
| Листові | Розчинення рідин малої в'язкості, зважування твердої речовини, розчинення кристалічних речовин, інтенсифікація теплообміну | 1 - 50 | 0,5 – 5,0 |
| Якірні, якірні з піднятою маточиною | Перемішування в'язких і важких рідин, інтенсифікація теплообміну в рідинах, запобігання випадання осаду на стінках і днищі, суспендування у в'язких середовищах | 1 - 10000 | 0,5 – 4,0 |

Якщо з табл. 3.2 будуть обрані декілька типів перемішуючих пристроїв, то остаточний вибір необхідно робити з оцінки ефективності й інтенсивності цих пристроїв табл. 3.3, [41, табл. 7].

Для попереднього вибору типу перемішуючого пристрою також можна використовувати табл. 3.4 [46] та 3.5, [39, с. 57].

Таблиця 3.3 – До вибору перемішуючого пристрою, [41]

| Перемішуючий пристрій | G_D | Відносна інтенсивність | Відносна ефективність |
|--------------------------------|-------|------------------------|-----------------------|
| Лопатевий | 1,5 | 1,58 | 0,14 |
| Лопатевий з похилими лопатками | 1,5 | 2,28 | 0,16 |
| Листовий | 2,0 | 0,86 | 0,14 |
| Якірний | 1,15 | 1,78 | 0,78 |
| Турбінний закритого типу | 3-4 | 0,51 | 1,00 |
| Турбінний відкритого типу | 3-4 | 0,76 | 0,94 |
| Гвинтовий | 3-4 | 1,00 | 1,00 |
| Гвинтовий з напрямною трубою | 3-4 | 0,76 | 0,88 |

Таблиця 3.4 – Рекомендовані типи мішалок залежно від призначення апарата

| Назва апарату | Рекомендований тип апарату | Рекомендований тип мішалки | Гідродинамічний режим |
|--|------------------------------------|--|-----------------------|
| Перемішування взаєморозчинних рідин, у тому числі при наявності хімічної реакції | Без відбивних перегородок | Трьохлопатєва, шестилопатєва, лопатєва, клітьова, емальована турбінна відкрита лопатєва та трьохлопатєва з похиленими лопатями | Турбулентний |
| | З циркуляційною трубою | Трьохлопатєва, шестилопатєва, гвинтова з постійним кроком гвинтової лінії | |
| Перемішування взаєморозчинних рідин, у тому числі при наявності хімічної реакції | З циркуляційною трубою або без неї | Стрічкова, шнекова, рамна, стрічкова зі скребками, якірна емальована | Ламінарний |
| | | | |

Якщо для певного технологічного процесу відсутні дані щодо інтенсивності перемішуючого пристрою, то при їх виборі необхідно враховувати витрату потужності.

Для розрахунку витрати потужності необхідно визначити розміри й частоту обертання перемішуючого пристрою. Вибір діаметра перемішуючого пристрою проводиться на основі співвідношень діаметрів апарата й перемішуючого пристрою. Діаметр апарата визначається його місткістю. Вибір частоти обертання перемішуючого пристрою проводиться за рекомендаціями, наведеними у таблицях [46].

Таблиця 3.5 – Вибір типу перемішуючого пристрою, [39, с. 57]

| Тип мішалки | Умови роботи |
|----------------|---|
| Якірна (рамна) | Перемішування в'язких і важких рідин, інтенсифікація теплообміну, запобігання випадіння осаду на стінках і днищі, суспензування у в'язких середовищах |
| Лопатева | Перемішування взаємнорозчинних рідин, зважування твердих і волокнистих часток, змучування легких осадів, повільне розчинення кристалічних і волокнистих речовин |
| Турбінна | Зважування і розчинення твердих кристалічних частинок (з масовим вмістом до 80 %) і волокнистих (з масовим вмістом до 5 %), емульгування рідин із великою різницею щільності, розпорошення газу в рідині, перемішування ньютонівських рідин |
| Пропелерна | Зважування твердих (з масовим вмістом до 50 %) і волокнистих часток, змучування шламів, емульгування рідин: інтенсифікація теплообміну |
| Шнекова | Перемішування в'язких неньютонівських рідин, паст |

Якщо в таблицях відсутні рекомендації для даного технологічного процесу, то частота обертання перемішуючих пристроїв вибирається з розділів «Параметри» нормалей машинобудування МН 5854-66 і МН 5874-66 [46]. При цьому більш високі частоти обертання беруться при більш інтенсивному перемішуванні.

В апараті без перегородок необхідно перевірити, чи не досягає воронка при обраній частоті обертання маточини перемішуючого пристрою (див. розділ 3, [41]). Якщо це має місце, то необхідно знизити взятую частоту обертання.

При використанні швидкохідних перемішуючих пристроїв (турбінних, пропелерних) необхідно виконати перевірку на критичну швидкість обертання валу.

3.3 Потужність, яка витрачається на перемішування

3.3.1 Опір тіла при русі в рідині

Матеріал подано за авторами [3, 7, 42].

При русі твердого тіла в рідині або газі на нього діє сила опору середовища. Ця сила спрямована проти швидкості тіла щодо середовища та гальмує рух.

Розглянемо тіло певної форми, що рухається в рідині (рисунок 3.10). При збільшенні швидкості руху тіла в рідині або газі з'являються вихори, які, гальмують рух. Безперервне утворення вихорів вимагає витрати енергії. Роботу, яку відповідає цій енергії, виконує сила \mathcal{P} . Рідина, що обертається у вихорі, рухається швидше ніж рідина в стаціонарному потоці. Тому в задній частині обтічного тіла, де утворилися вихори, тиск стає меншим, ніж у передній, тобто $P_1 > P_2$. Різниця тисків попереду і позаду рухомого тіла і створює опір руху тіла.

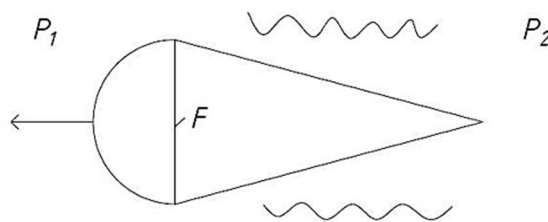


Рисунок 3.10 – Тіло певної форми, що рухається в рідині (міделевий переріз F)

Міделевий переріз – найбільший за площею поперечний переріз рухомого у воді тіла в площині, перпендикулярній напрямку руху. До площі міделевого перерізу звичайно відносять діючу на тіло силу опору.

Відповідно до закону Бернуллі, враховуючи рисунок 3.10, сила опору буде:

$$\mathcal{P} = F(P_1 - P_2)$$

де P_1 і P_2 – різні тиски, $P_1 \neq P_2$, $P_1 > P_2$.

Визначимо силу опору тіла, яке рухається в рідині. Розглянемо лопать, яку обтікає рідина. Сила опору \mathcal{P} , що діє на лопать з боку перемішуваної рідини, становить:

$$\mathcal{P} = mw = \rho Fw^2$$

де $m = \rho Fw$, (кг/с) – маса, що приводиться в рух рідиною, F – площа проекції поверхні тіла на нормаль до вектора швидкості (міделевий переріз), ρ – густина рідини, w – колова швидкість обертання мішалки.

Як бачимо з рівняння, сила опору рідини пропорційна величинам ρ , F , w .

Сила опору залежить від форми та розмірів тіла. Надання тілу спеціально розрахованої обтічної форми істотно зменшує силу опору, так як в цьому випадку рідина всюди прилягає до його поверхні і не завихрюється позаду нього. Тому у формулі треба врахувати форму і розміри тіла, а також властивості середовища.

Формула Кармана-Прандтля для визначення сили опору:

$$\mathcal{P} = C\rho Fw^2$$

де C – коефіцієнт опору, що залежить від багатьох факторів і враховує усю сукупність явищ, які відбуваються за тілом та навколо нього (наприклад, усю масу, на яку діє тіло, а не лише рідину, яку зсуває передня частина поверхні; режим руху; форму тіла; співвідношення розмірів тіла; шорсткості тощо).

Визначити цей коефіцієнт теоретично вкрай складно, тому його визначено дослідним шляхом. Як показали дослідження, коефіцієнт опору залежить від величезної кількості факторів:

$$C = f(Re, Fr, Be, K, L/d)$$

$Re = \frac{wd}{\nu}$ – критерій Рейнольдса – міра співвідношення сил інерції й в'язкості; відображає вплив сили тертя на рух потоку, w – швидкість, d – визначальний розмір.

$Fr = \frac{w}{\sqrt{gl}}$ – критерій Фруда, міра співвідношення сил інерції й тяжіння; відображає вплив сили тяжіння на рух потоку. (Цей вираз критерію Фруда наведено згідно з ДСТУ 3651.2–97. У технічній літературі його часто наводять у вигляді $Fr = w^2/gl$).

$Be = \frac{V}{V_0}$ – критерій Берстоу, міра співвідношення швидкості тіла до швидкості звуку, V – швидкість тіла, V_0 – швидкість звуку.

$K = \frac{\rho lw^2}{\sigma}$ – критерій Вебера, міра співвідношення сил інерції й поверхневого натягу σ ; відображає вплив поверхневого натягу на рух потоку.

Оскільки $V \ll V_0$, то критерій Берстоу не враховують. Критерієм Вебера нехтують, так як поверхневий натяг (σ) незначний. Критерій Фруда характеризує залежність опору при утворенні хвиль та воронки.

Найбільший вплив має критерій Re . Ламінарний режим руху рідини в апараті з мішалками приблизно відповідає умові $Re_m \leq 10$, перехідний – $410 < Re_m \leq 10^3$, а розвинутий турбулентний – $Re_m > 10^4$.

Таким чином, сила опору при русі мішалки в рідині визначатиметься:

$$\mathcal{P} = C\rho Fw^2 \quad (3.1)$$

де $C = f(Re, Fr, L/d)$.

Варто зауважити, що для процесів здійснюваних в апаратах для перемішування рідин, важко визначити критерії, до складу яких належить швидкість $w = 2\pi rn$. Розподіл швидкостей в апаратах із мішалками має дуже складний характер і в цьому випадку застосовувати середню швидкість \bar{w} неможливо.

Тому найчастіше використовують умовну швидкість, яка дорівнює швидкості кінця лопатей мішалки, опускаючи, як правило, при цьому

множник $\pi = 3,14$ ($w = k_1 \pi d n$, де k_1 – коефіцієнт пропорційності; d – діаметр мішалки; n – частота обертання мішалки, c^{-1}).

Отримані таким способом критерії дійсні для процесів перемішування. Такі критерії називаються модифікованими. Залежності подані у [3, 41, 42]:

$$Re_M = \frac{\rho_p n d^2}{\mu_p} \quad (3.2)$$

$$Fr_M = \frac{n^2 d}{g} \quad (3.3)$$

$$K = \frac{\rho_p n^2 d^3}{\sigma} \quad (3.4)$$

де d – діаметр мішалки; n – частота обертання мішалки, ρ_p – густина основної рідини (середовища), μ_p – в'язкість основної рідини.

3.3.2 Потужність, яка витрачається на перемішування

Матеріал викладено за джерелами [3, 7, 41, 42, 44, 46].

Порядок розрахунку потужності при перемішуванні в робочий період [7]:

- 1) вибирають мішалку та апарат;
- 2) визначають параметри рідини ρ_p , μ_p за робочої температури за [41];
- 3) відповідно до рекомендацій [46] задаються частотою обертання мішалки n ;
- 4) знаходять значення критерію $Re_{ц}$;
- 5) з відповідного рівняння або графічної залежності $K_N = f(Re_{ц})$ визначають значення K_N ;
- 6) знаходять шукану потужність.

Потужність, яка витрачається на перемішування рідини в загальному вигляді, становить:

$$N = \int P_w$$

де $\mathcal{P} \neq const$ – сила опору, w – колова швидкість обертання мішалки.

Потужність залежить від багатьох факторів. На неї впливають фізичні параметри (густина та в'язкість рідини), кінематичні та динамічні параметри (число обертів мішалки, прискорення вільного падіння), геометричні параметри системи (мішалки та посудини).

Тобто, потужність у загальному вигляді є функцією критеріїв подібності та геометричних параметрів:

$$N = f(Re; Fr; H/d; d/l; h/D; t/d; m/m_o)$$

де $H/d; d/l; h/D; t/d; m/m_o$ – симплекси геометричної подібності, H – висота рідини в посудині, d – діаметр мішалки, h – висота лопаті мішалки, D – діаметр посудини, t – число перетинок мішалки, m – кількість лопатей, l – довжина лопаті мішалки тощо.

Після перетворення критеріальних залежностей для нормалізованих апаратів потужність N (Bm) споживану пристроями, що перемішують, можна знайти за формулою:

$$N = K_N \rho_p n^3 d^5 \quad (3.5)$$

де d – діаметр мішалки, n – частота обертання мішалки, c^{-1} , $K_N = \frac{N}{\rho_p n^3 d^5}$

– критерій потужності або модифікований критерій Ейлера, залежить від відцентрового критерію Рейнольдса, симплекса геометричної подібності, типу перемішуючого пристрою, конструктивних особливостей апарата (наявність або відсутність відбивних перегородок).

Для кожного типу нормалізованого перемішуючого пристрою у літературі [3, 7, 8, 41, 42] наводяться експериментальні графічні залежності $K_N = f(Re_{\text{ц}})$, (див. рисунок 3.11).

Відцентровий критерій Рейнольдса визначається за вищенаведеною формулою (3.2):

$$Re_M = Re_{\text{ц}} = \frac{\rho_p n d^2}{\mu_p}$$

де ρ_p – густина основної рідини (середовища), μ_p – в'язкість основної рідини.

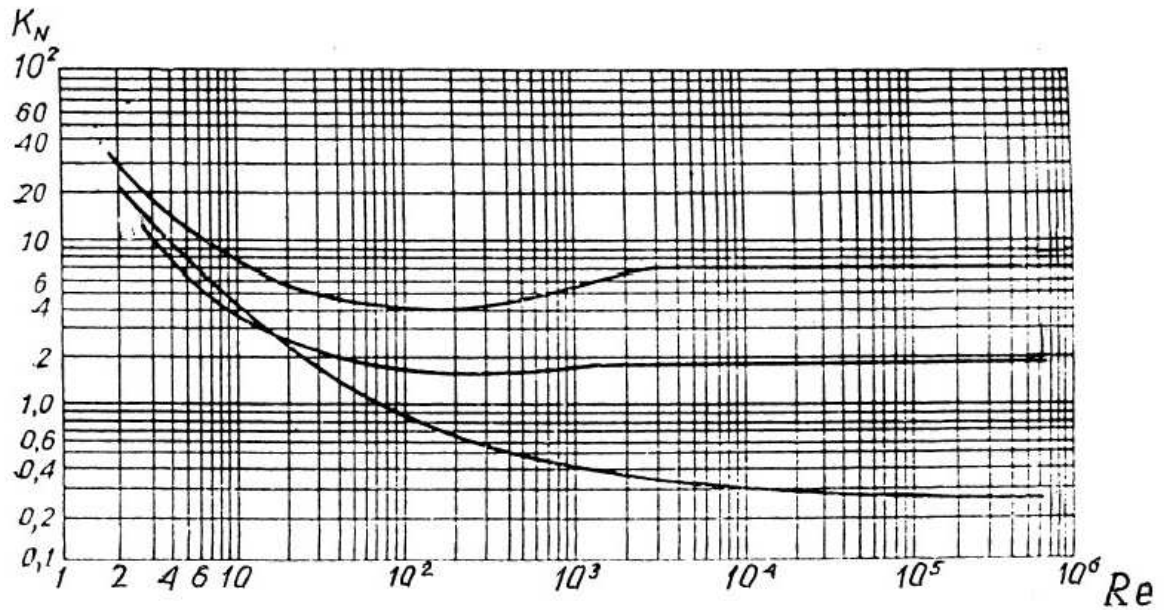


Рисунок 3.11 – Загальний вигляд залежностей $K_N = f(Re_{ц})$ для різних систем апарат-мішалка

Ці величини знаходяться залежно від об'ємної частки дисперсної фази за формулами наведеними в джерелі [41].

3.4 Розрахунок сили опору, координати прикладання сили для перемішуючих пристроїв різних типів. Розрахунок на міцність

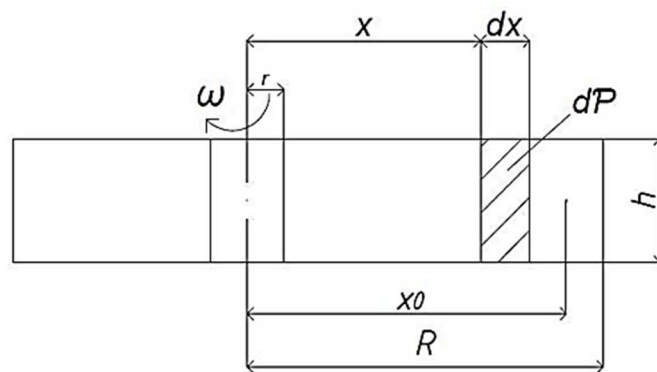
Матеріал подано за авторами [19, 39, 41, 46, 47].

3.4.1 Розрахунок лопатевої мішалки

Метою міцнісного розрахунку мішалки є визначення розмірів мішалки, за яких не відбувається її руйнування від дії силового навантаження. Як приклад розглянемо найбільш просту лопатеву мішалку.

Розрахунок сили опору для 2-х лопатевої мішалки [19]

Під час роботи такої мішалки опір рідкого середовища проявляється у вигляді розподіленого згинального навантаження, що діє на лопаті. Для спрощення розрахунку це навантаження можна уявити як рівнодійну силу, прикладену в центрі ваги лопаті (рисунок 3.12), де r – радіус ступиці, R – радіус мішалки, h – висота лопаті.



r – радіус ступиці, R – радіус мішалки, h – висота лопаті

Рисунок 3.12 – Лопать лопатевої мішалки

Виділимо елемент міделевої поверхні dF на відстані x від осі (рисунок 3.12), на нього діє елементарна сила dP , елемент рухається зі швидкістю w .

Тоді:

$$d\mathcal{P} = C\rho dFw^2$$

де $dF = hdx$, $w = \omega x$.

Тоді після підставлення отримаємо:

$$d\mathcal{P} = C\rho\omega^2 x^2 h dx$$

Сила, що діє на всю лопать буде дорівнювати:

$$\mathcal{P} = \int_F d\mathcal{P}$$

Після інтегрування отримуємо в межах від r до R :

$$\mathcal{P} = \int_r^R C\rho\omega^2 x^2 h dx = Ch\rho\omega^2 \int_r^R x^2 dx$$

де ρ та ω , h – постійні, C – для спрощення теж вважаємо *const*.

Тоді отримуємо силу опору для лопатевої мішалки:

$$\boxed{\mathcal{P} = Ch\rho\omega^2 \frac{x^3}{3} \Big|_r^R = Ch\rho\omega^2 \frac{R^3 - r^3}{3}} \quad (3.6)$$

Визначення координати точки прикладання сили опору

Для перевірки лопаті на міцність треба визначити відстань від осі мішалки до точки прикладання сили, що діє на лопать, тобто координату точки, до якої прикладена рівнодіюча сила опору.

Координата точки прикладання рівнодіючої сили опору до лопаті лопатевої мішалки – це та точка, в якій розташована сила опору, що сприяє рівновазі усіх сил, що діють на лопать. Така сила опору необхідна, щоб уникнути «перекидання» лопаті із заданого положення, тобто щоб уникнути переміщення лопаті за рахунок дії інших сил (наприклад, сили тяжіння, сили тертя чи сил, що виникають від руху мішалки).

Розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору важливо для оптимального функціонування лопатевої мішалки і може впливати на її ефективність та безпеку використання.

Також, розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору може впливати на динаміку руху лопаті мішалки. Наприклад, якщо точка прикладання рівнодіючої сили опору розташована занадто близько до краю лопаті, то це може викликати занадто великий момент інерції i , таким чином, спричинити небажане коливання лопаті під час руху. З іншого боку, якщо точка прикладання рівнодіючої сили опору розташована занадто далеко від краю лопаті, то це може спричинити недостатню стійкість лопаті і призвести до її перекидання. Таким чином, розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору є важливим фактором, що впливає на ефективність і безпеку використання лопатевої мішалки.

Як правило, координата точки прикладання рівнодіючої сили опору до лопаті мішалки розраховується так, щоб ця точка була розташована у відповідній частині лопаті, яка є розташована найближче до центру її маси. Таке розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору дозволяє досягти найбільшої стійкості лопаті та запобігти її коливанню чи «перекиданню».

Однак, розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору також може залежати від конкретних умов використання лопатевої мішалки. Наприклад, якщо лопать призначена для роботи у важкодоступних місцях, то точка прикладання рівнодіючої сили опору може бути розташована наближено до краю лопаті.

Таким чином, є важливим враховувати розташування точки прикладання рівнодіючої сили опору при конструюванні та експлуатації.

Позначимо: (x_0, y_0) – координата точки прикладання сили опору, координату y_0 можна знайти по висоті h (див. рисунок 3.12).

Знайдемо координату x_0 . Запишемо суму моментів відносно осі y :

$$Px_0 = \sum dPx$$

Тоді:

$$x_0 = \frac{\sum dPx}{P}$$

$$x_0 = \frac{\int_0^{\mathcal{P}} x d\mathcal{P}}{\mathcal{P}}$$

$$x_0 = \frac{\int_r^R C\rho\omega^2 x^2 dx \cdot x}{\mathcal{P}} = \frac{C\rho\omega^2 \int_r^R x^3 dx}{\mathcal{P}} = \frac{C\rho\omega^2 (R^4 - r^4)}{4\mathcal{P}}$$

Отже, (після підставлення \mathcal{P}), отримуємо відстань від вісі обертання мішалки до точки прикладання сили опору:

$$x_0 = \frac{3C\rho\omega^2 (R^4 - r^4)}{4C\rho\omega^2 (R^3 - r^3)} = \frac{3R^4 - r^4}{4R^3 - r^3} \quad (3.7)$$

де R – радіус кола, описуваної мішалкою (радіус мішалки); r – радіус ступиці.

Оскільки $r \ll R$, то координата x_0 :

$$x_0 = \frac{3}{4}R \quad (3.8)$$

Перевірка лопаті на міцність

Розрахунок лопатей мішалки проводиться з врахуванням згинаючого і крутного моментів, що виникають від сил опору середовища, які діють на окремі елементи лопаті мішалки.

Згинаючий момент від сили опору:

$$M = \mathcal{P}x_0 \quad (3.9)$$

Максимальний крутний момент:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N}{\omega} \quad (3.10)$$

де N – максимальна потужність на валу мішалки, ω – робоча кутова швидкість.

Тоді:

$$\mathcal{P} = \frac{N}{\omega x_0}$$

Запишемо залежності для згинаючих моментів:

- мінімальний згинаючий момент при $x \leq x_0$:

$$M = \mathcal{P}(x_0 - x)$$

У разі вигину лопаті найбільш небезпечним її перетином є перетин біля основи, яким лопать приварена до маточини.

- максимальний згинаючий момент:

$$M_{max} = \mathcal{P}(x_0 - r)$$

Тоді максимальне нормальне напруження буде:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} \quad (3.11)$$

де $W = \frac{hS^2}{6}$ – момент опору прямокутної лопаті з умови міцності.

Запишемо умову міцності:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (3.12)$$

Якщо

$$\frac{6M_{max}}{hS^2} \leq [\sigma]$$

то умова міцності виконується.

Звідси номінальна розрахункова товщина лопаті:

$$S = \sqrt{\frac{6M_{max}}{[\sigma]h}} \quad (3.13)$$

де h – висота лопаті

3.4.2 Розрахунок нахиленої лопаті

Визначення рівнодіючої сили опору [19]

На нахилену лопать діє сила, спрямована перпендикулярно площині лопаті (рисунок 3.13).

Як і в попередньому випадку, виділимо елемент поверхні $dF = dx dy$.

Тоді, елементарна сила опору, що діє на елемент $dx dy$ – $d\mathcal{P}$ буде:

$$d\mathcal{P} = C\rho\omega^2 x^2 dx dy$$

Для всієї лопаті:

$$\mathcal{P} = \int_F C\rho\omega^2 x^2 dx dy$$

Інтегруємо:

$$\mathcal{P} = \int_0^h dy \int_{r_y}^{r'_y} C\rho\omega^2 x^2 dx = C\rho\omega^2 \int_0^h dy \int_{r_y}^{r'_y} x^2 dx$$

де $r_y = r_1 + ytg\beta$, $r'_y = r_y + b = r_1 + b + ytg\beta$, β – кут нахилу лопаті, b – ширина мішалки.

Тоді, після інтегрування, отримаємо:

$$\mathcal{P} = \frac{C\rho\omega^2}{htg\beta} (R_2^4 - R_1^4 - r_2^4 + r_1^4)$$

де R_2, R_1, r_2, r_1 – геометричні розміри лопаті нахиленої мішалки (див. рисунок 3.13), $r_2 = r_1 + htg\beta$, h – висота мішалки.

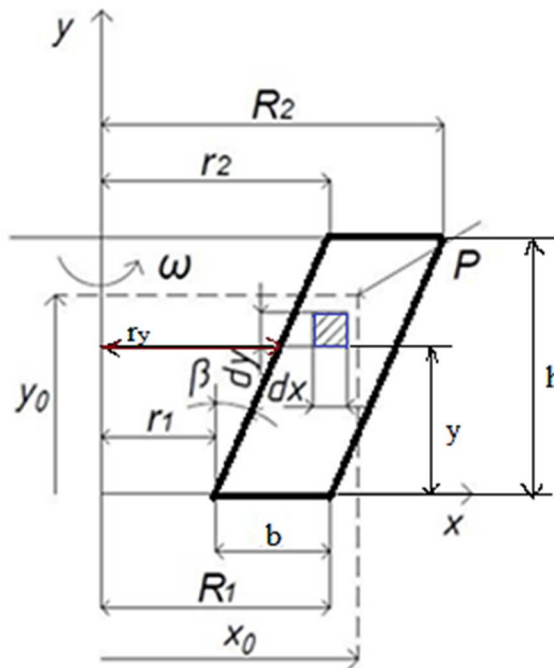


Рисунок 3.13 - Нахилена лопать

Координата точки прикладання рівнодійної сили опору нахиленої лопаті

Виводимо аналогічно попередньому випадку, відповідна координата має вигляд $(x_0; y_0)$:

$$x_0 = \frac{\int_F d\mathcal{P}x}{\mathcal{P}} = \frac{\int_0^h dy \int_{r_y}^{r'_y} C\rho\omega^2 x^2 dx}{\mathcal{P}}$$

$$y_0 = \frac{\int_F d\mathcal{P}y}{\mathcal{P}}$$

Інтегруємо та отримуємо координату x_0 :

$$x_0 = \frac{3R_2^5 - R_1^5 - r_2^5 + r_1^5}{5R_2^5 - R_1^5 - r_2^5 + r_1^5} \quad (3.14)$$

Аналогічно, інтегруємо та отримуємо координату y_0 :

$$y_0 = \frac{C\rho\omega^2}{3\mathcal{P}} \left(\frac{R_2^5 - r_2^5 - R_1^5 + r_1^5}{5tg^2\beta} - \frac{R_2^5 - R_2^4r_2 - R_1^5 + R_1^4r_1}{4tg^2\beta} \right) \quad (3.15)$$

Розрахунок на міцність нахиленої лопаті

Така лопать працює на вигин, тому будуть згинаючі моменти у напрямку вісі $x - M_x$ та у напрямку вісі $y - M_y$:

$$M_x = \mathcal{P}y_0$$

$$M_y = \mathcal{P}(x_0 - r_1)$$

Тоді приведений момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (3.16)$$

Максимальне нормальне напруження:

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (3.17)$$

де $W = \frac{hS^2}{6}$ – момент опору лопаті.

Запишемо умову міцності:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (3.18)$$

Якщо

$$\frac{6M}{hS^2} \leq [\sigma]$$

то умова міцності виконується.

Звідси номінальна розрахункова товщина лопаті з умови міцності:

$$S = \sqrt{\frac{6M}{[\sigma]h}} \quad (3.19)$$

3.4.3 Розрахунок якірної мішалки

Визначення результуючої сили опору [19]

Для посудин з еліптичними днищами застосовують мішалки, які мають форму напів еліпса. Якірна мішалка розглядається як складена із двох половин еліпсів, рисунок 3.14. Більший з напів осями R_2 , r_2 , та менший з напів осями R_1 , r_1 .

Нехай результуючу силу опору для еліпса з радіусами R_2 , r_2 позначимо \mathcal{P}_2 , а результуючу силу \mathcal{P}_1 для еліпса з радіусами R_1 , r_1 .

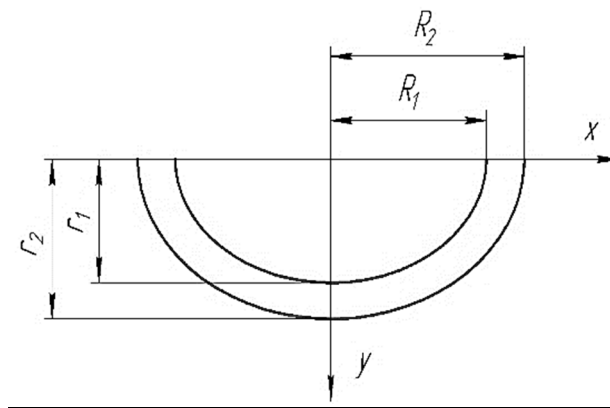


Рисунок 3.14 – Якірна мішалка

Тоді результуюча сила опору, що діє на лопать мішалки може бути визначена як:

$$\mathcal{P} = \mathcal{P}_2 - \mathcal{P}_1$$

Для спрощення задачі, розглянемо спершу лопать у вигляді чверті еліпса з розмірами R і r . Використаємо рівняння еліпса для однозначного визначення границі x :

$$\frac{x^2}{R^2} + \frac{y^2}{r^2} = 1$$

Звідки:

$$x^2 = \frac{R^2 r^2 - R^2 y^2}{r^2}$$

$$x = \sqrt{\frac{R^2 r^2 - R^2 y^2}{r^2}} = \frac{R}{r} \sqrt{r^2 - y^2} \quad (3.20)$$

Тоді сила \mathcal{P} :

$$\mathcal{P} = \int_F d\mathcal{P} = \int c\rho\omega^2 x^2 dx dy = c\rho\omega^2 \int x^2 dx dy = c\rho\omega^2 I$$

де I – момент інерції елемента відносно вісі обертання.

Для еліптичного перерізу (квадранта) маємо:

$$I = \frac{\pi}{16} r R^3$$

Відповідно:

$$\mathcal{P} = c\rho\omega^2 I = \frac{\pi}{16} c\rho\omega^2 r R^3$$

Так як \mathcal{P} для лопаті:

$$\mathcal{P} = \mathcal{P}_2 - \mathcal{P}_1$$

де \mathcal{P}_2 – сила, для еліпса, геометричні радіуси якого представлені з індексами 2 (R_2, r_2), \mathcal{P}_1 – з індексами 1 (R_1, r_1).

Тоді після підставлення отримаємо шукану силу опору:

$$\mathcal{P} = c\rho\omega^2 \left(\frac{\pi}{16} r_2 R_2^3 - \frac{\pi}{16} r_1 R_1^3 \right) = \frac{\pi}{16} c\rho\omega^2 (r_2 R_2^3 - r_1 R_1^3) \quad (3.21)$$

Координата точки прикладання сили

Вчинимо так, як і в попередньому випадку, будемо розглядати чверть еліпса з розмірами r, R :

$$x_0 = \frac{c\rho\omega^2 x^2 dx dy}{\mathcal{P}} = \frac{c\rho\omega^2 x^3 dx dy}{\mathcal{P}}$$

Під час розрахунків необхідно буде знайти інтеграл:

$$\int x^3 dx = \frac{x^4}{4} \Big|_0^x$$

$$\text{де } x = \sqrt{\frac{R^2 r^2 - R^2 y^2}{r^2}} \text{ - формула (3.20).}$$

Тоді:

$$\int x^3 dx = \frac{x^4}{4} \Big|_0^x = \frac{1}{4} \left(\frac{R^2 r^2 - R^2 y^2}{r^2} \right)^2 = \frac{1}{4} \frac{R^4}{r^4} (r^2 - y^2)^2$$

Координата точки прикладання сили буде:

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{c\rho\omega^2 \int x^3 dx dy}{\mathcal{P}} = \\ &= \frac{c\rho\omega^2}{4} \int \frac{R^4}{r^4} (r^2 - y^2)^2 dy = \frac{c\rho\omega^2 R^4}{4P \cdot r^4} \int (r^4 - 2r^2 y^2 + y^4) dy = \\ &= \frac{c\rho\omega^2 R^4}{4P \cdot r^4} \left(r^4 y - 2r^2 \frac{y^3}{3} + \frac{y^5}{5} \right) \Big|_0^r = \frac{c\rho\omega^2 R^4}{4P \cdot r^4} \left(r^5 - \frac{2}{3} r^5 + \frac{r^5}{5} \right) = \\ &= \frac{c\rho\omega^2 R^4 (15r^5 - 10r^5 + 3r^5)}{4 \cdot 15 \cdot P \cdot r^4} = \frac{c\rho\omega^2 R^4 \cdot 8r^5}{60 \cdot P \cdot r^4} = \frac{2}{15} \frac{c\rho\omega^2 R^4 r}{P} \end{aligned}$$

Остаточно отримуємо:

$$x_0 = \frac{2}{15} \frac{c\rho\omega^2 R^4 r}{P}$$

А координата y_0 :

$$y_0 = \frac{16r}{15\pi}$$

Далі отримуємо [19]:

$$x_0 = \frac{32}{15\pi} \cdot \frac{(R_2^4 r_2 - R_1^4 r_1)}{(R_2^3 r_2 - R_1^3 r_1)}$$

(3.22)

$$y_0 = \frac{16}{15\pi} \cdot \frac{(R_2^3 r_2^2 - R_1^3 r_1^2)}{(R_2^3 r_2 - R_1^3 r_1)}$$

Розрахунок на міцність якірної мішалки

Запишемо умову міцності:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

Якщо

$$\frac{6M_{\text{пр}}}{hS^2} \leq [\sigma]$$

то умова міцності виконується.

Звідси номінальна розрахункова товщина лопаті з умови міцності:

$$S = \sqrt{\frac{6M_{\text{пр}}}{[\sigma]h}} \quad (3.23)$$

де $M_{\text{пр}}$ – приведений момент.

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + 4M_{\text{кр}}^2} \quad (3.24)$$

3.5 Розрахунок валу перемішуючого пристрою

Вали повинні бути міцними, жорсткими та вібростійкими. У якості визначальної умови роботи валів приймається його вібростійкість. При виконанні цієї умови міцність та стійкість валів, як правило, забезпечується [46]. Основні положення для розрахунку валів вже були розглянуті вище, у розділі 1, п. 1.6.

3.5.1 Визначення частоти власних коливань валів та критичної частоти. Жорсткі та гнучкі вали. Умова вібростійкості

Матеріали викладено за авторами [13, 17, 19, 30, 35, 46, 48 - 52].

Причиною руйнувань валів можуть бути вібраційні навантаження, особливо коли виникають резонансні стани.

Залежно від місця встановлення підшипників вали розділяються на однопрогонні (рисунок 3.15) та консольні вали (рисунок 3.16).

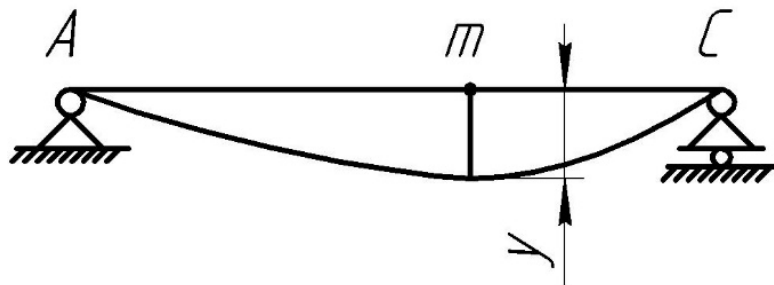


Рисунок 3.15 – Розрахункова схема однопрогонного валу

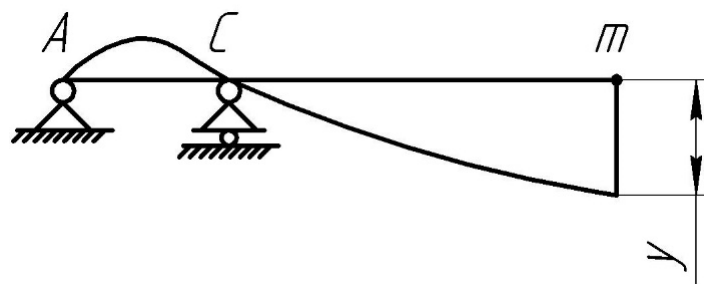


Рисунок 3.16 – Розрахункова схема консольного валу

Найчастіше, вали розглядають як прямі, статично визначені стержні, що закріплені у шарнірних опорах, і піддаються вигинам від статичних навантажень (рисунок 3.17).

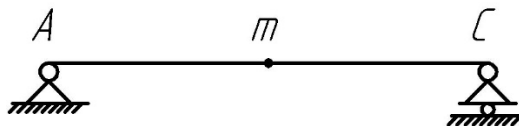


Рисунок 3.17 - Схема валу з шарнірно нерухомою опорою

Для інженерних розрахунків застосовують метод зведення, який був розроблений акад. Шиманським Ю.А. [19]. Обчислення за методом зведення виконується шляхом послідовних наближень. Задачею розрахунку є вибір режимів роботи і геометричних розмірів валу, при яких кутова швидкість вимушених коливань валу ω знаходиться у вимагаємому співвідношенні з частотою його власних коливань.

Власні коливання виникають в ізольованій системі, через зовнішні збудження (поштовх), що викликають в точках системи початкове відхилення від стану рівноваги, або початкові швидкості, які потім подовжуються завдяки наявності внутрішніх пружних сил, що відновлюють рівновагу.

Розглянемо вал, який має одну шарнірно нерухому опору A – являє собою підшипник, що сприймає радіальне і осьове навантаження, а також шарнірна опора у точці C у вигляді шарикопідшипника, який сприймає радіальні навантаження і має можливість зсуватися в осьовому напрямку (рисунок 3.17).

Прикладом власних коливань валу можуть бути – поперечні коливання, якщо до маси m буде прикладене навантаження F у вигляді поштовху, у напрямку, перпендикулярному до валу.

Амплітуда власних коливань залежить від зусилля поштовху, а частота коливань – від властивостей валу.

Власні коливання розглядають як властивість системи.

Вимушені коливання пружної системи виникають при безперервній дії на систему зовнішніх періодично збурюючих сил, що змінюються, які діють незалежно від коливань системи.

Параметри процесу вимушених коливань залежать від властивостей системи і від зовнішніх сил.

Ступінь свободи – є число незалежних параметрів коливальної системи. Вал, масою якого можна знехтувати, порівняно із скупченою масою m має одну ступінь свободи (рисунок 3.17).

Вал з масами m_1 і m_2 має 2 ступені свободи, через те, що переміщення мас m_1 і m_2 до положення рівноваги будуть параметрами, відносно до положення рівноваги (рисунок 3.18).

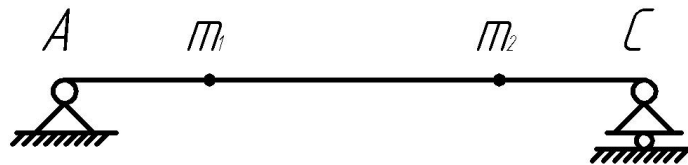


Рисунок 3.18 – Схема валу з масами m_1 і m_2 (2 ступені свободи)

Вал, масою якого не допустимо нехтувати, порівняно з масами m_1 і m_2 являє собою систему з нескінченним числом ступенів свободи (рисунок 3.19).

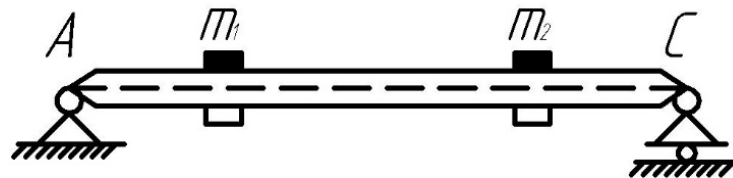


Рисунок 3.19 – Схема валу з масою якого не допустимо нехтувати, порівняно з масами m_1 і m_2 (нескінченне число ступенів свободи)

Розглянемо невагомий вал з однією ступеню свободи (рисунок 3.15 та 3.16).

Розрахункова схема це є балка, яка навантажена тими же самими силами, і має ті ж опори, що і вал. При відсутності сил тертя, диференціальне рівняння руху коливань валу має такий вигляд:

$$m\ddot{y} + ky = 0 \quad (3.25)$$

де m – скупчена маса; \ddot{y} – друга похідна переміщення маси m у часі (прискорення); k – коефіцієнт жорсткості валу, що являє собою статичну силу, яка викликає одиничне переміщення маса m (Н/м); y – координата маси, що коливається, і відраховується від її середнього положення.

Кутова частота власних коливань валу:

$$\omega_c^2 = \frac{k}{m} \quad (3.26)$$

де m – скупчена маса; k – коефіцієнт жорсткості валу

Запишемо диференціальне рівняння (3.25) у вигляді:

$$\ddot{y} + \omega_c^2 y = 0 \quad (3.27)$$

Рішенням рівняння (3.27) є:

$$y = A \sin(\omega_c t + \varphi)$$

де A – амплітуда коливань; $\omega_c t$ – фаза коливань; φ – зсув по фазі.

Фаза – це величина, яка характеризує стан коливального процесу в кожний момент часу, зсув фази.

Звідки, кутова частота коливань валу:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{11}}} \quad (3.28)$$

де δ_{11} – переміщення маси m (прогин валу) від одиничної поперечної сили, яка прикладена в точці кріплення маси m – або ще його називають коефіцієнтом впливу. Формули для розрахунку коефіцієнту впливу наведені в літературі [19, 48].

Період власних коливань:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_c} = 2\pi\sqrt{m\delta_{11}}$$

Частота власних коливань:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_c}{2\pi}$$

Вали, що обертаються при конкретних для кожного випадку кутових швидкостях потрапляючи у резонанс стають динамічно не стійкими. Виникають великі поперечні коливання валів (прогини валів) і можливе їх руйнування. Кутова швидкість обертання валу, при якій настає резонанс – називається **критичною кутовою швидкістю** $\omega_{кр}$.

3.5.1.1 Визначення частоти власних коливань та критичної швидкості валів з одною зосередженою масою

Матеріали викладено за авторами [13, 17, 19, 30].

Розглянемо двоопорний вертикальний вал (рисунок 3.20), на середині якого розташований диск масою m . Диск посаджений з ексцентриситетом e . Точка C відповідає центру інерції диску. Точка O – точка перетину осі підшипників із серединною поверхнею диску.

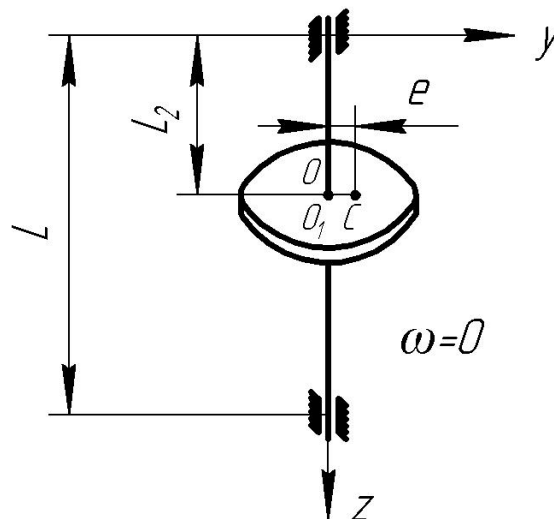


Рисунок 3.20 – Схема положення центру інерції диску (точки C), закріпленого в середині одно прольотного валу, який не обертається

При обертанні валу навколо своєї осі, з кутовою швидкістю ω , вісь валу буде вигинатися під дією відцентрової $F_{Ц}$ сили на величину y . Вигнута вісь валу обертається навколо осі підшипників з тією ж кутовою швидкістю ω (рисунок 3.21, а, б).

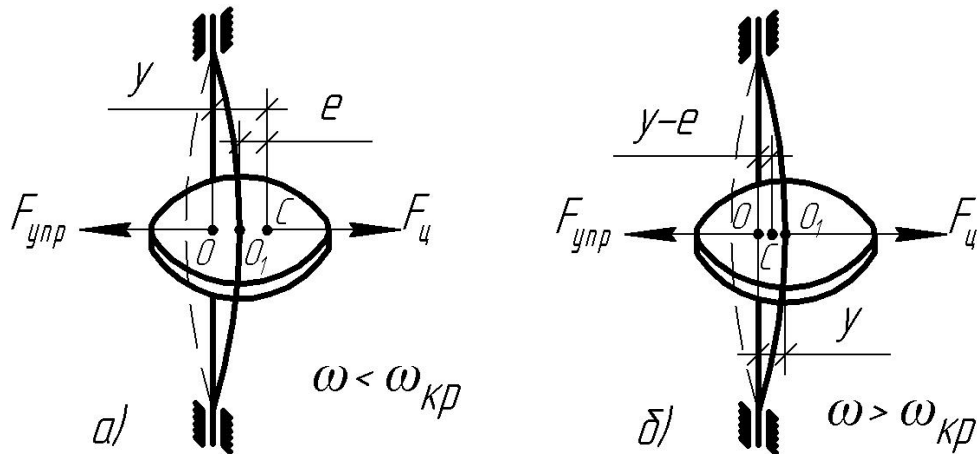


Рисунок 3.21 – Схеми положення центру інерції диску (точки C), закріпленого в середині одно прольотного валу, який обертається з кутовою швидкістю: а) $\omega < \omega_{кр}$, б) $\omega > \omega_{кр}$

Відцентрова сила $F_{Ц}$ прикладена до центру інерції диску – точка C :

$$F_{Ц} = m(y + e)\omega^2 \quad (3.29)$$

У протилежному напрямку з боку валу на диск діє сила пружності $F_{ПР}$, яка прикладена в точці O_1 :

$$F_{ПР} = ky = \frac{y}{\delta_{11}} \quad (3.30)$$

Прирівнюємо обидві частини рівнянь ($F_{Ц}$) та ($F_{ПР}$), отримаємо:

$$m(y + e)\omega^2 = \frac{y}{\delta_{11}}$$

$$m\omega^2 + me\omega^2 = \frac{y}{\delta_{11}} \Rightarrow y = \frac{me\omega^2}{\frac{1}{\delta_{11}} - \omega^2 m}$$

Поділимо на m і чисельник і знаменник:

$$y = \frac{e\omega^2}{\frac{1}{m\delta_{11}} - \omega^2}$$

Тоді, можемо записати, враховуючи (3.28):

$$y = \frac{e\omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2} = \frac{e}{\frac{\omega_c^2}{\omega^2} - 1} \quad (3.31)$$

При наближенні $\frac{\omega_c^2}{\omega^2} \rightarrow 1$ прогин вала $[y] = \infty$, звідки робимо висновок, що **критична кутова швидкість валу – дорівнює кутовій частоті його власних коливань**, тобто:

$$\omega_{\text{кр}} = \omega_c = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{11}}} \quad (3.32)$$

Ця формула отримана без урахування опору обертанню зовнішнього середовища.

У реальних апаратах при втратах енергії на подолання цього опору потрапляння валу в резонанс не завжди призводить до руйнівних прогинів.

Розглянемо випадок, коли кутова швидкість більше критичної кутової швидкості $\omega_c > \omega_{\text{кр}}$ (рисунок 3.21, б)

З досліджень відомо, що коли $\omega_c > \omega_{\text{кр}}$, прогин валу починає зменшуватись, а центр інерції диску точка C , розташовується між віссю підшипників і викривленою віссю валу, між точками O та O_1 .

При обертанні валу з критичною швидкістю, його відцентрова сила інерції буде дорівнювати:

$$F_{\text{ц}} = m(y - e)\omega^2$$

Прирівнюючи сили $F_{\text{ц}}$ та $F_{\text{пр}}$, отримаємо:

$$y = \frac{e}{1 - \frac{\omega_c^2}{\omega^2}} \quad (3.33)$$

З рівняння (3.33) виходить, що при обертанні валу зі швидкістю, що значно перевищує критичну – прогин y наближається до ексцентриситету e , і вал знову стає динамічно стійким.

Відновленню стійкості валу при критичній швидкості обертання здійснюється в результаті виникнення коріолісового прискорення, у момент,

коли центр інерції диску починає рухатися у радіальному напрямку від точки C .

Коріолісове прискорення – це прискорення, що отримує тіло внаслідок руху відносно іншого тіла, що обертається.

Під дією коріолісових сил точка O_1 починає рухатися у напрямку, перпендикулярному до радіусу, і в результаті переміщується у положення по інший бік від точки C .

Якщо робоча швидкість валу менше критичної швидкості, тоді вал називається жорстким, в іншому випадку – вал називається гнучким.

Робоча швидкість валу повинна значно відрізнятись від критичної, умова вібростійкості валу має наступний вигляд (рисунок 3.22):

- для жорсткого валу:

$$\omega \leq 0,7\omega_{\text{кр}}$$

- для гнучкого валу:

$$\omega \geq 1,3\omega_{\text{кр}}$$

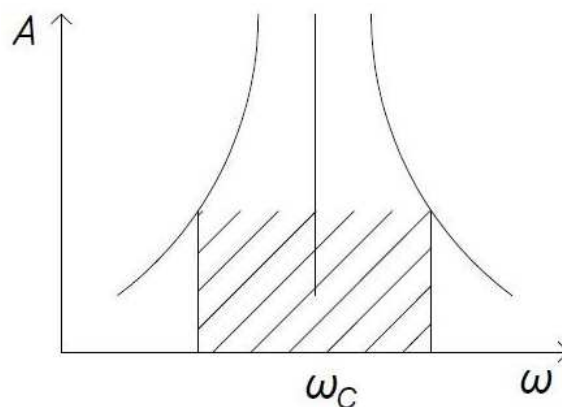


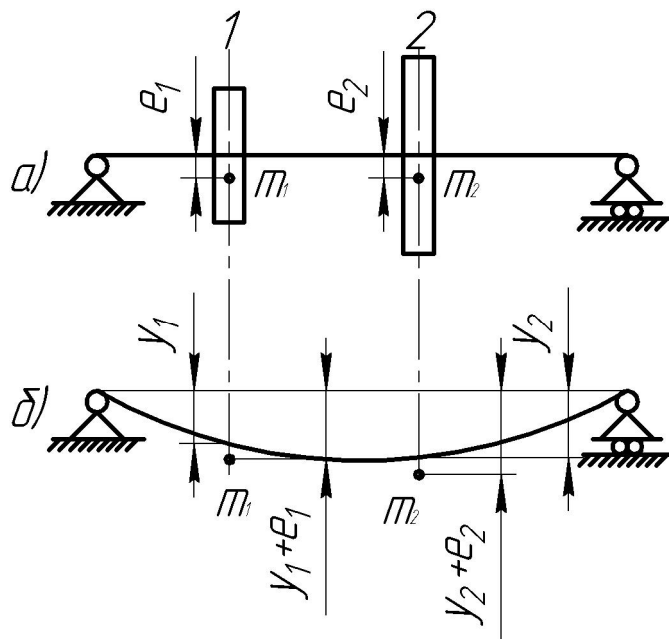
Рисунок 3.22 – Область безпечної експлуатації валу (не заштрихована)

При проектуванні гнучких валів передбачають швидке проходження критичної швидкості, з метою зменшення резонансних прогинів. Це потребує встановлення двигунів підвищеної потужності, які забезпечують швидкий розгін, а також встановлення потужних гальм, які різко зупиняють вал.

3.5.1.2 Визначення частоти власних коливань валів з декількома зосередженими масами

Матеріал викладено за авторами [13, 19, 24].

Через ексцентриситет e_1 і e_2 посадки дисків на вал при обертанні системи з кутовою швидкістю ω виникають відцентрові сили $F_{ц1}$ і $F_{ц2}$, які викликають вигин валу (рисунок 3.23).



**Рисунок 3.23 – Схеми горизонтального валу з двома дисками:
а) в стані спокою; б) обертання**

Система з 2-ма ступенями свободи має 2 критичні швидкості.

Кількість критичних швидкостей – дорівнює кількості закріплених на невагомому валу скупчених (зосереджених) мас.

Приблизне визначення першої критичної швидкості реального валу можна зробити за наближеним методом Дункерлея (Dunkerleya)¹² [24, с. 59]:

$$\frac{1}{\omega_{\text{КР1}}^2} = \frac{1}{\omega_{1\text{КР1}}^2} + \frac{1}{\omega_{2\text{КР1}}^2} + \dots + = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_{i\text{КР1}}^2}$$

¹² інший варіант перекладу – Донкерлей.

або

$$\omega_{\text{КР1}} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_{i\text{КР1}}^2}}} \quad (3.34)$$

де

$$\omega_{i\text{КР1}} = \sqrt{\frac{1}{m_i \delta_{1i}}}$$

Цей метод використовується для попередніх розрахунків та при достатньо простих схемах валів. Метод дає дещо занижене значення критичної швидкості. Визначати критичну швидкість можна також за енергетичним методом Релея, але цей метод більш складний і дає завищене значення. Рекомендовано знаходити значення критичної швидкості за обома методам, визначивши таким чином інтервал, у якому знаходиться дійсне значення [24, с. 53, 59].

3.5.1.3 Визначення частоти власних коливань валів з розподіленою масою

Матеріал викладено за [17, 19, 30, 46, 48].

Безперервно розподілена відцентрова сила інерції маси валу, що обертається:

$$F_{\text{ц}} = m_L \omega^2 y \quad (3.35)$$

де y – прогин валу, m_L – маса одиниці довжини валу довжиною L .

При співпадінні робочої кутової швидкості ω з однією з критичних кутових швидкостей валу – прогини валу y нескінченно зростають.

Точне аналітичне вирішення задачі через громіздкість не придатне для практичного застосування.

Для розрахунку застосовують метод зведення, який передбачає приведення принципіальної схеми до однієї, з наведених.

За точку зведення B розподілених і скупчених мас приймають (рисунок 3.24):

- для однопрогонного валу – середину прольоту;
- для консольного валу – кінець валу.

Форма осі вигнутого валу вважається такою, що співпадає з формою осі при статичному вигині, вона попереджує силу, яка прикладена в точці зведення B .

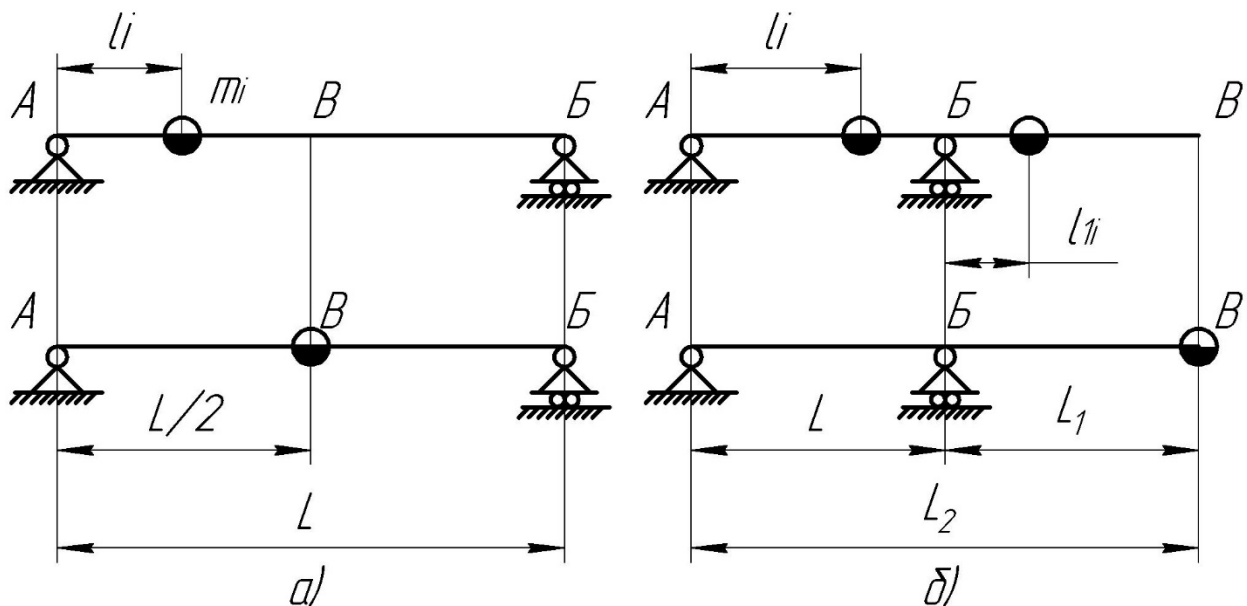


Рисунок 3.24 – Схеми приведення валів: а) однопрогонного; б) консольного

Припущення [48, 52]:

- 1) роз'ємний вал, що з'єднаний жорсткою муфтою – вважається суцільним;
- 2) вплив ущільнювальних пристроїв та піддатливість опор не враховуються;
- 3) точка прикладання мас та інерційних сил від мішалок та інших деталей, що встановлюються на валу вважаються розташованими на серединах ступиць цих деталей;
- 4) ділянка валу, що розташована вище верхньої опори в розрахунок не враховується.

При проектуванні гнучких валів враховуються такі обмеження [48, 52]:

- 1) застосовують лише гнучкі консольні вали постійного перерізу;
- 2) недопустиме застосування гнучких валів в середовищі газ-рідина;
- 3) в межах розрахунку довжини валу не повинні бути роз'ємні муфтові з'єднання.

Розрахунок валу зводиться до визначення приблизного значення діаметру валу і перевірки його на виконання умов вібростійкості.

3.5.2 Визначення переміщення валу за прийнятими геометричними розмірами та відомими зусиллями. Умова жорсткості

Матеріал викладено за авторами [17, 19, 30, 35, 41, 48, 51] та за РД 26-01-72-75 [52].

Жорсткість – це здатність деталі, складальної одиниці чи машини опиратись змінам форми і положення в просторі під дією зовнішніх навантажень, тобто спроможність об'єкта чинити опір утворенню деформації.

Експлуатаційні якості апаратів з механічними перемішувачами пристроями в значній мірі визначаються жорсткістю валу, на якому розміщені мішалки та інші деталі.

У реальних апаратах через неточність виготовлення може спостерігатися зміщення центрів мас валу та інших деталей, що знаходяться на валу від осі обертання, а також може спостерігатися початкова зігнутість валу і зазори в опорах.

Ці фактори спричиняють дію інерційних сил, які вигинають вал. При вигині валу його цапфи перекошуються, що призводить до наступного:

- 1) у підшипниках ковзання до нагріву, заїданню і не рівномірного зносу;
- 2) у підшипниках кочення – до скорочення довговічності;
- 3) у сальникових і торцевих ущільненнях – до контакту валу, що обертається з нерухомими металевими деталями ущільнення – це спричиняє задири, і швидкий знос ущільнювальних кілець.

Метою розрахунку на жорсткість ϵ – визначення максимального сумарного зміщення валу від осі обертання у небезпечних по жорсткості перерізах.

Небезпечними по жорсткості перерізами ϵ – місця встановлення ущільнювальних пристроїв, місця, де зазори між обертовими і нерухомими деталями – невеликі.

Достатньо легко піддаються розрахункам вали невагомі з однією скупченою масою.

Алгоритми розрахунку на жорсткість суцільних однопрогонних валів постійного поперечного перерізу, а також консольних жорстких і гнучких валів постійного поперечного перерізу наведені у [17, 48].

Жорсткість валу вважається задовільною, якщо розрахункова величина динамічного зміщення у небезпечних перерізах не перевищує допустимої величини.

Розрахункові схеми ті ж самі, що і при розрахунках валів на вібростійкість.

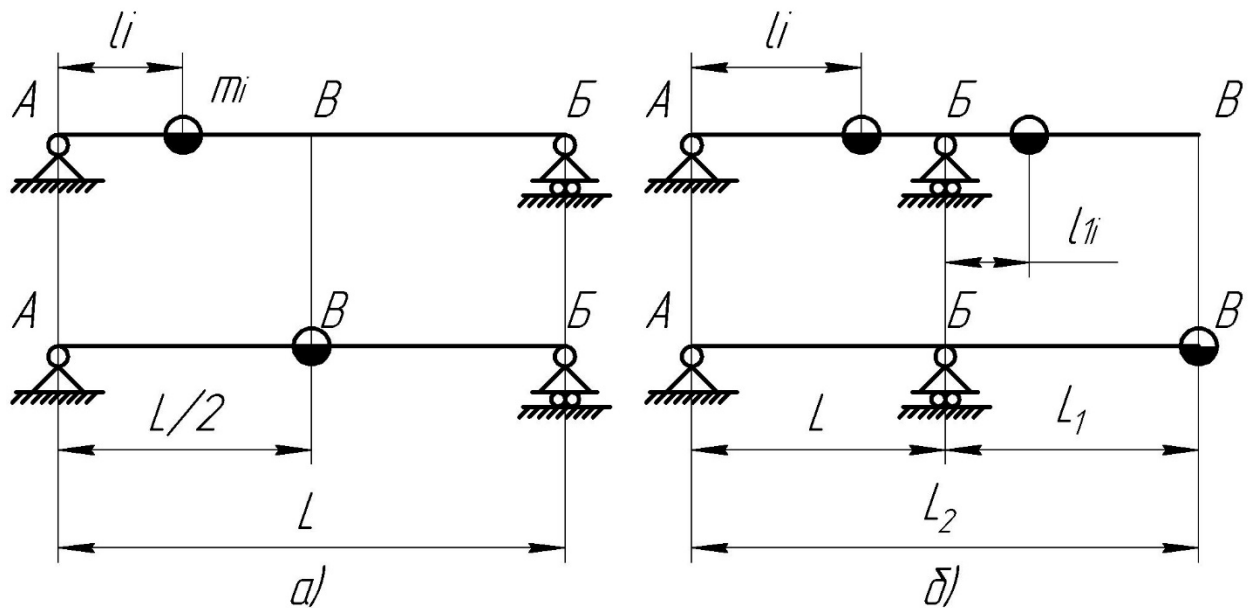
Шарнірна нерухома опора *A* (рисунок 3.25) – це підшипник кочення, який сприймає осьове і радіальне навантаження.

Шарнірно-рухома опора *B* (рисунок 3.25) – це підшипник кочення або ковзання, який сприймає радіальне навантаження.

Через те, що динамічно розрахунки нерухомих валів з однією скупченою масою не складні, на практиці вал, який навантажений розподіленими і скупченими масами замінюють системою з невагомим валом.

За точку зведення *B* приймають: для однопрогонних – середину прольоту (рисунок 3.25, а), для консольного валу – кінець консолі (рисунок 3.25, б).

За методом зведення вважається, що форма осі реально зігнутого валу співпадає з формою осі валу, який вигнутий силою, що прикладена у точці зведення *B*.



**Рисунок 3.25 – Схеми приведення валів ПМУ:
а) однопрогонного; б) консольного**

3.5.2.1 Розрахунок на жорсткість гладких суцільних валів

Матеріал викладено за [17, 19, 30, 35, 41, 48, 51] та за РД 26-01-72-75 [52].

Апарати, які призначені для перемішування рідких середовищ, густиною до 2000 кг/м^3 з динамічною в'язкістю до 50 Па/с поділяють на 2 групи:

- 1) з відбивними перегородками без внутрішніх пристроїв;
- 2) без відбивних перегородок з внутрішніми пристроями.

Внутрішні пристрої – це труби перетиснення, теплообмінні пристрої, можуть бути вимірники рівня, гільзи термометрів, тощо.

При виконанні розрахунків приймаються наступні припущення [48, 52]:

- 1) роз'ємний вал, який з'єднаний жорсткою муфтою – вважається суцільним;
- 2) вплив на вал ущільнювального пристрою, а також піддатливість опор не враховується;
- 3) ділянки валу, які розташовані вище верхньої опори в розрахунках не враховуються;

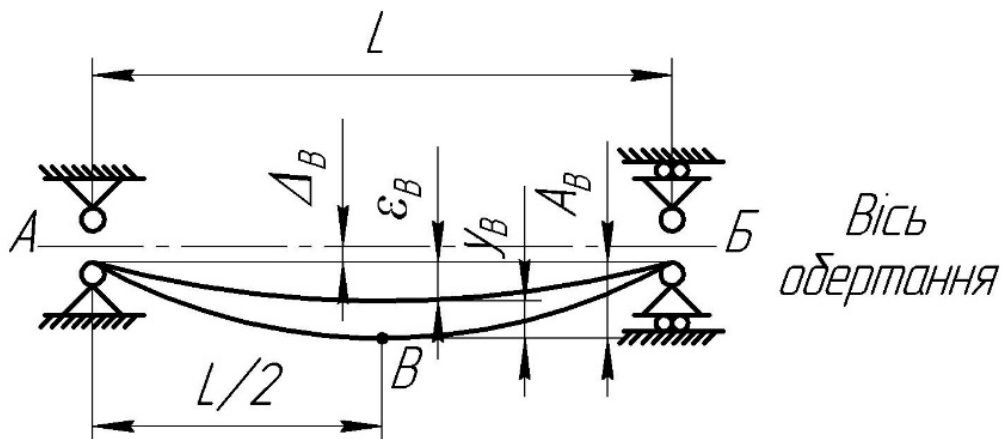
4) з'єднувальні муфти і зміна діаметра валу в межах привода не враховується;

5) на жорстких валах, що мають постійний переріз допускаються ділянки, які відрізняються від діаметра не більше, ніж на 5%.

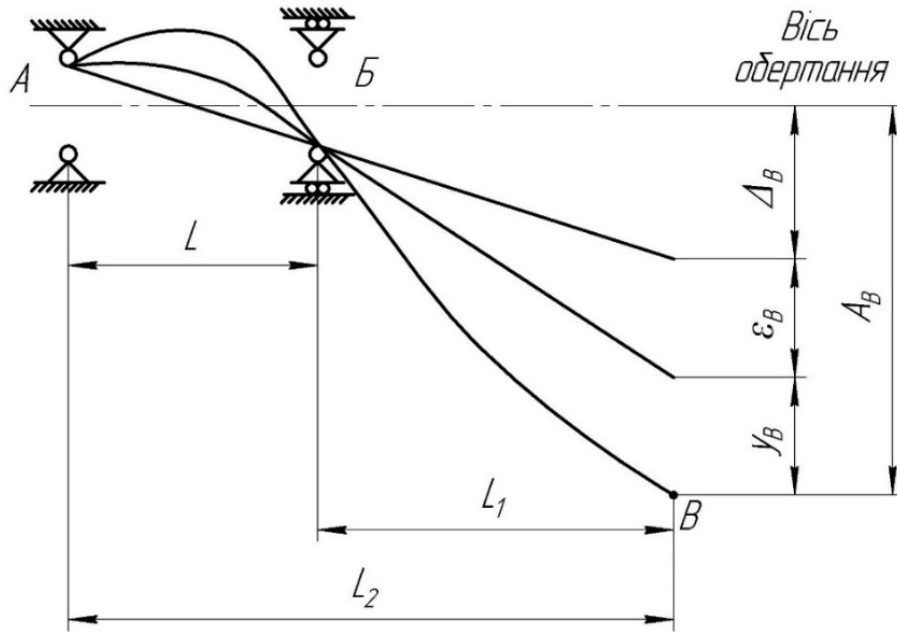
При розрахунку апарату з гнучким валом необхідно враховувати такі обмеження [48, 52]:

- 1) застосовуються гнучкі консольні вали тільки постійного перерізу;
- 2) не допускається використовувати у середовищах газ-рідина;
- 3) висота заповнення апарата повинна бути не менша половини його діаметра;
- 4) на валу допускається встановлення тільки визначених типів мішалок;
- 5) напрямок обертання лопатевих мішалок повинен забезпечувати рух рідини в зоні мішалки знизу вгору;
- 6) в межах розрахункової довжини валу не повинно бути роз'ємних муфтових з'єднань і т.п.

Розрахункові схеми наведені на рисунку 3.26 для однопрогонного валу та рисунку 3.27 для консольного валу.



**Рисунок 3.26 – Розрахункова схема однопрогонного валу,
 Δ_B , U_B , ϵ_B – динамічні зміщення**



**Рисунок 3.27 – Розрахункова схема консольного валу,
 $\Delta_B, y_B, \varepsilon_B$ – динамічні зміщення**

Відповідно до теорії приведення, спочатку розраховують сумарні динамічні зміщення A_B у точці зведення B , а потім, вираховують сумарні переміщення в небезпечних перерізах: A_i – в прольоті, A_{ij} – на консолі по [48].

Сумарні динамічні зміщення у точці зведення B :

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B \quad (3.36)$$

де y_B – динамічний прогин валу в точці приведення, ε_B – початкова ввігнутість валу в точці приведення, Δ_B – зміщення перерізу валу у точці приведення B , яка пов'язана з зазорами в опорах.

$$y_B = \frac{e_{\text{пр}}}{\left(\frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega}\right)^2 - 1} \quad (3.37)$$

де $e_{\text{пр}}$ – приведений (в точці B) ексцентриситет мас деталей посаджених в прольоті і на консолі (визначається по формулам залежно від типу валу по [48]), $\omega_{\text{кр}}$, ω – відповідно критична і робоча кутова швидкість обертання валу ($\omega_{\text{кр}}$ визначається по формулам залежно від типу валу по [48]).

Для визначень зміщень валу Δ_B через наявний зазор в опорах необхідно знати величину зазорів у підшипниках Δ_A та Δ_B , які визначаються за таблицями 3.6 та 3.7 [48], і залежать від діаметру валу та типу підшипника.

Для однопрогонного валу:

$$\Delta_B = \frac{\Delta_A + \Delta_B}{2} \quad (3.38)$$

Для консольного валу:

$$\Delta_B = \frac{(\Delta_A + \Delta_B)L_2}{L} - \Delta_A \quad (3.39)$$

Початкова зігнутість валу ε_B залежить від $\frac{L}{d}$ [48] і береться з таблиці 3.8.

Після визначення динамічного сумарного прогину A_B розраховується сумарне зміщення в небезпечному перерізі.

В апаратах з вбудованими внутрішніми пристроями на лопаті мішалок та інші деталі діє поперечна сила Q_i , яка призводить до додаткового вигину валу і відповідно до додаткових зміщень від осі обертання.

Силу Q_i визначають методом гідродинамічного розрахунку апарату, що враховує тип мішалки, коефіцієнт лобового опору мішалки ξ_M , і коефіцієнт внутрішнього пристрою ψ_Q , густину середовища ρ_c , кутову швидкість ω , і діаметр самої мішалки d_M (усі складові визначаються по методиці наведеній в [48]).

$$Q_i = 0,015k_Q\xi_M\psi_Q\rho_c\omega^2d_M^4 \quad (3.40)$$

Тип мішалки вибирають з урахуванням коефіцієнта k_Q : для лопатевої, якірної і рамної мішалок – $k_Q = 1$, для трилопатевої і гвинтовий мішалок – $k_Q = 0,96$, для шестилопатевої і турбінної мішалок – $k_Q = 1,73$.

При розрахунку валу на жорсткість здійснюється порівняння деформацій з допустимими.

Таблиця 3.6 – Радіальні зазори в підшипниках кочення при посадці $\frac{H7}{e8}$

| Номинальні діаметри валу d_A і d_B , мм | Зазори граничні, мкм | |
|---|----------------------|------------|
| | Δ_A | Δ_B |
| 30-50 | 114 | 50 |
| 50-80 | 136 | 60 |
| 80-120 | 161 | 72 |
| 120-180 | 188 | 85 |
| 180-250 | 218 | 100 |
| 250-315 | 243 | 110 |
| 315-400 | 271 | 125 |

Таблиця 3.7 – Радіальні зазори Δ_A та Δ_B по основному ряду в радіальних підшипниках, мкм

| Внутрішній діаметр підшипників | Підшипники кочення | | | Двохрядний сферичний роликовий |
|--------------------------------|----------------------|----------------------|-----------------|--------------------------------|
| | Однорядний шариковий | Однорядний роликовий | | |
| | | взаємозамінні | невзаємозамінні | |
| 30-40 | 12-26 | 20-55 | 30-45 | 25-40 |
| 40-50 | 12-25 | 20-55 | 30-43 | 30-45 |
| 50-65 | 13-33 | 25-65 | 35-55 | 30-50 |
| 65-80 | 14-34 | 30-70 | 40-60 | 40-60 |
| 80-100 | 16-40 | 35-80 | 45-65 | 45-70 |
| 100-120 | 20-46 | 40-90 | 50-75 | 50-80 |
| 120-140 | 23-53 | 45-100 | 60-90 | 60-90 |
| 140-160 | 23-58 | 50-115 | 70-105 | 65-100 |
| 160-180 | 24-65 | 60-125 | 75-115 | 70-110 |
| 180-200 | 29-75 | 65-135 | 80-120 | 80-120 |
| 200-225 | 33-83 | 75-150 | 90-135 | 90-140 |
| 225-250 | 35-90 | 90-165 | 100-150 | 100-150 |
| 250-280 | 40-100 | 100-180 | 110-165 | 110-170 |
| 280-315 | 45-105 | 110-195 | 120-180 | 120-180 |
| 315-355 | 50-115 | 125-215 | 135-205 | 140-210 |
| 355-400 | 55-125 | 140-235 | 150-225 | 150-230 |
| 400-450 | - | 160-260 | 160-245 | 170-260 |
| 450-500 | - | 180-290 | 185-275 | 190-290 |

Таблиця 3.8 – Початкова зігнутість валу ϵ_B

| L/d | ϵ_B , мм |
|--------|-------------------|
| до 20 | 0,04 |
| >20-50 | 0,05 |
| >50 | 0,06 |

Умова жорсткості:

$$A_i \leq [A_i] \text{ – для прольоту}$$

$$A_{1j} \leq [A_{1j}] \text{ – для консолі}$$

де A_i чи A_{1j} визначаються по формулам з [48] залежно від типу валу, $[A_i]$, $[A_{1j}]$ допустимі динамічні зміщення небезпечних перерізів валу в місці встановлення ущільнень, значення беруться з таблиці 3.9 [17, 19, 48]).

Таблиця 3.9 – Допустимі динамічні зміщення небезпечних перерізів валу в місці встановлення ущільнень

| Частота обертання валу перемішуючого пристрою | Ущільнення | | | |
|---|------------|------------|----------|---------------------|
| | торцеве | сальникове | манжетне | гідравлічний затвор |
| До 100 | 0,25 | 0,10 | 0,15 | 0,25 |
| 100-500 | 0,25 | - | 0,15 | 0,25 |
| 500-750 | 0,15 | - | 0,10 | 0,25 |
| 750-2900 | 0,10 | - | - | - |

Якщо умова жорсткості не виконується, діаметр валу мішалки необхідно збільшити на $1 \cdot 10^{-3}$ м та повторити розрахунок доки не виконається умова жорсткості.

3.5.3 Правила та залежності для визначення активних і реактивних зусиль, що діють на вал. Розрахунок моментів і напруження в небезпечних перерізах. Умови міцності

Матеріали викладено за авторами [2, 17, 19, 30, 35, 41, 48, 51, 52].

Розрахунок валу механічного перемішуючого пристрою на міцність – перевірочний, виконується після визначення діаметру валу по умові вібростійкості.

Під час роботи валу на нього діють такі навантаження:

1) крутний момент – що виникає від реакції середовища, що переміщується, що діє на робочі органи мішалки;

2) відцентрові сили скупчених мас мішалок і розподіленої маси валу – вони з'являються внаслідок незбігу центрів цих мас з віссю обертання;

3) в апаратах з вбудованими внутрішніми пристроями до лопатей мішалок прикладена поперечна гідродинамічна сила.

Наявність на валах шліців, різьби, шпонкових пазів призводить до значних концентрацій напружень, які особливо небезпечні в умовах знакозмінних навантажень.

Метою розрахунку на міцність є:

- визначення небезпечних за міцністю перерізів валу;
- знаходження еквівалентних напружень у небезпечних перерізах;
- розрахунок допустимих напружень з урахуванням дії знакозмінних навантажень, коефіцієнтів запасу міцності і коефіцієнтів концентрації напружень;
- порівняння еквівалентних напружень з допустимими напруженнями.

Вали перемішувальних пристроїв у більшості випадків сприймають змінні навантаження, через те що кількість навантажень значно перевищують 1000, а реактивні сили середовища, що переміщуються, які діють на лопаті мішалок – як правило є не постійними за величиною.

Тому, такі вали повинні розраховуватись з урахуванням впливу втомних напружень. Допустимі напруження для кожного небезпечного перерізу визначають з урахуванням впливу концентраторів напружень. У першу чергу необхідно досліджувати перерізи гладких валів як небезпечні за міцністю:

- для однопрогонного валу – середина прольоту і місця закріплення верхньої мішалки;
- для консольного валу – місце розташування нижньої опори при верхньому розташуванні приводу і закріплення верхньої мішалки, а також в

перерізах, де знаходяться проточки, поперечні отвори, шпоночні канавки, шліци.

При обертанні валу вісь обертання і центри мас, що обертаються не співпадають. Причинами динамічних зміщень є такі: наявність радіальних зазорів у підшипниках, початкова зігнутість осі валу, внаслідок огріхів у технології виготовлення, немінучі ексцентриситети посадки скрупчених мас деталей (муфт, мішалок) – на шийці валу, і наявність динамічних прогинів валу.

Конструктивну схему валу розглядають як однопрогонний або консольний вал (див. рисунки 3.26 та 3.27).

Еквівалентні напруження валу у небезпечному перерізі визначають за 3-ю теорією міцності.

Умова міцності для перерізів в прогоні валу:

$$\sigma_{\text{к}}^{\text{III}} \leq [\sigma_{\text{к}}]$$

$$\sigma_{\text{к}}^{\text{III}} = \frac{M_{\text{прк}}}{W_{\text{к}}} = \frac{\sqrt{M_{\text{вк}}^2 + M_{\text{крк}}^2}}{W_{\text{к}}} \quad (3.41)$$

де $M_{\text{прк}} = \sqrt{M_{\text{вк}}^2 + M_{\text{крк}}^2}$ – приведений момент за третьою теорією міцності, $M_{\text{вк}}$ – згинаючий момент для прогону, $M_{\text{крк}}$ – крутний момент для прогону, $W_{\text{к}}$ – момент опору в досліджуваному перерізі прогону.

Умова міцності для перерізів на консолі валу:

$$\sigma_{1\text{с}}^{\text{III}} \leq [\sigma_{1\text{с}}]$$

$$\sigma_{1\text{с}}^{\text{III}} = \frac{M_{\text{пр1с}}}{W_{1\text{с}}} = \frac{\sqrt{M_{\text{в1с}}^2 + M_{\text{кр1с}}^2}}{W_{1\text{с}}} \quad (3.42)$$

де $M_{\text{пр1с}} = \sqrt{M_{\text{в1с}}^2 + M_{\text{кр1с}}^2}$ – приведений момент за третьою теорією міцності, $M_{\text{в1с}}$ – згинаючий момент для консолі, $M_{\text{кр1с}}$ – крутний момент для консолі, $W_{1\text{с}}$ – момент опору в досліджуваному перерізі консолі.

Якщо вал розраховують на статичні навантаження, які не спричиняють втомних напружень, тобто коли число циклів навантаження не перевищує $\zeta \leq 10^3$, і відсутні поперечні, постійно діючі гідродинамічні сили, тоді допустиме напруження можна розрахувати за формулою:

$$[\sigma_k] = [\sigma_{1s}] = \frac{\sigma_B}{n_{min}} \quad (3.43)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу валу (див. таблицю 3.9, [17, 48]), $n_{min} = 1,3 \div 2,5$ – мінімальний запас міцності на витривалість, беремо менші значення, коли висока точність виготовлення чи розрахунку, більші n – при наближених розрахунках:

- $n_{min} = 1,3 - 1,5$ – для випадку високої однорідності умов виготовлення валів, наявності точних даних про механічні властивості, і високої достовірності визначення напруження.

- $n_{min} = 1,5 - 1,8$ – для наближених розрахункових схем, і відсутності точних даних про механічні характеристики конкретної партії металу, але при достатній достовірності визначення зусиль і напружень.

- $n_{min} = 1,8 - 2,5$ – для зниженої точності розрахунку і орієнтовної оцінки механічних властивостей металу, а також при зниженій однорідності металу, і великих розмірах валу, коли діаметр валу більше 250 мм.

При розрахунку, з урахуванням втомних напружень при $\zeta \geq 10^3$, допустиме напруження розраховується:

- для перерізів в прогоні валу:

$$[\sigma_k] = \frac{\varepsilon_M \cdot [\sigma]_{-1}}{k_{\sigma k} n_{min}} \quad (3.44)$$

- для перерізів валу на консолі:

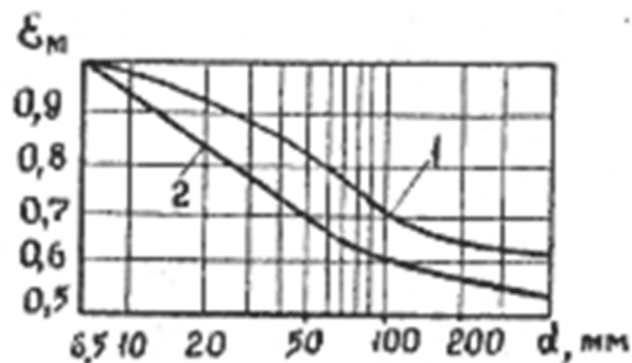
$$[\sigma_{1s}] = \frac{\varepsilon_M \cdot [\sigma]_{-1}}{k_{\sigma 1s} n_{min}} \quad (3.45)$$

де $[\sigma]_{-1}$ – границя витривалості матеріалу валу, максимальне за абсолютним значенням напруження циклу, за якого ще не відбувається втомне руйнування матеріалу, протягом заданої кількості циклів навантаження

(береться з таблиці 3.10, за ДСТУ 8825); ε_M – масштабний фактор (коефіцієнт впливу абсолютних розмірів валу), рисунок 3.28, k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень – він враховує наявність у небезпечних перерізах проточок поперечних отворів, шліців і шпонкових канавок, береться з [17, 48].

Таблиця 3.10 – Границя міцності матеріалу валів при поставці

| Марка сталі | σ_s , МПа | σ_{-1} , МПа |
|-------------|------------------|---------------------|
| Ст. 5 | 520 | 260 |
| 20 | 400 | 195 |
| 20Х | 650 | 350 |
| 45 | 560 | 300 |
| 40Х | 730 | 400 |
| 12ХН3А | 950 | 270 |
| 12Х2Н4А | 1100 | 580 |
| 18ХГТ | 1150 | 580 |
| 15ХМ | 450 | 300 |
| 12Х18Н10Т | 500 | 220 |
| 30ХГТ | 950 | 590 |



1 – для валів з вуглецевої сталі, 2 – для валів з легированої сталі

Рисунок 3.28 – Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів валу на границю витривалості

Для валів зі шпонковою канавкою, що виконується торцевою фрезою (рисунок 3.29, а) $k_\sigma = 1,3 \dots 1,98$ для $\sigma_B = 400 \dots 1200$ МПа.

Для валів зі шпонковою канавкою, що виконана дисковою фрезою (рисунок 3.29, б) $k_\sigma = 1,51 \dots 2,5$ для $\sigma_B = 400 \dots 1200$ МПа.

Для валів з метричною різьбою (рисунок 3.29, в) $k_\sigma = 1,45 \dots 2,9$ для $\sigma_B = 400 \dots 1200$ МПа.

Для валів з виточкою (рисунок 3.29, г) $k_\sigma = 1,88 \dots 2,84$, змінюється в залежності від σ_B , $\frac{h}{r}$, $\frac{r}{d}$. k_σ збільшується при збільшенні σ_B та $\frac{h}{r}$ і зменшенні $\frac{r}{d}$.

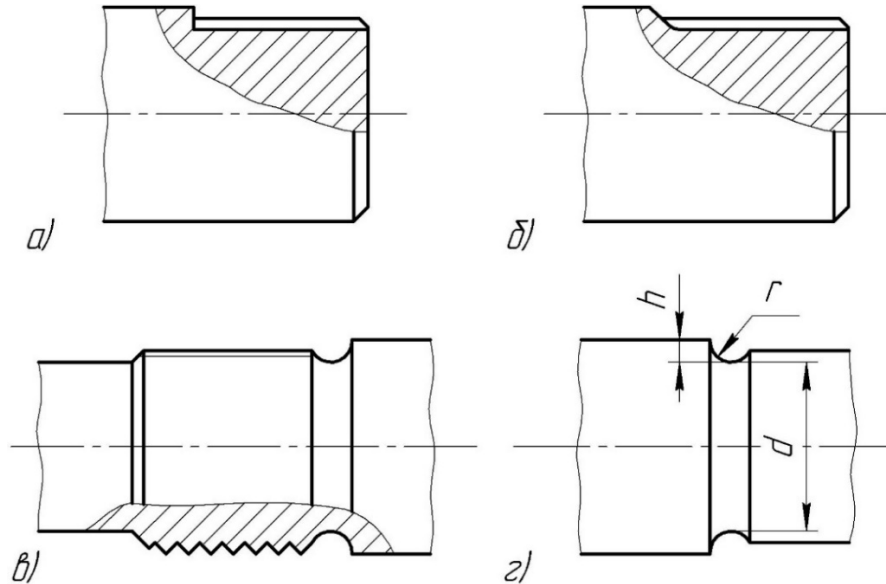


Рисунок 3.29 – Ескізи валів: а) зі шпонковою канавкою; б) зі шпонковою канавкою; в) з метричною різьбою; г) з виточкою

Для знаходження згинаючих моментів M_{BK} та M_{B1S} у небезпечних перерізах необхідно визначити скупчені сили. В апаратах з гладкими стінками і відбивними перегородками такими силами є – відцентрові сили мас деталей, які закріплені на валу F_i , F_{1j} і сили від власної маси валу $F_{впр}$:

- у прогоні АБ:

$$F_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_i \quad (3.46)$$

- на консолі БВ:

$$F_{1j} = m_{1j} \cdot \omega^2 \cdot A_{1j} \quad (3.47)$$

де m_i , m_{1j} – маса i, j деталі, A_i , A_{1j} – динамічні зміщення (визначаються по формулам з [17, 41, 48], при розрахунку валу на жорсткість).

- у точці приведення В:

$$F_{впр} = m_{впр} \cdot \omega^2 \cdot A_B \quad (3.48)$$

де $m_{\text{впр}}$ – власна маса валу, $A_{\text{в}}$ – динамічні зміщення небезпечних перерізів валу (визначається по формулам з [17, 41, 48], при розрахунку валу на жорсткість).

В апаратах з внутрішніми пристроями в якості зосереджених сил F_{iQ} , F_{1jQ} приймається сума сил, діючих на закріплені на валу деталі та поперечних гідродинамічних Q_i та Q_{1j} (формула 3.40):

- у прогоні АБ:

$$F_{iQ} = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_{iQ} + Q_i \quad (3.49)$$

- на консолі БВ:

$$F_{1jQ} = m_{1j} \cdot \omega^2 \cdot A_{1j} + Q_{1j} \quad (3.50)$$

- в точці приведення В:

$$F_{\text{впр}Q} = m_{\text{впр}} \cdot \omega^2 \cdot A_{\text{в}Q} \quad (3.51)$$

Далі визначають реакції опор R_A та R_B , для чого складають систему рівнянь статки, яка описує умови рівноваги: сума моментів активних і реактивних сил відносно опор A і B повинна дорівнювати нулю.

Для гладкостінних апаратів та апаратів з відбивними перегородками без внутрішніх пристроїв умови рівноваги, [17, 41, 48]:

- однопрогонного валу (рисунок 3.26):

$$\sum M_A = \sum_{i=1}^n F_i l_i + F_{\text{впр}} \frac{L}{2} - R_B L = 0$$

$$\sum M_B = R_A L - \sum_{i=1}^n F_i (L - l_i) - F_{\text{впр}} \frac{L}{2} = 0$$

Звідси:

$$R_A = \sum_{i=1}^n F_i (L - l_i) / L + \frac{F_{\text{впр}}}{2}$$

$$R_B = \sum_{i=1}^n F_i l_i / L + \frac{F_{\text{впр}}}{2}$$

де l_i – координата центра мас деталей в прольоті валу.

- консольного валу (див. рисунок 3.27):

$$\sum M_A = \sum_{j=1}^n F_{1j}(L + l_{1j}) + F_{\text{впр}}(L + L_1) - R_B L = 0$$

$$\sum M_B = \sum_{j=1}^n F_{1j} l_{1j} + F_{\text{впр}} L_1 - R_A L = 0$$

Звідси:

$$R_A = \frac{\sum_{j=1}^n F_{1j} l_{1j} + F_{\text{впр}} L_1}{L}$$

$$R_B = \frac{\sum_{j=1}^n F_{1j}(L + l_{1j}) + F_{\text{впр}}(L + L_1)}{L}$$

де l_{1j} – координата центра мас деталей на консолі валу.

Для гладкостінних апаратів з внутрішніми пристроями умови рівноваги валів мають вигляд:

- однопрогонних:

$$\sum M_A = \sum_{i=1}^n F_i l_i + \sum_{i=n+1}^n F_{iQ} l_i + F_{\text{впр}Q} \frac{L}{2} - R_B L = 0$$

$$\sum M_B = R_A L - \sum_{i=1}^n F_i (L - l_i) - \sum_{i=n+1}^n F_{iQ} (L - l_i) - F_{\text{впр}Q} \frac{L}{2} = 0$$

Звідси:

$$R_A = \sum_{i=1}^n F_i (L - l_i) / L + \sum_{i=n+1}^n F_{iQ} (L - l_i) / L + \frac{F_{\text{впр}Q}}{2}$$

$$R_B = \sum_{i=1}^n F_i l_i / L + \sum_{i=n+1}^n F_{iQ} l_i / L + \frac{F_{\text{впр}Q}}{2}$$

- консольних:

$$\sum M_A = \sum_{j=1}^n F_{1j}(L + l_{1j}) + \sum_{j=n+1}^n F_{1jQ} (L + l_{1j}) + F_{\text{впр}Q}(L + L_1) - R_B L = 0$$

$$\sum M_B = \sum_{j=1}^n F_{1j} l_{1j} + \sum_{j=n+1}^n F_{1jQ} l_{1j} + F_{\text{впр}Q} L_1 - R_A L = 0$$

Звідси:

$$R_A = \frac{\sum_{j=1}^n F_{1j} l_{1j} + \sum_{j=n+1}^n F_{1jQ} l_{1j} + F_{\text{впр}Q} L_1}{L}$$

$$R_B = \frac{\sum_{j=1}^n F_{1j} (L + l_{1j}) + \sum_{j=n+1}^n F_{1jQ} (L + l_{1j}) + F_{\text{впр}Q} (L + L_1)}{L}$$

Після цього визначаються згинаючі моменти в небезпечних по міцності перерізах валів залежно від розрахункової схеми валу.

Згинаючі моменти в небезпечних по міцності перерізах валів апаратів без внутрішній пристроїв будуть:

- для однопрогонного валу між точками А і В:

$$M_{\text{взк}} = R_A z_k - \sum_{i=1, k=1}^{i=n, k=\infty} F_i (z_k - l_i) \quad (3.52)$$

- для однопрогонного валу між точками В і Б:

$$M_{\text{взк}} = R_A z_k - \sum_{i=1, k=1}^{i=n, k=\infty} F_i (z_k - l_i) - F_{\text{впр}} \left(z_k - \frac{L}{2} \right) \quad (3.53)$$

де z_k – координата досліджуваного перерізу в прольоті.

Залежності для консольних валів:

- для прогону консольного валу:

$$M_{\text{взк}} = R_A z_k - \sum_{i=1, k=1}^{i=n, k=\infty} F_i (z_k - l_i) \quad (3.54)$$

- для консолей консольних валів:

$$M_{\text{вз1s}} = F_{\text{впр}} (L_1 - z_{1s}) + \sum_{j=1, s=1}^{j=n, k=\infty} F_{1j} (l_{1j} - z_{1s}) \quad (3.55)$$

де z_{1s} – координата досліджуваного перерізу на консолях.

У залежностях (3.52) – (3.55) суми $\sum_{i=1, k=1}^{i=n, k=\infty} F_i (z_k - l_i)$ та $\sum_{j=1, s=1}^{j=n, k=\infty} F_{1j} (l_{1j} - z_{1s})$ – враховуються відповідно при $z_k > l_i$ та $z_{1s} < l_{1j}$.

Крутний момент в досліджуваних перерізах знаходять:

- для прогонів у перерізах для координати $z_k \leq l_i$:

$$M_{\text{крк}} = \frac{\sum N_i}{\omega} \quad (3.56)$$

де N_i – потужність, що витрачається i -ою мішалкою на перемішування, ω – кутова швидкість обертання валу, l_i – координата мішалки.

- на консолі для координати $z_{1s} \geq l_{1j}$:

$$M_{\text{кр1s}} = \frac{\sum N_{1j}}{\omega} \quad (3.57)$$

де N_{i1j} – потужність, що витрачається j -ою мішалкою на перемішування, ω – кутова швидкість обертання валу, l_{1j} – координата мішалки.

Осьовий момент опору валу у формулах (3.41) та (3.42) знаходиться:

- у прогоні

$$W_{\text{к}} = \frac{\pi d_{\text{к}}^3}{32}$$

де $d_{\text{к}}$ – діаметр валу в досліджуваному перерізі прогону.

- на консолі

$$W_{1s} = \frac{\pi d_{1s}^3}{32}$$

де d_{1s} – діаметр валу в досліджуваному перерізі на консолі.

Якщо умова міцності не виконується, діаметр валу мішалки треба збільшити на $5 \cdot 10^{-3}$ м, виконати перерахунки, доки не виконається умова міцності.

Приклади розрахунків валу на вібростійкість, жорсткість та міцність для апаратів з перемішуючими пристроями можна подивитись у [2, 17, 19, 41, 46].

3.6 Питання для самоконтролю до розділу 3

1. Наведіть класифікацію перемішувачів пристроїв.
2. Опишіть конструкції лопатевих мішалок.
3. Дайте оцінку конструкціям якорних мішалок.
4. Дайте оцінку конструкціям турбінних мішалок.
5. Дайте оцінку конструкціям гвинтових мішалок.
6. Сила опору тілу, яке рухається в рідині.
7. Розрахунок потужності, яка витрачається на перемішування у робочий період.
8. Обґрунтуйте розрахунок рівнодіючої сили опору лопаті лопатевої мішалки.
9. Обґрунтуйте розрахунок координати точки прикладання рівнодіючої сили опору до лопаті лопатевої мішалки.
10. Обґрунтуйте розрахунок лопаті лопатевої мішалки на міцність.
11. Обґрунтуйте розрахунок рівнодіючої сили опору лопаті якорної (еліптичної) мішалки.
12. Обґрунтуйте розрахунок якорної мішалки на міцність.
13. Координати точки прикладання рівнодіючої сили опору до лопаті нахиленої мішалки.
14. Обґрунтуйте розрахунок нахиленої лопаті на міцність.
15. Обґрунтуйте розрахунок критичної швидкості консольного валу з одною зосередженою масою. Жорсткий та гнучкий вали.
16. Обґрунтуйте визначення частоти власних коливань однопрогонного валу з одною зосередженою масою.
17. Обґрунтуйте визначення частоти власних коливань консольного валу з одною зосередженою масою.
18. Наведіть алгоритм розрахунку валу на вібростійкість.
19. Наведіть алгоритм розрахунку валу на жорсткість.
20. Наведіть алгоритм розрахунку валу на міцність.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хімічна технологія та обладнання підприємств. Навчальний посібник для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання / О.Д. Клименко, Е.Л. Селезньов. – Луцьк: Луцький НТУ, 2018. – 136 с.
2. Устаткування галузі та основи проектування: Підручник для студентів хіміко-технологічних спеціальностей вищих навчальних закладів / Волошин М.Д., Шестозуб А.Б., Гуляєв В.М. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2004, – 371 с.
3. Конспект лекцій з дисципліни «Процеси та апарати галузі – 2. Гідромеханічні та механічні процеси для студентів напряму 6.050503 Машинобудування [Електронний ресурс] / Укладач: Корнієнко Я.М., К.: НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського", 2017 – 205 с.
4. Стабников В.Н. та ін. Процеси і апарати харчових виробництв. – Київ: «Вища школа», 1975, – 376 с.
5. Процеси і апарати харчових виробництв / За редакцією А.М. Поперечного. – Київ: Центр учбової літератури, 2007, – 301 с.
6. Механічні процеси і апарати хімічних виробництв: Навч. Посібник / Пісчанська В.В., Медведовська В.М., Дніпропетровськ: НМетАУ, 2008. – 52 с.
7. Мікульонок І. О. Механічні, гідромеханічні і масообмінні процеси та обладнання хімічної технології: підруч. [для студ. вищ. навч. закл.]. – Київ: НТУУ «КПІ», 2014. – 340 с. ISBN 978-966-622-643-6.
8. Sinnott R.K. Chemical Engineering Design: Chemical Engineering. Volume 6. Fourth Edition. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2005. XVI, 1038 p.
9. ОСТ 26-01-1326-75 «Центрифуги промышленные. Классификация и обозначения». Код за Державним класифікатором ДК 004-008 - 71.120.30.

10. РД 26-11-17-88 «Роторы центрифуг. Нормы и методы расчета на прочность» (взамен ОСТ 26-01-1271-81), ОАО НИИХиммаш. Код за Державним класифікатором ДК 004-008 – 71.120.

11. Розрахунок елементів центрифуг [Текст]: метод. вказівки до проведення практичних занять для студентів інженерних спеціальностей / Укл.: О.Г. Зубрій, О.О. Семінський – Київ: НТУУ «КПІ», 2011. – 60 с.

12. Бабко Є.М., Даценко М.М., Житнецький І.В. Основи розрахунків конструктивних елементів обладнання. Курс лекцій для студ. спец. 6090221 “Обладнання переробних і харчових виробництв” ден. та заоч. форм навчання – Київ: НУХТ, 2007. - 56 с.

13. Соколов В.І. Основи розрахунку та конструювання машин та апаратів харчових виробництв. – М.: Машинобудування, 1983. – 447 с.

14. Писаренко Г.С. та ін. Опір матеріалів: підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; За ред. Г.С. Писаренка – 2-е вид. допов. і перероб. – Київ: Вища школа, 2004. 655 с.

15. Опір матеріалів (спецкурс) і основи теорії пружності і пластичності: курс лекцій для студентів напряму підготовки «Будівництво» / Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Н.А. Рубінець, – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2017. – 232с.

16. Jawad M., Farr J. Structural Analysis and Design of Process Equipment. John-Wiley & Sons Inc., 1984. 700 p.

17. Міхальов М. Ф., Третьяков Н.П. та ін. Розрахунок та конструювання машин і апаратів хімічних виробництв. Л.: «Машинобудування», 1984. – 300 с.

18. ГОСТ 34233.1-2017 (ISO 16528-1:2007, ISO 16528-2:2007) «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования» (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 2018-08-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2019. 30 с.

19. Канторович З. В. Машини хімічної промисловості. М.: Машинобудування, 1965. – 412 с.

20. Методичні вказівки для проведення практичних занять з кредитного модуля: «Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 1. Конструювання та розрахунок товстостінних посудин» дисципліни «Розрахунок та конструювання спеціального обладнання» для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» спеціальностей 7.05050314, 8.05050314 «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / Укладачі: М.Ф. Калініна, В.В. Мотроненко – К.: НТУУ «КПІ», 2014 – 71 с.

21. Теорія пластин і оболонок: конспект лекцій / укладач І.В. Павленко. – Суми: «Видавництво СумДУ», 2010. – 67 с.

22. Конструювання і розрахунок елементів тонкостінних посудин та апаратів, які знаходяться під зовнішніми навантаженнями [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / І. А. Андреев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 6,65 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 121 с.

23. Методичні рекомендації до проведення практичних занять та виконання розрахункової роботи для студентів напряму 6.050502 «Інженерна механіка» денної та заочної форм навчання / Уклад. В.В. Пономаренко, Є.М. Бабко. – Київ: НУХТ, 2013. – 78 с.

24. Бейгул О.О., Колесник І.А. Динаміка та міцність металургійних машин / О.О. Бейгул, І.А. Колесник. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2006. – 95 с.

25. ОСТ 26-01-147-89 «Аппараты сушильные с вращающимися барабанами. Общие технические условия». (Отраслевой стандарт). Код за Державним класифікатором ДК 004-008 – 71.120.

26. Данілов І.П., Самойленко С.І. Апарати мікробіологічної промисловості [Текст]: навч. посібник / І.П. Данілов, С.І. Самойленко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 272 с. ISBN 978-966-593-669-5.

27. Конструювання і розрахунк машин хімічних виробництв: підручник для машинобудівних вузів по спеціальності «Хімічне машинобудування та апаратобудування» / Ю.І. Гусев, І.Н. Карасев, Е.Е. Кольман-Іванов та ін. – М.: Машинобудування, 1985. – 408 с.

28. Конспект лекцій з дисципліни «Сучасні технології сушіння та випалювання матеріалів» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня зі спеціальності 144 «Теплоенергетика» / Укл. доцент Долгополов І.С. - Кам'янське: ДДТУ, 2018. – 75 с.

29. ОСТ 26.260.448-92 «Аппараты с вращающимися барабанами общего назначения. Камеры загрузочные и разгрузочные. Основные размеры» (взамен ОСТ 26-01-123-80).

30. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. – Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с. ISBN 978-617-7250-29-5.

31. Розрахунок на міцність, жорсткість та стійкість елементів барабанних сушарок. Методичні вказівки до практичних занять, курсового проектування з дисципліни «Устаткування підприємств хімічної та нафтопереробної промисловості», «Обладнання хімічних виробництв» та дипломного проектування (для студентів спеціальностей 6.090220, 7.090220, 8.090220 – обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів) / Уклад. В. В. Іванченко, І. М. Генкіна, В.Г. Табунціков, Г. В. Тараненко, Ю.М. Штонда. – Сєверодонецьк, 2009. – 48 с.

32. Ялпачик В.Ф., Буденко С.Ф., Ялпачик Ф.Ю., Гвоздєв О.В., Циб В.Г., Бойко В.С., Самойчук К.О., Олексієнко В.О., Клевцова Т.О., Паляничка Н.О. Розрахунки обладнання харчових виробництв. – Мелітополь, 2014 р. – 188 с.

33. Смагін П.В. Міцнісні розрахунки барабанів сушарок. – Херсон: Редакційно-видавничий відділ ХНТУ. – 72 с.

34. РД 26-01-158-86 «Аппараты сушильные с вращающимися барабанами газовые. Нормы и методы расчета на прочность»

35. Конструювання обладнання харчових виробництв. Конспект лекцій для студентів спеціальності «Обладнання переробних та харчових виробництв / Укл. М. С. Стечишин. Хмельницький: ХНУ, 2005. – 115 с.

36. Методичні вказівки до розділу «Критерії міцності та пластичності» кредитного модуля 1 дисципліни «Опір матеріалів» для самостійної роботи студентів спеціальності "Галузеве машинобудування" / Уклад.: Шукаєв С.М. – Київ: Електронне видання, 2017. – 32 с.

37. Розрахунок і конструювання посудин і апаратів хімічної та харчової промисловості : підручник. Ч. 1 / В. П. Михайліченко [та ін.] ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : НТУ "ХПІ", 2020. – 280 с.
<http://doi.org/10.15587/978-617-7319-28-2>

38. ТУ 14-12-324-85 «Бандажи сушильных барабанов». Код за Державним класифікатором ДК 004-008 – 77.180 1.

39. Устаткування виробництва високомолекулярних сполук : конспект лекцій / укладач В. К. Лукашов. – Суми : Сумський державний університет, 2021. - 275 с.

40. Атаманюк В.М. Конспект лекцій з курсу «Розрахунок і конструювання машин та апаратів хімічних та силікатних виробництв. Розрахунок ємнісних апаратів» / В.М. Атаманюк. – Львів : вид-во НУ «Львівська політехніка», 2001. – 99 с.

41. Стороженко, В. Я. Реактори об'ємного типу з перемішувальними пристроями (розрахунок та конструювання) [Текст] : навч. посіб. / В. Я. Стороженко, В. А. Смирнов. - Суми : СумДУ, 2011. - 283 с.

42. Проектування реакторів біотехнологічних та фармацевтичних виробництв. Навч. посібник / Укладачі: Л.І. Ружинська, І А Буртна, В.М. Поводзинський, В.Ю. Шибецький – К.: НТУУ «КПІ», 2014 – 130 с.

43. ДСТУ 2238-96 (ГОСТ 24000-97) «Апарати емальовані з механічними перемішувальними пристроями. Типи, основні параметри і

розміри». [Чинний від 1999-01-01], 1999. – 29 с. Код НД згідно з ДК 004 71.120.01.

44. Методичні вказівки до виконання практичних занять з навчальної дисципліни «Техніка і технологія мінізаводів» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування за освітньо-професійною програмою «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання. / Укл. Лепетова Г.Л., Яцук А.Л. – Кам'янське: ДДТУ, 2017 р. – 47 с.

45. Holland F.A., Chapman F.S. Liquid Mixing and Processing in Stirred Tanks. New York: Reinhold publishing corporation, 1966. – 326 p.

46. Лашинський А.А., Толчинський А.Р. Основи конструювання та розрахунків хімічної апаратури. Довідник. Л.: Машинобудування, 1970. - 752с.

47. РД 26-01-90-85 «Механические перемешивающие устройства, метод расчёта» [Текст] – Введ. с 01.01.1986. – Л.: РТП ЛенНИИхиммаша, 1985. – 257 с.

48. Методичні вказівки до виконання домашньої контрольної роботи з кредитного модуля: «Розрахунок і конструювання спеціального обладнання – 2. Розрахунок і конструювання перемішувачів пристроїв» дисципліни «Розрахунок та конструювання спеціального обладнання» для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» спеціальності, 8.05050314 «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / Укладачі: В.В. Мотроненко, С.І. Костик – К.: НТУУ «КПІ», 2015 – 62 с.
https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/26776/1/DKR_metodichka_KCO.pdf

49. РД РТМ 26-144-66 «Аппараты с перемешивающими устройствами вертикальные. Перемешивающие устройства механические. Область применения, методика расчета».

50. РД РТМ 26-145-66 «Аппараты с перемешивающими устройствами вертикальные. Перемешивающие устройства механические. Методика расчета валов».

51. Кодра Ю.В. Стоцька З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання // Навчальний посібник. – Видання 2-ге, доповнене / Львів: Бескид Біт, 2004.– 466 с.

52. РД РТМ 26-01-72-82 «Валы вертикальные аппаратов с перемешивающими устройствами. Методы расчета».