

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____Олександр
Сокольський

«_____» _____ 2026 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою Інжиніринг обладнання
виробництва полімерних та будівельних матеріалів і виробів
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему: Дисковий вакуум-фільтр з модернізацією розподільної головки

Студент (-ка) IV к, групи ЛУ-21

Небесний Максим Олегович

(шифр групи)

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник проекту: Старший викладач Борщик С.О.

(вчена ступінь, звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультанти з питань

МОДЕРНІЗАЦІЇ: д.т.н., проф. Щербина В.Ю.

ТЕХ. МАШ.: ст. викл. Борщик С.О.

ОХОРОНИ ПРАЦІ: ст. викл. Ковтун А.І.

РЕЦЕНЗЕНТ

Засвідчую, що у цьому
дипломному проекті немає
запозичень з праць інших авторів
без відповідних посилань.
Студент (-ка)

Київ 2026 рік

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології

Кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Олександр Сокольський**

«_____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Небесному Максиму Олеговичу

1. Тема проекту: , керівник проекту Борщик Сергій Олегович, асистент, затверджені наказом по університету від 19.05.2026 р. № 1817-с.

2. Термін подання студентом проекту: 15.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту: Загальна площа поверхні фільтрації – 49 квадратних метрів, кількість дисків у фільтрі – 8, зовнішній радіус диска – 1,1 метра, внутрішній радіус диска – 0,35 метра, відстань від осі диска до рівня суспензії – 0,13 метра, частота обертання диска – 0,0025 оберту за секунду, кут сектора мертвої зони – 34 градуси, умовний об'єм фільтрату – 3,68 кубічних метрів на квадратний метр, стала фільтрації – 5600 хвилин на квадратний метр, тиск промивання – 320000 Паскалей, концентрація сухої речовини у суспензії – 0,280 кілограм на кілограм, концентрація сухої речовини в осаді – 0,560 кілограм на кілограм, загальний коефіцієнт корисної дії приводу – 0,81, продуктивність вакуум-фільтра – 6,66 кубічних метрів за хвилину.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ. 1. Технічна характеристика дискового вакуум-фільтра. 2. Галузі застосування фільтрів та технологічний процес переробки шламів. 3. Опис конструкції та основних частин дискового вакуум-фільтра. 4. Літературно-патентний огляд розподільної головки дискового вакуум-фільтра та обґрунтування напряму модернізації. 5. Розрахунки параметрів дискового вакуум-фільтра та розрахунок на міцність модернізованої деталі (ячейкової шайби) в Ансис. 6. Охорона праці (виробничий шум, вібрація, повітря робочої зони, електро- та пожежна

безпека). 7. Технологія машинобудування (розробка техпроцесу виготовлення ячеєвої шайби). Загальні висновки. Список використаних джерел. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу:

1. Технологічна схема лінії переробки шлаків із застосуванням фільтрів.
2. Загальний вигляд дискового вакуум-фільтра.
3. Креслення вузла базової розподільчої головки фільтра.
4. Робоче креслення модернізованої деталі (ячеєвої шайби).
5. Плакат виконання 3D-моделі та складального креслення модернізованої розподільчої головки.
6. Плакат виконання числового розрахунку напружено-деформованого стану шайби в системі Ансис.

6. Консультанти розділів проекту:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата
завдання видав	проф. Щербина В. Ю.	
завдання прийняв	ст. викл. Борщик С. О.	
МОДЕРНІЗАЦІЯ	проф. Щербина В. Ю.	
ТЕХН. МАШИНОБУД.	ст. викл. Борщик С. О.	
ОХОРОНА ПРАЦІ	ст. викл. Ковтун А. І.	

7. Дата видачі завдання: 20.05.2026 р.

Календарний план виконання дипломного проекту

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Вступ. Опис призначення дискового вакуум-фільтра та галузей його застосування	20.05.2026 – 23.05.2026	Виконано
2	Аналіз технологічного процесу переробки шламів та технічних характеристик базової машини	23.05.2026 – 26.05.2026	Виконано
3	Опис基本 конструкції, основних частин та принципу дії дискового вакуум-фільтра	26.05.2026 – 30.05.2026	Виконано
4	Літературний та патентний огляд конструкцій розподільчих головок, обґрунтування модернізації	30.05.2026 – 31.05.2026	Виконано
5	Виконання технологічних, кінематичних та міцнісних розрахунків параметрів вакуум-фільтра	31.05.2026 – 04.06.2026	Виконано
6	Комп'ютерне моделювання та розрахунок модернізованої ячеєвої шайби в системі Ансис	04.06.2026 – 10.06.2026	Виконано
7	Розробка розділів «Технологія машинобудування» та «Охорона праці»	10.06.2026 – 13.06.2026	Виконано

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
8	Формулювання загальних висновків, оформлення реферату, списку джерел та додатків	13.06.2026 – 14.06.2026	В роботі
9	Нормоконтроль, остаточне зведення пояснювальної записки та підготовка до захисту	14.06.2026 – 16.06.2026	Очікується

Студент

НЕБЕСНИЙ Максим

Керівник проекту

БОРЩИК Сергій

РЕФЕРАТ

Дипломний проєкт: с., рис., табл., додатків, джерел.

Об'єктом розробки та проєктування є «дисковий вакуум-фільтр з модернізацією розподільної головки», містить 65 сторінок пояснювальної записки, 13 рисунків, 2 таблиці, 3 додатки.

Метою дипломного проєкту є розробка та проєктування дискового вакуум-фільтра відповідно до технічного завдання на основі існуючих промислових аналогів, а також дослідження можливостей модернізації окремих вузлів обладнання.

У процесі розробки та проєктування були використані аналітичні, розрахункові, проєктувальні та експериментальні методи із застосуванням відомих інженерних методик, чисельних розрахунків, комп'ютерних програм і нормативно-технічної документації.

Під час виконання дипломного проєкту, на основі аналізу науково-технічної літератури, нормативної та конструкторської документації, а також результатів патентних досліджень і технічних розрахунків, було виконано такі завдання:

1. досліджено конструкцію та принцип роботи промислових дискових вакуум-фільтрів, проведено аналіз їх технічних характеристик і параметрів;
2. здійснено комплекс інженерних розрахунків, необхідних для розробки дискового вакуум-фільтра відповідно до вимог технічного завдання;
3. за результатами патентного аналізу вдосконалено конструкцію розподільчої головки фільтра;
4. розроблено конструкцію дискового вакуум-фільтра з модернізованою розподільчою головою.

Ключові слова: ДИСКОВИЙ ВАКУУМ-ФІЛЬТР, ФІЛЬТРУВАННЯ, РОЗПОДІЛЬЧА ГОЛОВКА, ОБЕРТОВІ ВАКУУМ-ФІЛЬТРИ, ПРОЄКТУВАННЯ, РОЗРОБКА, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ, ПАТЕНТНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Студент

НЕБЕСНИЙ Максим

Керівник проєкту

ГУР'ЄВА Людмила

ABSTRACT

Diploma project: p., fig., tab., appendices, sources.

The object of development and design is a disc vacuum filter.

The purpose of the diploma project is to develop and design a disc vacuum filter in accordance with the technical specification, based on existing industrial analogues, as well as to determine and implement possible modernization solutions for the main units of the vacuum filter.

The development and design process involved analytical, computational, experimental, and engineering design methods using established engineering techniques, numerical calculation methods, computer software, and regulatory documentation.

During the development and design of the disc vacuum filter, based on the analytical review of scientific and technical literature, regulatory and design documentation, patent analysis, and engineering calculations, the following tasks were completed:

1. the operating principles and structural features of industrial disc vacuum filters were studied, and the technical parameters and performance characteristics of vacuum filters were analyzed;
2. a series of engineering calculations necessary for the development and design of the disc vacuum filter in accordance with the technical specification was carried out;
3. based on the results of patent research, the distribution head of the filter was модерниized and improved;
4. a disc vacuum filter with a modernized distribution head was developed and designed.

Keywords: DISC VACUUM FILTER, FILTRATION, ROTARY VACUUM FILTERS, DISTRIBUTION HEAD, DEVELOPMENT, DESIGN, MODERNIZATION, ENGINEERING CALCULATIONS, PATENT RESEARCH.

Перелік позначень

V_0 - умовний об'єм фільтрату, що припадає на 1 м^2 поверхні фільтрування;

$\varphi_{\text{мг}}$ - кут сектора «мертвої» зони;

$\rho_{\text{ф}}$ - об'ємна густина фільтрату, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{с}}$ - об'ємна густина сухого залишку, кг/м^3 ;

C_1 - концентрація сухої речовини у вихідній суспензії, кг/кг ;

C_2 - концентрація сухої речовини в осаді, кг/кг ;

$r_{\text{м}}$ - питомий опір осаду, м/кг ;

c - маса твердої фази, яка осідає на фільтрі з 1 м^2 суспензії, кг ;

φ - кут занурення фільтрувального диска, $^\circ$;

Q - загальна продуктивність вакуум-фільтра, $\text{м}^3/\text{хв}$;

N - сумарна потужність електродвигуна, кВт ;

i - кількість фільтрувальних дисків;

ρ_0 - густина вологого осаду, кг/м^3 ;

h - відстань від осі диска до рівня суспензії, м ;

$P_{\text{пр}}$ - тиск промивання, Па .

ЗМІСТ

Вступ	
1. Технічна характеристика дискового вакуум фільтра	
1.1. Призначення дискового вакуум фільтра	
2. Галузі застосування фільтрів	
2.1. Технологічний процес переробки шламів	
3. Опис конструкції та основних частин дискового вакуум фільтра	
4. Літературно патентний огляд розподільної головки дискового вакуум фільтра	
5. Розрахунки	
5.1. Розрахунки параметрів дискового вакуум-фільтра	
5.1.1. Розрахунки кінематичних характеристик вакуум-фільтра	
5.1.2. Розрахунки кінематичних характеристик мішалки	
5.1.3. Розрахунки параметрів зубчатої передачі	
5.1.4. Розрахунок на міцність елементів зубчатої передачі	
5.2. Розрахунок модернізованої деталі	
5.2.1. Опис програмного пакету	
5.2.2. Розрахунок	
5.2.3. Результати виконання в обчислювальній системі “Ansys”	
5.2.4. Висновки	
6. Охорона праці	
6.1. Виробничий шум та вібрація	
6.2. Повітря робочої зони	
6.3. Небезпека враження електричним струмом	
6.4. Пожежна безпека	
6.5. Освітлення	

					ЛУ 21.069126.00-90ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Небесний			Дисковий вакуум-фільтр з модернізацією розподільної головки	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.							1	56
Керівник		Борщук				КПІ ім. Ігоря Сікорського ФАПІЕ		
Н. Контр.								
Затверд.		Сокольский						

7. Технологія машинобудування	
7.1. Опис і призначення деталі	
7.2. Призначення і вибір пристосування для обробки деталі	
7.3. Розрахунок сил закріплення деталі	
7.4. Висновки	
Висновки	

					ЛУ21.069126.00-90ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

У хімічній промисловості широко застосовується різноманітне технологічне обладнання, зокрема дробарки, млини, грохоти, центрифуги, змішувачі, живильники та фільтрувальні установки. Особливе місце серед них займають дискові вакуум-фільтри, які відзначаються ефективністю та надійністю під час процесів розділення суспензій. Саме тому в даному курсовому проєкті основна увага приділяється дослідженню та вдосконаленню дискового вакуум-фільтра.

Дискові вакуум-фільтри широко використовуються у хімічній, харчовій, гірничодобувній, вугільній промисловості, а також у чорній і кольоровій металургії. Їх застосування дозволяє забезпечити ефективне відокремлення твердої фази від рідкої, що є важливим етапом багатьох технологічних процесів.

Сучасні умови розвитку промисловості потребують постійного вдосконалення технологічного обладнання, підвищення його продуктивності, економічності та надійності. Особливо актуальним є питання модернізації вузлів і механізмів, які працюють в умовах значних навантажень та інтенсивного зношування. Одним із таких елементів у конструкції дискового вакуум-фільтра є розподільча головка, від стабільності роботи якої залежить ефективність усього процесу фільтрування.

Важливим фактором підвищення ефективності вакуум-фільтрів є зниження експлуатаційних витрат та збільшення ресурсу основних конструктивних елементів. Удосконалення конструкції розподільчої головки дозволяє не лише покращити роботу обладнання, але й мінімізувати простой, пов'язані з ремонтом і технічним обслуговуванням. Це сприяє підвищенню загальної економічної ефективності виробництва та забезпечує стабільність технологічного процесу.

Метою даного дипломного проєкту є модернізація механізму розподільчої головки дискового вакуум-фільтра з метою підвищення ефективності його роботи та покращення експлуатаційних характеристик. Для досягнення поставленої мети було проведено аналіз науково-технічної літератури та патентних джерел, що дало можливість обрати найбільш доцільний варіант удосконалення конструкції.

У процесі виконання дипломного проєкту були розглянуті принцип роботи дискового вакуум-фільтра, особливості його конструкції, а також проведено аналіз існуючих технічних рішень у сфері модернізації розподільчих головок. На основі отриманих результатів запропоновано конструктивне рішення, яке забезпечує покращення технічних та експлуатаційних показників обладнання.

У результаті дослідження було обрано модернізовану конструкцію розподільчої головки для обертових вакуум-фільтрів, яка забезпечує регулювання ступеня інтенсифікації процесу фільтрування та сприяє підвищенню надійності роботи обладнання. Запропоноване технічне рішення дозволить зменшити витрати на

ремонт і технічне обслуговування, а також збільшити термін експлуатації розподільчої головки вакуум-фільтра.

1. ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСКОВОГО ВАКУУМ-ФІЛЬТРА

У даному розділі наведено основні технічні характеристики базової машини відповідно до вимог технічного завдання. Основні параметри дискового вакуум-фільтра наведені нижче.

Параметр	Характеристика
Тип обладнання	Дисковий вакуум-фільтр
Площа фільтрувальної поверхні	49 м ²
Різниця тисків при фільтрації та сушінні	0,06 МПа (0,6 <u>кгс/см²</u>)
Тиск повітря при <u>віддувці</u>	0,04 МПа (0,4 <u>кгс/см²</u>)
Потужність електродвигуна приводу дисків	0,24 кВт
Потужність електродвигуна приводу мішалки	2,2 кВт
Передаточне число відкритої зубчастої передачі	10,22
Частота обертання дисків	0,09 об/хв
Частота обертання мішалки	68 об/хв
Напруга живлення	380 В
Діаметр дисків	1,34 м
Кількість дисків	8
Кількість секторів у одному диску	16
Загальна маса фільтра	13620 кг

У таблиці наведено основні технічні характеристики базового дискового вакуум-фільтра, які були прийняті відповідно до вимог технічного завдання. Наведені параметри характеризують конструктивні особливості обладнання, його продуктивність та експлуатаційні можливості.

Аналіз технічних характеристик показує, що даний вакуум-фільтр має достатню площу фільтрації та необхідні робочі параметри для ефективного виконання процесу розділення суспензій у промислових умовах. Конструкція обладнання забезпечує стабільну роботу фільтра при заданих режимах експлуатації.

Отримані технічні дані були використані як основа для подальшого аналізу конструкції та виконання модернізації механізму розподільчої головки дискового вакуум-фільтра.

1.1. ПРИЗНАЧЕННЯ ДИСКОВОГО ВАКУУМ ФІЛЬТРА

Дисковий вакуум-фільтр призначений для безперервного розділення суспензій на тверду та рідку фази шляхом фільтрації під дією вакууму. Основною функцією обладнання є видалення рідини із суспензії з подальшим отриманням осаду необхідної вологості та очищеного фільтрату.

Даний тип фільтрів широко застосовується у хімічній, гірничодобувній, вугільній, металургійній, харчовій та інших галузях промисловості. Особливо ефективним дисковий вакуум-фільтр є під час обробки великих об'ємів суспензій із невисокою концентрацією твердої фази.

Принцип роботи дискового вакуум-фільтра ґрунтується на створенні розрідження всередині секторів дисків, покритих фільтрувальною тканиною. Під час занурення дисків у ванну із суспензією рідка фаза проходить через фільтрувальну перегородку під дією вакууму, а тверді частинки осідають на поверхні тканини, утворюючи шар осаду. Після цього відбуваються процеси сушіння осаду та його вивантаження з поверхні дисків.

Основними перевагами дискових вакуум-фільтрів є безперервність процесу фільтрації, висока продуктивність, компактність конструкції та відносно невеликі енерговитрати. Крім того, обладнання забезпечує стабільність технологічного процесу та можливість автоматизації роботи.

Дискові вакуум-фільтри застосовуються для зневоднення рудних концентратів, вугільних шламів, хімічних продуктів, мінеральних добрив та інших матеріалів. Ефективність роботи фільтра значною мірою залежить від технічного стану його основних вузлів, зокрема розподільчої головки, яка забезпечує правильний розподіл вакууму та стисненого повітря між секторами дисків.

Таким чином, дисковий вакуум-фільтр є важливим технологічним обладнанням для проведення процесів механічного розділення суспензій у різних галузях промисловості, а його модернізація дозволяє підвищити ефективність роботи та покращити експлуатаційні характеристики установки.

2. ГАЛУЗІ ЗАСТОСУВАННЯ ФІЛЬТРІВ

Дисковий вакуум-фільтр є різновидом вакуумних фільтрів, у яких основним робочим елементом виступає порожнистий обертовий диск. На бокових поверхнях дисків розташована фільтрувальна перегородка, через яку здійснюється процес відокремлення твердої фази від рідкої.

У порівнянні з барабанними вакуум-фільтрами дискові фільтри мають ряд суттєвих переваг. Завдяки більшій площі фільтраційної поверхні вони забезпечують вищу продуктивність при однакових габаритних розмірах обладнання. Крім того, конструкція дискового вакуум-фільтра дозволяє швидко виконувати заміну окремих секторів із пошкодженою фільтрувальною тканиною, що значно спрощує технічне обслуговування та ремонт. Ще однією перевагою є знижена металоємність конструкції.

Найбільш широке застосування дискові вакуум-фільтри отримали на збагачувальних фабриках, де вони використовуються для зневоднення тонкоподрібнених рудних і вугільних концентратів. Як правило, такі фільтри ефективно працюють із рудними концентратами крупністю до 0,2 мм та вугільними концентратами крупністю до 0,5 мм.

Дискові вакуум-фільтри призначені для розділення суспензій, що містять до 70 % завислих твердих частинок із густиною твердої фази до 5000 кг/м³. При цьому осад, який утворюється в процесі фільтрації, не повинен розтріскуватися та не потребує додаткового промивання.

Сфера застосування дискових вакуум-фільтрів є досить широкою. У хімічній промисловості вони використовуються для фільтрування різноманітних розчинів, зневоднення хімічних сполук, регенерації каталізаторів, а також у фармацевтичному виробництві та лабораторних дослідженнях.

У харчовій промисловості дискові вакуум-фільтри застосовують для очищення та фільтрації соків, виноматеріалів, сиропів, цукровмісних розчинів та інших рідких продуктів.

У гірничорудній і металургійній промисловості дане обладнання використовується для зневоднення концентратів та вилучення корисних компонентів із рудної сировини. У вугільній промисловості фільтри застосовують для видалення надлишкової вологи з вугільних концентратів.

Крім того, дискові вакуум-фільтри знаходять застосування в енергетичній, нафтопереробній, нафтогазовій, целюлозно-паперовій та інших галузях промисловості, де необхідно здійснювати процеси механічного розділення суспензій.

Основними перевагами дискових вакуум-фільтрів є:

- висока продуктивність обладнання;
- низька залишкова вологість осаду;
- полегшена конструкція секторів;
- простота технічного обслуговування та ремонту;
- надійність і безперервність роботи;
- можливість автоматизації технологічного процесу.

2.1. Опис технологічного процесу переробки шламів

На вуглезбагачувальних фабриках вода використовується як основне технологічне середовище, у якому виконуються процеси збагачення та обробки вугілля. Ефективність технологічних операцій значною мірою залежить від фізичних, хімічних та бактеріологічних властивостей води. Від її якості залежать показники збагачення, ефективність процесів зневоднення, а також загальні витрати водних ресурсів.

На сучасних збагачувальних фабриках витрати технологічної води зазвичай становлять від 2 до 5 м³ на одну тонну переробленого вугілля. Для скорочення споживання води та зменшення негативного впливу на навколишнє середовище впроваджуються водно-шламові схеми з оборотним водопостачанням. Такі системи дозволяють значно знизити забір води із зовнішніх джерел — до 0,1–0,2 м³ на тонну збагачуваного вугілля.

Сучасна схема переробки шламів передбачає декілька послідовних стадій очищення та зневоднення. Вихідна пульпа надходить у буферну ємність, після чого подається до класифікаційного гідроциклона, де здійснюється її розділення за крупністю частинок.

Тонкодисперсний шлам, який виходить зі зливу гідроциклона, направляється у витратомірний бак, а потім — в апарат кондиціонування пульпи. У цьому апараті до пульпи додаються спеціальні реагенти — збирачі та спінювачі, що забезпечують підготовку матеріалу до процесу флотації.

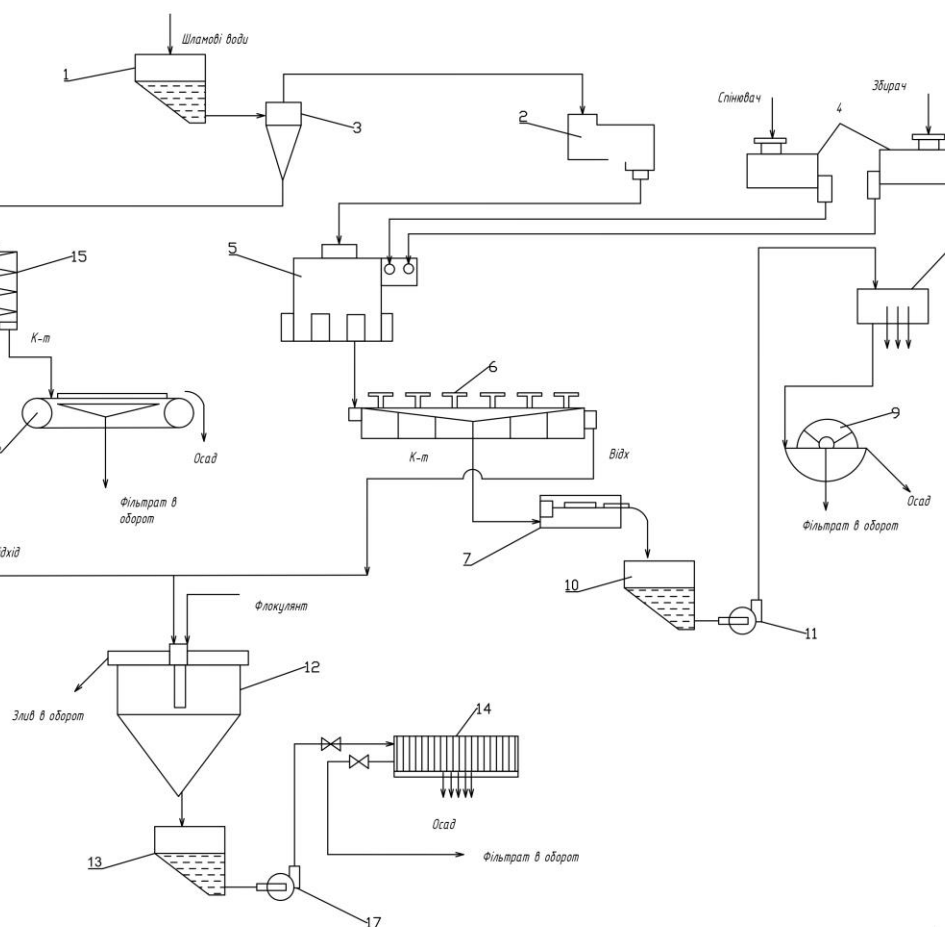
Після кондиціонування пульпа надходить до флотаційних машин, де відбувається процес розділення корисних компонентів та відходів. Отриманий флотаційний концентрат подається у піногасник, а далі — у збірник концентрату. Із збірника концентрат насосом перекачується до пульпоподілювача, звідки рівномірно розподіляється між дисковими вакуум-фільтрами для подальшого зневоднення.

Згущений продукт гідроциклонів, що являє собою крупнозернистий шлам, направляється до гвинтових сепараторів. У них матеріал розділяється на концентрат і відходи. Після зневоднення на стрічкових вакуум-фільтрах концентрат об'єднується з флотаційним концентратом, який був зневоднений на дискових вакуум-фільтрах, після чого направляється на сушіння та подальше відвантаження.

Фільтрати, отримані під час роботи вакуум-фільтрів, використовуються повторно як оборотна вода. Відходи флотації та сепарації подаються до циліндроконічних згущувачів, де проходять процес згущення із застосуванням флокулянтів. Освітлена вода зі згущувачів повертається в систему оборотного водопостачання.

Згущений продукт накопичується у спеціальній ємності для відходів, після чого насосом подається на фільтр-преси. У фільтр-пресах формується транспортабельний осад, який надалі транспортується у відвал.

У деяких випадках крупнозернистий шлам може використовуватися як транспортне середовище для відсаджувальних машин або подаватися безпосередньо на вакуум-фільтри. При невисокій зольності такий шлам покращує структуру осаду на поверхні дисків вакуум-фільтра, що сприяє підвищенню продуктивності обладнання та ефективності процесу зневоднення.



ЛУ21.011317.000-90ТС			
Назва	Технологічна	Масштаб	1:1
Складові документи	Схема	Листів	1
Листів	1	Всього	1
Відомості	КІП ім.Лавренка С.С.	Відомості	Відомості

Рис.2.1. Схема переробки шламів

1, 13 – буферні ємності; 2 – витратомірний бак; 3 – класифікаційні гідроциклони; 4 – реагентні баки; 5 – апарат кондиціонування пульпи; 6 – флотаційні машини; 7 – піногасник; 8 – пульпоподілювач; 9 – дискові вакуум- фільтри; 10 – збірник концентрату; 11, 17 – насоси; 12 – циліндроконічні згущувачі; 14 – фільтр-преси; 15 – гвинтові сепаратори; 16 – стрічкові вакуум- фільтри.

3. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ОСНОВНИХ ЧАСТИН ДИСКОВОГО ВАКУУМ ФІЛЬТРА

Відповідно до технічного завдання дисковий вакуум-фільтр (рисунк 3.1) являє собою установку, основними елементами якої є горизонтально розташований порожнистий комірковий вал 5 та закріплені на ньому диски 3, частково занурені у ванну 2 із суспензією, що підлягає фільтрації. Несучою основою конструкції є рама, на якій встановлені підшипники ковзання, що забезпечують обертання вала. Усередині вал має систему поздовжніх радіальних ребер, які утворюють окремі комірки. Кількість комірок відповідає кількості секторів диска. Усередині вал поділений поперечною герметичною перегородкою на дві незалежні колекторні системи. Використання однієї розподільчої головки допускається для фільтрів із площею фільтрації до 51 м².

Залежно від типорозміру фільтра кількість дисків на валу може становити 8, 10 або 14. У даній конструкції використовується 8 дисків, кожен з яких складається із 16 секторів. Сектори мають перфоровану або рельєфну поверхню та зовні покриваються фільтрувальною тканиною або металевою сіткою. Фільтрувальний матеріал закріплюється у спеціальних пазах по периметру секторів або натягується безпосередньо на їх поверхню. Порожнина кожного сектора з'єднується з відповідним каналом коміркового вала. Канали вала виходять на його торцеву поверхню, до якої щільно притискається нерухома шайба розподільчої головки 1. Під час обертання вала сектори дисків послідовно з'єднуються з камерами I–IV розподільчої головки, що забезпечує виконання окремих стадій технологічного процесу. У зоні А під дією вакууму фільтрат проходить через фільтрувальну перегородку в порожнину секторів, після чого через канали вала та камеру I, з'єднану з вакуумною магістраллю, відводиться з фільтра. Тверді частинки затримуються на поверхні фільтрувальної тканини, утворюючи шар осаду. У зонах А і В відбувається подальше видалення рідини з осаду шляхом вакуумного відсмоктування через камери I та II. У зоні Г здійснюється розвантаження осаду: через камеру III у внутрішню порожнину секторів імпульсно подається стиснене повітря, яке забезпечує відокремлення осаду від фільтрувальної тканини. Після цього осад знімається спеціальним ножом 6. Віддування виконується за допомогою клапана імпульсної подачі повітря. У зоні Д проводиться регенерація фільтрувальної тканини шляхом подачі повітря через камеру IV. Це дозволяє очищати тканину та підтримувати стабільну ефективність процесу фільтрації.

У вакуум-фільтрах, виготовлених із вуглецевої сталі, порожнистий комірковий вал виконується литим і складається з декількох окремих частин, з'єднаних по довжині. У фільтрах, що виготовляються з корозійностійких сталей, вал має зварну конструкцію та формується з окремих секційних сегментів.

Сектори дисків можуть виготовлятися як зварними, так і литими із силумінових сплавів. Ванна фільтра являє собою зварену металеву конструкцію, оснащену

переливним жолобом для підтримання стабільного рівня суспензії під час роботи обладнання.

Для запобігання осіданню твердих частинок у ванні передбачена мішалка з індивідуальним приводом. Розподільча головка виконана у литому корпусі та обладнана штуцерами, через які здійснюється відведення фільтрату із зон фільтрації та сушіння, а також подача стисненого повітря для віддування осаду й регенерації фільтрувальної тканини.

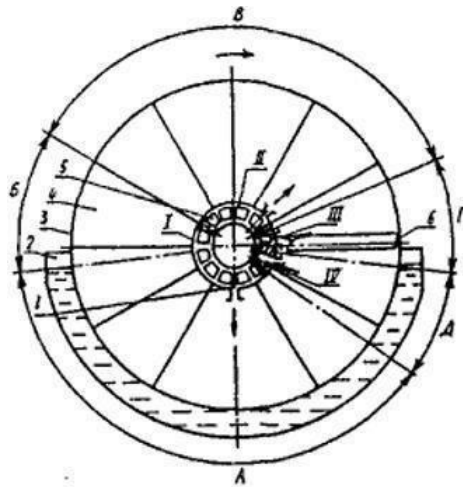


Рисунок 3.1 - Дісковий вакуум-фільтр

4. ЛІТЕРАТУРНО ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД РОЗПОДІЛЬЧОЇ ГОЛОВКИ ДИСКОВОГО ВАКУУМ ФІЛЬТРА

Винахід CN103432806A відноситься до конструкції розподільчої головки барабанного вакуум-фільтра, однак його технічні рішення можуть бути використані також при модернізації розподільчих головок дискових вакуум-фільтрів, оскільки принцип роботи цих апаратів є подібним: фільтрувальні секції послідовно з'єднуються із зонами вакууму та стисненого повітря.

В основу винаходу поставлено задачу підвищення ефективності фільтрування, збільшення кута зони сушіння, покращення відділення вологи від осаду та підвищення тиску продування. У традиційних конструкціях розподільчих головок три вакуумні камери розділені між собою, через що кут зони сушіння становить близько 90° . Це призводить до недостатнього зневоднення осаду та підвищеної вологості фільтрувального кеку. Також у відомих конструкціях кількість отворів у камері продування є недостатньою, тому тиск стисненого повітря не забезпечує повного відділення осаду від фільтрувальної тканини.

Поставлена задача вирішується тим, що розподільча головка містить корпус 1, камеру продування 2, вакуумну камеру I 3, вакуумну камеру II 4 та вакуумну камеру III 5. Особливістю конструкції є те, що вакуумна камера II 4 і вакуумна камера III 5 з'єднані між собою. Завдяки цьому зона сушіння збільшується з 90° до 180° , що підвищує тривалість дії вакууму на осад і покращує відділення води від твердих частинок.

У корпусі розподільчої головки також передбачено два штуцери для підключення вакуумних трубопроводів 10. Один штуцер з'єднаний з вакуумною камерою I 3, а другий — з вакуумною камерою III 5. Таке конструктивне рішення дозволяє підвищити вакуум у камерах II та III, посилити всмоктування у зоні сушіння та скоротити шлях відведення фільтрату й повітря до вакуумної системи.

Камера продування 2 має два отвори для подачі стисненого повітря 9. У порівнянні з традиційними конструкціями це дозволяє підвищити тиск продування в зоні відділення осаду. За даними патенту, тиск продування збільшується з величини менше 0,02 МПа до 0,02–0,03 МПа, що покращує відрив фільтрувального осаду від тканини та підвищує ефективність розвантаження фільтра.

Між вакуумними камерами II 4 та III 5 може бути встановлена перегородка 6 з проходом 7. Через цей прохід камери сполучаються між собою, завдяки чому забезпечується збільшення робочої зони сушіння. Крім того, на перегородці

встановлена заслінка 8, яка закріплюється болтами. Товщина заслінки становить 2–4 мм. Її використання дозволяє регулювати вакуум у камерах II та III і, відповідно, змінювати інтенсивність сушіння осаду залежно від технологічних умов роботи фільтра.

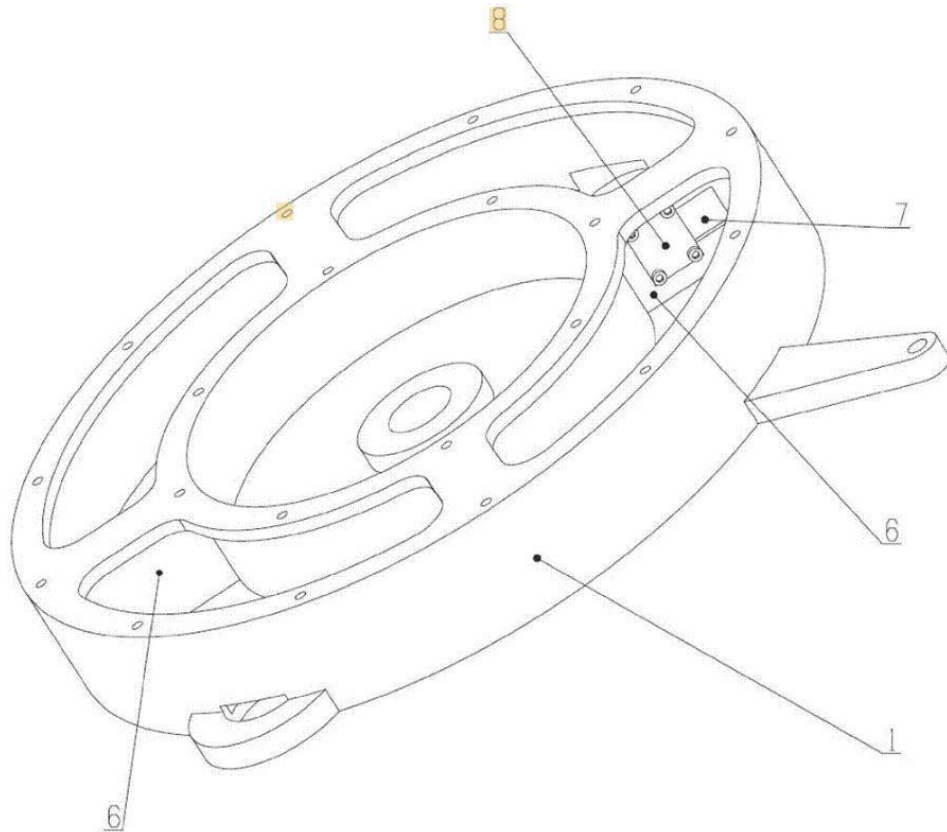


Рисунок 4.1 – Конструктивна схема розподільчої головки вакуум-фільтра за патентом CN103432806A

Умовні позначення до рисунка:

- 1 — корпус розподільчої головки;
- 2 — камера продування;
- 3 — вакуумна камера I;
- 4 — вакуумна камера II;
- 5 — вакуумна камера III;
- 6 — перегородка;
- 7 — прохід;
- 8 — заслінка;
- 9 — отвори для подачі стисненого повітря;
- 10 — штуцери вакуумних трубопроводів.

Таким чином, суть модернізації за патентом CN103432806A полягає не в повній зміні конструкції розподільчої головки, а в удосконаленні її внутрішньої

системи камер і каналів. Основними конструктивними змінами є з'єднання вакуумних камер II та III, встановлення додаткового вакуумного штуцера, збільшення кількості отворів у камері продування та можливість регулювання вакууму за допомогою заслінки.

Перевагою запропонованого рішення є простота конструкції та невисока вартість модернізації. Винахід може бути використаний для переобладнання вже існуючих вакуум-фільтрів без суттєвої зміни їх загальної конструкції. Застосування такої розподільчої головки дозволяє збільшити зону сушіння, покращити зневоднення осаду, підвищити ефективність продування та забезпечити більш повне відділення осаду від фільтрувальної тканини.

Винахід WO1994003256A1 відноситься до дискових вакуум-фільтрів і спрямований на підвищення ефективності процесу фільтрування шляхом регулювання об'єму фільтрату в секторах фільтра.

Недоліком традиційних дискових фільтрів є нерівномірне накопичення фільтрату в окремих секторах під час роботи. Це призводить до нестабільності вакууму, погіршення умов сушіння осаду та зниження продуктивності обладнання.

Для усунення зазначених недоліків запропоновано систему контролю та регулювання об'єму фільтрату в секторах дискового фільтра. Конструкція забезпечує автоматичне підтримання оптимального рівня рідини та більш рівномірний розподіл навантаження між робочими секторами.

Завдяки стабілізації умов фільтрування покращується відведення фільтрату, підвищується ступінь зневоднення осаду та зменшується ймовірність повторного зволоження фільтраційного кеку. Крім того, забезпечується більш рівномірна робота вакуумної системи та підвищується продуктивність установки.

Таким чином, запропоноване технічне рішення спрямоване на оптимізацію процесу керування потоками фільтрату та може бути використане для модернізації існуючих дискових вакуум-фільтрів.

Винахід CN220633285U відноситься до конструкції дискового вакуум-фільтра та спрямований на підвищення жорсткості несучих елементів фільтрувальних дисків.

У процесі експлуатації дискових вакуум-фільтрів значні навантаження викликають деформацію кріпильних елементів секторів. Це призводить до порушення геометрії дисків, збільшення зношування фільтрувальних секторів та пошкодження фільтрувальної тканини.

Для вирішення даної проблеми в конструкції передбачено встановлення підсилювального механізму та заміну окремих елементів кріплення на більш жорсткі сталеві деталі. Запропонована конструкція забезпечує збереження геометричної форми дисків навіть за тривалої роботи під навантаженням.

Використання такого рішення дозволяє зменшити деформації робочих елементів, збільшити строк служби фільтрувальної тканини та скоротити витрати

на ремонт обладнання. Крім того, підвищується стабільність процесу фільтрування та якість розділення твердої і рідкої фаз.

Таким чином, модернізація за патентом CN220633285U спрямована на підвищення механічної надійності дискового вакуум-фільтра та забезпечення стабільних умов його експлуатації.

Розглянувши наведені патенти було обрано для дипломного проектування патент CN103432806A

5. Розрахунки

5.1. РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВОГО ВАКУУМ-ФІЛЬТРА

Відповідно до технічного завдання та згідно з методикою [1] для проведення розрахунків дискового вакуум-фільтра прийнято такі вихідні дані:

1. Умовний об'єм фільтрату, що припадає на 1 м² поверхні фільтрування: $V_0=3,68 \text{ м}^3/\text{м}^2$;
2. Кут сектора «мертвої» зони: $\varphi_{\text{mr}}=34^\circ$;
3. Кількість дисків у фільтрі: $i=8$;
4. Радіуси поверхні фільтрації:
 - зовнішній радіус: $r=1,1$;
 - внутрішній радіус: $r_0=0,35$;
5. Відстань від осі диска до рівня суспензії: $h=0,13 \text{ м}$;
6. Частота обертання диска: $n=2,5 \cdot 10^{-3} \text{ 1/с}$;
7. Стала фільтрації: $b_1=56 \cdot 10^2 \text{ хв/м}^2$;
8. Загальна площа поверхні фільтрації: $F_0=49 \text{ м}^2$;
9. Концентрація сухої речовини у вихідній суспензії: $C_1=0,280 \text{ кг/кг}$;
10. Концентрація сухої речовини в осаді: $C_2=0,560 \text{ кг/кг}$;
11. Об'ємна маса фільтрату: $\rho_f=1,3 \text{ кг/м}^3$
12. Об'ємна маса сухого залишку: $\rho_c=2,6 \text{ кг/м}^3$;
13. Тиск промивання: $P_{\text{пр}}=3,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

Питомий опір осаду визначається за залежністю:

$$r_m = r'_m(0,1P)^s = 8,4 \cdot 10^7 (0,1 \cdot 3,2 \cdot 10^5)^{0,7} = 3,05 \cdot 10^{11} \text{ м/кг}$$

Густина вологого осаду визначається за формулою:

$$\rho_o = 1 / (C_2/\rho_c + (1 - C_2)/\rho_f)$$

Після підстановки числових значень маємо:

$$\rho_o = 1 / (0,56/(2,6 \cdot 10^3) + (1 - 0,56)/(1,3 \cdot 10^3)) = 1,34 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$$

Концентрація твердої фази у суспензії визначається за співвідношенням:

$$c = \rho_f / (1/C_1 - 1/C_2)$$

Після підстановки числових значень отримуємо:

$$c = (1,3 \cdot 10^3) / (1/0,28 - 1/0,56) = 0,367 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

Кут занурення фільтрувального диска розраховується за виразом:

$$\varphi = 2\arccos(h/2)$$

Після обчислення маємо:

$$\varphi = 2\arccos(0,13/2) = 174^\circ$$

Повна продуктивність вакуум-фільтра визначається залежністю:

$$Q = 120\pi n(r^2 - r_0^2)\sqrt{(V^2 - ((180 - \varphi_{\text{мг}})/(360n\pi \cdot 60)) - V)}$$

Підставивши вихідні параметри у формулу, отримаємо:

$$Q = 120 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1,1^2 - 0,35^2) \cdot \sqrt{(3,68^2 - ((180 - 34)/(360 \cdot 2,5 \cdot 10^3 \cdot 56 \cdot 10^2 \cdot 60)) - 3,68)} = 6,66 \text{ м}^3/\text{хв}$$

Повна потужність електродвигуна визначається за формулою:

$$N = 1150 \Sigma(M_{i.n} / \eta_y)$$

де:

ΣM_i - сумарний момент опору, Н·м;

η_y - загальний коефіцієнт корисної дії приводу.

Загальний ККД приводу розраховується як добуток ККД окремих елементів системи: $\eta_y = \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{клп}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{зп}}$

Після підстановки значень отримуємо:

$$\eta_y = 0,87 \cdot 0,96 \cdot 0,987 \cdot 0,99 = 0,81$$

Сумарний момент опору системи визначається співвідношенням:

$$\Sigma M_i = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5$$

Момент опору, що виникає внаслідок нерівномірного розподілу шару осаду під час обертання дисків, визначається за формулою:

$$M_1 = 0,187 i \rho_0 h_2 (D^3 - d^3) g$$

Після підстановки числових значень отримуємо:

$$M_1 = 0,187 \cdot 8 \cdot 1,34 \cdot 10^3 \cdot 0,13 \cdot (2,2^3 - 0,7^3) \cdot 9,8 = 8,509 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Момент опору зрізу осаду визначається за залежністю:

$$M_2 = 0,6 f i K h^2 \left(\frac{D^3 - d^3}{D + d} \right)$$

Після виконання розрахунку маємо:

$$M_2 = 0,6 \cdot 0,1 \cdot 8 \cdot 700 \cdot 0,11 \cdot \left(\frac{2,2^3 - 0,7^3}{2,2 + 0,7} \right) = 58,21 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де:

f — коефіцієнт тертя металу об осад, f=0,1;

K — питомий опір зрізанню осаду, K=700 Н/м²;

Момент опору, що виникає внаслідок тертя дисків об суспензію, визначається за формулою:

$$M_3 = 0,02 M_2$$

Після обчислення маємо:

$$M_4 = \left(\frac{1}{3} \right) \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{0,46^3 - 0,24^3}{0,46^2 - 0,24^2} \right) = 2,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору тертю в підшипниках вала визначається за формулою:

$$M_5 = \mu G \left(\frac{d_{\text{ш}}}{2} \right)$$

Після підстановки числових значень:

$$M_5 = 0,1 \cdot 9200 \cdot \frac{0,44}{2} = 202,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де:

μ — коефіцієнт тертя, μ=0,1;

G — маса вала разом із дисками та осадом, кг

5.1.1. Розрахунки кінематичних характеристик вакуум-фільтра

Для приводу дискового вакуум-фільтра обираємо електродвигун типу АИР71В8.

Основні параметри двигуна:

$$P_{\text{дв}} = 0,25 \text{ кВт}$$
$$n_{\text{дв}} = 690 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Фактичне передавальне відношення приводу визначається за формулою:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ф}}}$$

Швидкість обертання коміркового вала фільтра становить:

$$n_{\text{ф}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 0,09 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Після підстановки значень отримаємо:

$$i = \frac{690}{0,09} = 7667$$

де:

$n_{\text{ф}}$ - частота обертання коміркового вала фільтра.

Загальне передавальне відношення приводу визначається як добуток передавальних відношень окремих передач:

$$i = i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{р}} \cdot i_{\text{зп}}$$

Після підстановки прийнятих значень маємо:

$$i = 6 \cdot 125 \cdot 10,22 = 7667$$

де:

$i_{\text{кп}}$ — передавальне відношення клинопасової передачі;

приймаємо $i_{\text{кп}}=6$, $i_{\text{р}} = 125$;

- передавальне відношення триступінчастого редуктора: $i_{\text{р}} = 125$;

- передавальне відношення відкритої зубчастої передачі: $i_{зп} = 10,22$;

Передаточне число другого проміжного ступеня визначається за розрахунковими залежностями:

$$\begin{aligned}n_3 &= \frac{n_2}{i_{ц}} = \frac{115}{125} = 0,92 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \\ \omega_4 &= \frac{\omega_3}{i_{ц}} = \frac{0,096}{10,22} = 0,0094 \text{ с}^{-1} \\ n_4 &= \frac{n_3}{i_{ц}} = \frac{0,92}{10,22} = 0,09 \frac{\text{об}}{\text{хв}}\end{aligned}$$

Далі визначаємо крутні моменти на основних валах приводу.

Визначаємо момент на валу електродвигуна:

$$T_d = 9550 \cdot \frac{P_{дв}}{n_{дв}} = 9550 \cdot \frac{0,25}{690} = 3,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо момент на тихохідному валу клинопасової передачі:

$$T_2 = T_d \cdot i_{кп} \cdot \eta_p \cdot \eta_d = 3,46 \cdot 6 \cdot 0,96 \cdot 0,75 = 14,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо момент на тихохідному валу триступінчастого редуктора:

$$T_3 = T_2 \cdot i_p \cdot \eta_p = 14,95 \cdot 125 \cdot 0,97 = 1813 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на комірковому валу фільтра:

$$T_4 = T_3 \cdot i_{зп} \cdot \eta_{зп} = 1813 \cdot 10,22 \cdot 0,95 = 17602 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отримані значення використовуються для подальшого складання таблиці результатів розрахунку кінематичних характеристик вакуум-фільтра.

Таблиця 2.1

Параметр	Позначення	Зали			
		I	II	III	IV
Передача (двигун)		Двигун	Клинопасова	Треступінчатий редуктор	Відкрита зубчата передача
ККД	η	0,87	0,96	0,97	0,95
Передаточне відношення	i		6	125	10,22
Кутова швидкість, с-1	ω	72,22	12,04	0,096	0,0094
Кількість обертів, об/хв	n	690	115	0,92	0,09
Момент, Н*м	T	3,46	14,95	1813	17602

5.1.2. Розрахунки кінематичних характеристик мішалки

За корисної потужності на валу мішалки $P_{\text{кор}}=1,59$ кВт потужність електродвигуна визначається за формулою:

$$P_d = \left(\frac{P_{\text{кор}}}{(\eta_p \cdot \eta_{\text{лп}})} \right) / \eta = \left(\frac{1,5}{(0,97 \cdot 0,97)} \right) / \eta = 1,59 \text{ кВт}$$

де:

$\eta=0,81$ - ККД двигуна;

$\eta_p=0,97$ - ККД одноступінчастого редуктора;

$\eta_{\text{лп}}=0,97$ - ККД ланцюгової передачі.

Для приводу мішалки обрано електродвигун 4А80В2112МА8 з потужністю $P_d=2,2$ кВт та синхронною частотою обертання $n_0=750$ об/хв. Номінальна частота обертання двигуна з урахуванням ковзання визначається так:

$$n_d = n_0 \cdot (1 - s) = 750 \cdot (1 - 0,06) = 705 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Фактичне передавальне відношення приводу становить:

$$i = \frac{n_d}{n_m} = \frac{705}{68} = 10,4$$

Загальне передавальне відношення приводу мішалки визначається як добуток передавальних відношень редуктора та ланцюгової передачі:

$$i = i_p \cdot i_{\text{лп}} = 10,4$$

де:

i_p — передавальне відношення редуктора;

$i_{\text{лп}}$ — передавальне відношення ланцюгової передачі.

Розбивку загального передавального відношення приймаємо такою:

$$\begin{aligned} i_p &= 4 \\ i_{\text{лп}} &= 2,6 \end{aligned}$$

Кутова швидкість швидкохідного вала редуктора визначається за формулою:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 705}{30} = 73,79 \text{ с}^{-1}$$

Частота обертання швидкохідного вала редуктора відповідає кількості обертів електродвигуна::

$$n_1 = n_d = 705 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Кутова швидкість тихохідного вала редуктора становить:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p} = \frac{73,79}{4} = 18,45 \text{ с}^{-1}$$

Кількість обертів тихохідного вала редуктора визначається так:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{705}{4} = 176,25 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Кутова швидкість вала мішалки розраховується за залежністю:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{\text{лп}}} = \frac{18,45}{2,6} = 7,1 \text{ с}^{-1}$$

Кількість обертів вала мішалки становить:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{лп}}} = \frac{176,25}{2,6} = 68 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

5.1.3. Розрахунки параметрів зубчастої передачі

Для відкритої передачі приймаємо такі вихідні коефіцієнти:

$$\psi_{ba} = 0,3$$

$$K_{H\beta} = 1,1$$

Для сталевих коліс коефіцієнт становить: $K_a = 495$ Мпа

Мінімальна міжосьова відстань визначається за формулою:

$$a_{min} = K_a \cdot (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{i \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_H^2}}$$

Після підстановки значень отримуємо:

$$a_{min} = 495 \cdot (10,22 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1813 \cdot 1,1}{10,22 \cdot 0,3 \cdot 487^2}} = 777,41 \text{ мм}$$

Приймаємо найближче стандартне значення міжосьової відстані: $a = 780$ мм

Кількість зубців шестерні приймаємо: $z_1 = 23$

Кількість зубців колеса визначається за залежністю: $z_2 = z_1 \cdot i = 23 \cdot 10,22 = 235$

Уточнене передавальне відношення становить:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{235}{23} = 10,22$$

Модуль зубців визначається за формулою:

$$m'_n = \frac{2a_w \cdot \cos\beta}{z_1 + z_2} = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}$$

Після підстановки значень:

$$m'_n = \frac{2 \cdot 710}{23 + 235} = 5,5$$

Приймаємо стандартне значення модуля: $m_n = 6$

Попередньо визначаємо основні параметри зубчастої передачі.

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = 6 \cdot 23 = 138 \text{ мм}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = 6 \cdot 235 = 1410 \text{ мм}$$

Фактична міжосьова відстань визначається за формулою:

$$a_\omega = 0,5(d_1 + d_2)$$

Після підстановки: $a_\omega = 0,5 \cdot (138 + 1410) = 774 \text{ мм}$

Ширина зубчастого вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega = 0,3 \cdot 774 = 232,2 \approx 240 \text{ мм}$$

Ширина зубчастого вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + 2 = 218 + 2 = 220 \text{ мм}$$

Окружна швидкість передачі визначається за залежністю:

$$V = \omega_1 \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)$$

Після підстановки значень:

$$V = 0,096 \cdot \left(138 \cdot \frac{10^{-3}}{2}\right) = 0,007 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = (1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})) * \cos\beta$$

Після підстановки числових значень:

$$\varepsilon_{\alpha} = (1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{23} + \frac{1}{235})) = 1,73$$

Колова сила передачі становить: $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

$$F_t = \frac{2 \cdot 1813}{138 \cdot 10^{-3}} = 26275,4 \text{ Н}$$

Далі виконуємо розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.

Приймаємо такі коефіцієнти:

$$Z_M = 275 \text{ МПа}$$

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos\beta = 1,7$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, визначається так:

$$Z_s = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}$$
$$Z_s = \sqrt{\frac{1}{1,73}} = 0,76$$

Для ступеня точності передачі $n_{\text{ст}}=8$ приймаємо:

$$K_{H\alpha} = 1$$

$$K_{H\beta} = 1,1$$

$$K_{HV} = 1,04$$

Питома розрахункова колова сила визначається за формулою:

$$W_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b_2} \right) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

Після підстановки значень:

$$W_{Ht} = \left(\frac{26275,4}{242} \right) \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,04 = 124,21 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Розрахункове контактне напруження визначається за формулою:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{Hs} \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Після підстановки числових значень отримуємо:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\left(\frac{124,21}{138} \right) \cdot \left(\frac{10,22 + 1}{10,22} \right)} = 367,73 \text{ МПа}$$

Умова контактної міцності виконується:

$$\sigma_H = 367,73 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 487 \text{ МПа}$$

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при перевантаженні:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} = \sigma_H \cdot \sqrt{2}$$

$$\sigma_{Hmax} = 367,73 \cdot \sqrt{2} = 520,1 \text{ МПа}$$

Умова міцності при перевантаженні також виконується:

$$\sigma_{Hmax} = 520,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 1792 \text{ МПа}$$

Далі виконуємо розрахунок зубців на втому при згині. Для цього приймаємо такі коефіцієнти: $Y_{F1} = 4,01$, $Y_{F2} = 3,62$, $Y_s \approx 1$

Коефіцієнт нахилу зубців:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} = 1$$

Коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями:

$$K_{F\alpha} = (4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n_{\text{ст}} - 5)) \cdot \frac{1}{4\varepsilon_{\alpha}}$$

Після підстановки:

$$K_{F\alpha} = (4 + (1,73 - 1)(6 - 5)) \cdot \frac{1}{4 \cdot 1,73} = 0,68$$

Приймаємо коефіцієнти: $K_{F\beta} = 1,15$, $K_{FV} = 1,1$

Питома розрахункова колова сила визначається за формулою:

$$W_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b_2} \right) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

Після підстановки значень:

$$W_{Ht} = \left(\frac{26275,4}{240} \right) \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,04 = 125,25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Розрахункове напруження згину для шестерні:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_s \cdot Y_{\beta} \cdot \left(\frac{W_{Ft}}{m_n} \right)$$

$$\sigma_{F1} = 4,01 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{125,25}{6} \right) = 83,71 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 596 \text{ МПа}$$

Розрахункове напруження згину для колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_s \cdot Y_{\beta} \cdot \left(\frac{W_{Ft}}{m_n} \right)$$

$$\sigma_{F2} = 3,62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{125,25}{6} \right) = 75,57 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 521 \text{ МПа}$$

Розрахунок зубців на згинальну міцність за умов перевантаження:

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmax1} &= \sigma_{F1} \cdot \left(\frac{T_{1max}}{T_1} \right) \\ \sigma_{Fmax1} &= 83,71 \cdot 2 = 167,42 \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax1} = 610 \text{ МПа} \\ \sigma_{Fmax2} &= \sigma_{F2} \cdot \left(\frac{T_{1max}}{T_1} \right) \\ \sigma_{Fmax2} &= 75,57 \cdot 2 = 151,14 \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax2} = 534 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Параметри зубчастої передачі визначаються таким чином:

$$\begin{aligned}h_a &= m_n = 6 \text{ мм} \\ h_f &= 1,25 \cdot m_n = 7,5 \text{ мм}\end{aligned}$$

Кут профілю зуба приймаємо: $\alpha_n = 30^\circ$

Кут нахилу зубців: $\beta = 0^\circ$

Ділильні діаметри шестерні та колеса становлять: $d_1 = 138 \text{ мм}$, $d_2 = 1410 \text{ мм}$

Діаметр вершин зубців шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 138 + 2 \cdot 6 = 150 \text{ мм}$$

Діаметр вершин зубців колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 1410 + 2 \cdot 6 = 1422 \text{ мм}$$

Діаметр впадин зубців шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 138 - 2,5 \cdot 6 = 123 \text{ мм}$$

Діаметр впадин зубців колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 1410 - 2,5 \cdot 6 = 1395 \text{ мм}$$

Фактична міжосьова відстань:

$$a_\omega = 774 \text{ мм}$$

Ширина зубчастого вінця шестерні приймається:

$$b_1 = 242 \text{ мм}$$

Ширина зубчастого вінця колеса становить:

$$b_2 = 240 \text{ мм}$$

Далі виконується розрахунок сил, що виникають у зачепленні зубчастої передачі.

Колова сила:

$$F_t = 26275,4 \text{ Н}$$

Радіальна сила визначається за формулою:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$$

Після підстановки значень:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 15170,11 \text{ Н}$$

Осьова сила для прямозубої передачі дорівнює нулю, оскільки кут нахилу зубців $\beta=0^\circ$:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 0$$

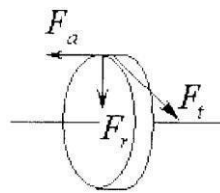


Рис. 4.1 - Схема до розрахунку сил у зачепленні.

5.1.4. Розрахунок на міцність елементів зубчастої передачі

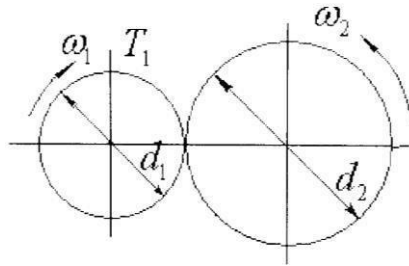


Рис. 5.1. Схема до розрахунку відкритої циліндричної зубчастої

На рис. 5.1 наведено схему для розрахунку відкритої циліндричної зубчастої передачі.

Вихідні дані для розрахунку:

$$T_3 = 1813 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\omega_3 = 0,096 \text{ с}^{-1}$$

$$n_3 = 0,92 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$\omega_4 = 0,0094 \text{ с}^{-1}$$

$$n_4 = 0,09 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$i = 10,22$$

$$h = 20000 \text{ год}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо такі матеріали та вид термообробки:

для шестерні — сталь 40ХН, термообробка — поліпшення, твердість 280 НВ.

Механічні характеристики матеріалу шестерні: $\sigma_{b1} = 900 \text{ Мпа}$, $\sigma_{T1} = 750 \text{ Мпа}$

Для колеса приймаємо матеріал — сталь 40Х із термообробкою поліпшенням, твердість поверхні становить 245 НВ.

Механічні характеристики матеріалу колеса: $\sigma_{b2} = 790 \text{ Мпа}$, $\sigma_{T2} = 640 \text{ Мпа}$

Число циклів навантаження для шестерні визначається за формулою:

$$N_{\text{цш}} = 60 \cdot n_3 \cdot h$$

Після підстановки значень:

$$N_{цш} = 60 \cdot 0,92 \cdot 20000 = 1,1 \cdot 10^6$$

Число циклів навантаження для колеса:

$$N_{цк} = 60 \cdot n_4 \cdot h$$
$$N_{цк} = 60 \cdot 0,09 \cdot 20000 = 1,08 \cdot 10^5$$

Для режиму роботи СН приймаємо коефіцієнти навантаження:

$$K_{HE} = 0,18$$

$$K_{FE} = 0,1$$

Еквівалентне число циклів для розрахунку на контактну міцність шестерні:

$$N_{HEш} = K_{HE} \cdot N_{цш}$$
$$N_{HEш} = 0,18 \cdot 1,1 \cdot 10^6 = 0,2 \cdot 10^6$$

Еквівалентне число циклів для колеса:

$$N_{HEк} = K_{HE} \cdot N_{цк}$$
$$N_{HEк} = 0,18 \cdot 1,08 \cdot 10^5 = 0,19 \cdot 10^5$$

Для розрахунку на міцність при згині:

$$N_{FEш} = K_{FE} \cdot N_{цш}$$
$$N_{FEш} = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 10^6 = 1,1 \cdot 10^5$$
$$N_{FEк} = K_{FE} \cdot N_{цк}$$
$$N_{FEк} = 0,1 \cdot 1,08 \cdot 10^5 = 1,08 \cdot 10^4$$

Допустиме контактне напруження визначається за формулою:

$$[\sigma]_H = \left(\frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \right) \cdot Z_R \cdot K_{HL}$$

Границя контактної витривалості для шестерні:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2H_{-1} + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ Мпа}$$

Границя контактної витривалості для колеса:

$$\sigma_{Hlimb2} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ Мпа}$$

База випробувань для шестерні визначається за формулою:

$$N_{HO1} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$$

База випробувань для колеса:

$$N_{HO2} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7$$

Оскільки база випробувань перевищує еквівалентне число циклів, приймаємо коефіцієнти довговічності:

$$\begin{aligned} N_{HO1} > N_{HEш} &\rightarrow K_{HL1} = 2,6 \\ N_{HO2} > N_{HEк} &\rightarrow K_{HL2} = 2,6 \end{aligned}$$

Коефіцієнт запасу приймаємо: $S_H = 1,1$

Коефіцієнт шорсткості поверхні зуба: $Z_R = 1$

Допустиме контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = \left(\frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \right) \cdot Z_R \cdot K_{HL1} = \left(\frac{630}{1,1} \right) \cdot 1 \cdot 1 = 573 \text{ Мпа}$$

Допустиме контактне напруження для колеса:

$$[\sigma]_{H2} = \left(\frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \right) \cdot Z_R \cdot K_{HL2} = \left(\frac{560}{1,1} \right) \cdot 1 \cdot 1 = 509 \text{ Мпа}$$

Розрахункове допустиме контактне напруження визначається як:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$$

Після підстановки:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot (573 + 509) = 487 \text{ Мпа}$$

Допустиме граничне напруження на контактну міцність визначається за формулою:

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot \sigma_{T1}$$

Після підстановки значень:

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ Мпа}$$

Допустиме напруження на втому при згині визначається за залежністю:

$$[\sigma]_F = \frac{(\sigma_{Flimb}) \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F}$$

Границя витривалості на згин для шестерні:

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8 \cdot H_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ Мпа}$$

Границя витривалості на згин для колеса:

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8 \cdot H_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ Мпа}$$

Базове число циклів приймаємо: $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

Оскільки еквівалентні числа циклів менші за базові, приймаємо:

$$\begin{aligned} N_{FEш} < N_{FO1} &\rightarrow K_{FL1} = 2,6 \\ N_{FEк} < N_{FO2} &\rightarrow K_{FL2} = 2,6 \end{aligned}$$

Для нереверсивної передачі приймаємо:

$$K_{FC} = 1$$

Коефіцієнт запасу:

$$S_F = 2,2$$

Допустиме напруження згину для шестерні:

$$[\sigma]_{F1} = \left(\frac{\sigma_{Flimb1}}{S_F} \right) \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1} = \left(\frac{504}{2,2} \right) \cdot 1 \cdot 2,6 = 596 \text{ Мпа}$$

Допустиме напруження згину для колеса:

$$[\sigma]_{F2} = \left(\frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} \right) \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2} = \left(\frac{441}{2,2} \right) \cdot 1 \cdot 2,6 = 521 \text{ Мпа}$$

Граничні допустимі напруження при згині визначаються за формулами.

Для шестерні:

$$[\sigma]_{Fmax1} = \frac{4,8H_1}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 280}{2,2} = 611 \text{ Мпа}$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{Fmax2} = \frac{4,8H_2}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 245}{2,2} = 534,6 \text{ Мпа}$$

5.2. РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОЇ ДЕТАЛІ

5.2.1. Опис програмного пакету “Ansys”

Для визначення напружено-деформованого стану елементів конструкції було використано програмний комплекс ANSYS, який дає можливість виконувати інженерний аналіз деталей і вузлів методом скінченних елементів.

Застосування даного програмного забезпечення дозволило отримати розподіл напружень, деформацій та переміщень у розподільчій шайбі дискового вакуум-фільтра при дії експлуатаційних навантажень.

У процесі моделювання були задані граничні умови, максимально наближені до реальних умов роботи конструкції. Зокрема, шайба була жорстко закріплена в місцях розташування отворів під шпильки, за допомогою яких вона фіксується до металевої частини ячеєвої шайби. Також у моделі було враховано дію контактного тиску між поверхнями деталей, що взаємодіють у процесі роботи фільтра.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що найбільші переміщення та локальні напруження виникають у зоні зовнішнього діаметра шайби. Це пояснюється особливостями розподілу навантаження, а також умовами контакту між розподільчою та ячеєвою шайбами. Виконаний розрахунок напружено-деформованого стану підтвердив працездатність конструкції та дозволив оцінити її поведінку під дією робочих навантажень.

Притискання ячеєвої шайби до розподільчої забезпечується пружинним механізмом, який створює необхідне контактне зусилля між поверхнями, що труться. Тиск, створюваний пружинами між контактними поверхнями шайб, знаходиться в межах 0,1–0,2 МПа. Даний тиск забезпечує надійне притискання елементів конструкції, що є необхідною умовою стабільної та герметичної роботи розподільчого вузла дискового вакуум-фільтра. Крім того, оптимально підібране притискне зусилля дозволяє зменшити ймовірність витоків і підвищити ефективність процесу фільтрації.

У процесі роботи фільтра між розподільчою та ячеєвою шайбами виникають сили тертя, які створюють додатковий опір обертанню вала. Проведені розрахунки показали, що момент опору тертю вала фільтра об розподільчу головку, тобто момент тертя розподільчої шайби по поверхні ячеєвої шайби, становить 2,16 Н·м. Отримане значення свідчить про те, що конструкція вузла забезпечує допустимий рівень навантаження та може

ефективно працювати в заданих експлуатаційних умовах без суттєвого збільшення енергетичних витрат приводу.

Використання ANSYS дало можливість оцінити працездатність конструкції ще на етапі проєктування без необхідності виготовлення дослідного зразка. Це дозволяє суттєво скоротити витрати часу та матеріальних ресурсів, а також оперативно вносити зміни до конструкції з метою підвищення її міцності, жорсткості та надійності.

5.2.2. Розрахунок

У межах дипломного проєкту на тему «Дисковий вакуум-фільтр з модернізацією розподільчої головки» було виконано розрахунки капролонової частини ячеєвої шайби з метою визначення її працездатності та відповідності експлуатаційним вимогам.

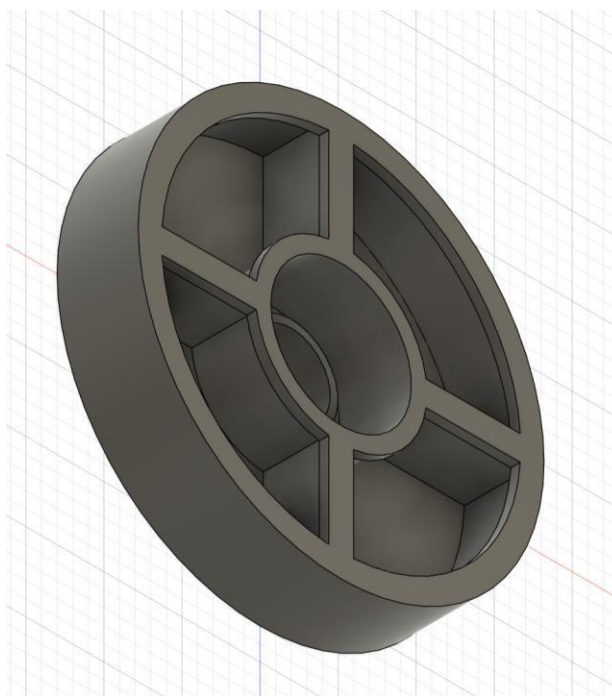


Рисунок 2.1 - 3D-модель шайби у Фьюжен 360

5.2.3. Результати виконання в обчислювальній системі “Ansys”

Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану шайби було використано модуль Static Structural.

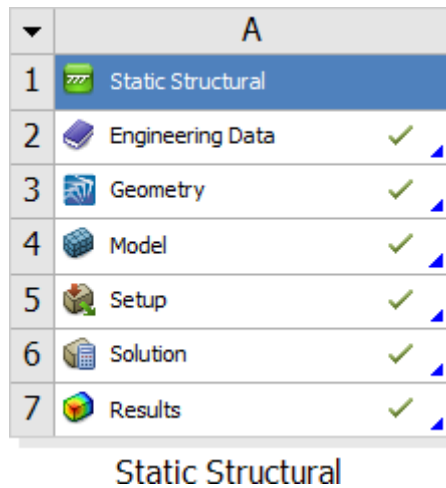
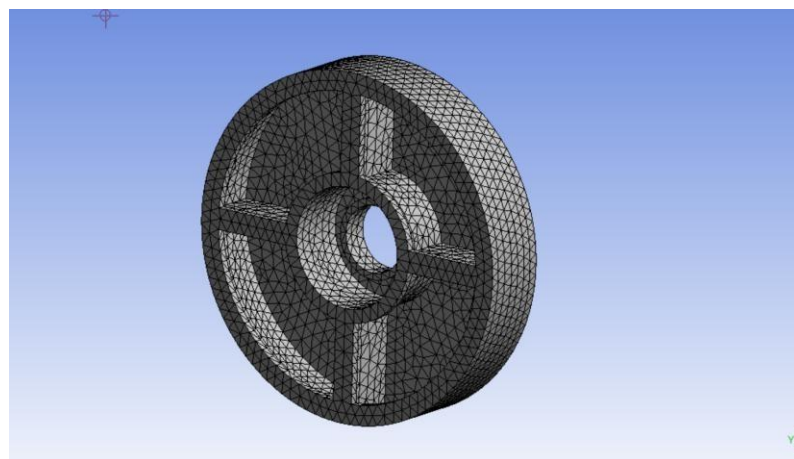


Рисунок 2.3.1 - модуль Static Structural

За матеріал корпусу було обрано вуглецеву сталь, геометрична модель конструкції шайби наведена на рисунку 2.1, а розрахункова сітка – на рисунку 2.13.



кількість скінченних елементів – 12773

Рисунок 2.3.2 - Розрахункова сітка числової моделі конструкції

Силкові фактори числової моделі конструкції шайби враховували дію гравітаційної сили, інерційних навантажень, пов'язаних з обертанням млина, а також гідростатичного тиску, що виникає внаслідок завантаження барабана млина. Схеми закріплення та прикладення силових навантажень до шайби наведені на рисунку 2.3.3.

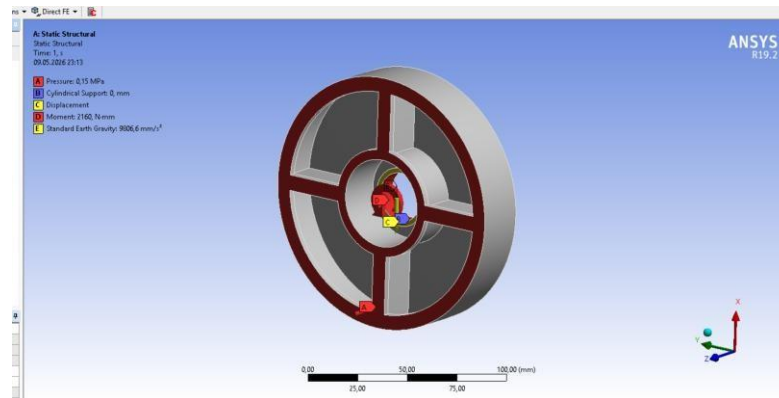


Рисунок 2.3.3 - Схема закріплення та силового навантаження

Після завершення роботи розв'язувача було отримано результати розрахунку результуючих переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом, а також коефіцієнта запасу міцності конструкції. Отримані результати наведено на рисунках 2.3.4–2.3.6.

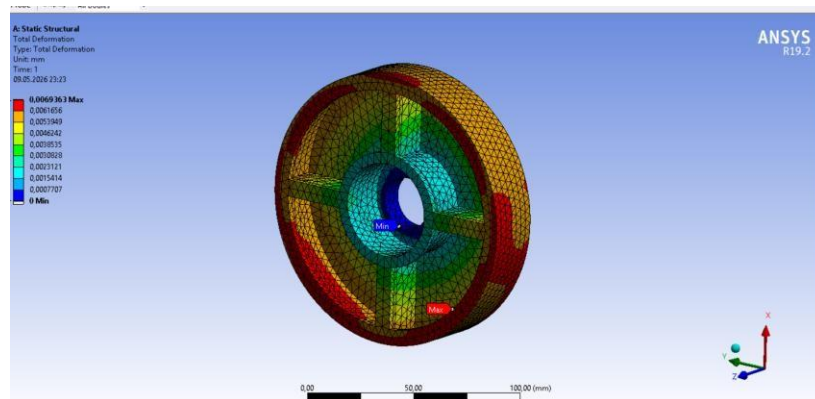


Рисунок 2.3.4 - Поле результуючих переміщень млина

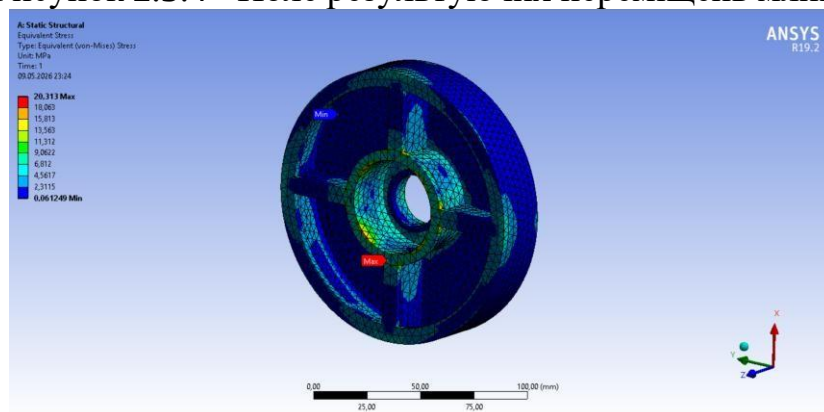


Рисунок 2.3.5 - Поле еквівалентних напружень по Мізесу

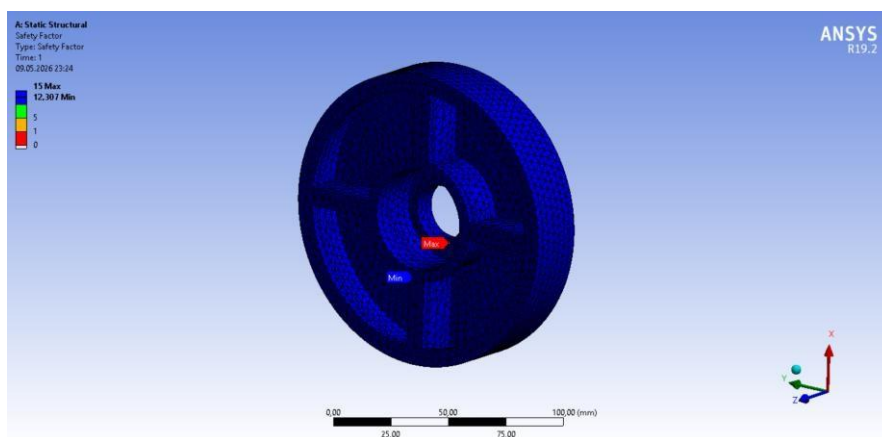


Рисунок 2.3.6 - Поле запасу міцності млина в цілому

За результатами проведених розрахунків встановлено, що шайба, виготовлена з капролону, забезпечує надійну роботу під дією експлуатаційних навантажень. При цьому коефіцієнт запасу міцності конструкції становить 12.

5.2.4. Висновки

У дипломному проєкті були виконані параметричні та кінематичні розрахунки, за результатами яких визначено основні параметри шнекової осаджувальної центрифуги. Крім того, проведено розрахунки на міцність підшипників і болтових з'єднань. Також за допомогою програмного комплексу ANSYS було виконано розрахунок модернізованої шайби, виготовленої з капролону.

6. Охорона праці

Охорона праці являє собою систему організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та правових заходів, спрямованих на забезпечення безпечних і здорових умов праці для працівників у процесі виробничої діяльності. Основною метою охорони праці є попередження виробничого травматизму, професійних захворювань, а також створення належних умов для збереження працездатності персоналу. Важливим напрямом є також забезпечення правового захисту працівників та запобігання виникненню аварійних і надзвичайних ситуацій на підприємстві.

Система охорони праці передбачає усунення або зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, до яких належать підвищений рівень шуму та вібрації, запиленість повітря, дія хімічних речовин, високі температури, електричний струм та інші негативні чинники виробничого середовища. Крім цього, значна увага приділяється заходам щодо попередження пожеж, аварій електропостачання, витоків шкідливих речовин та інших небезпечних ситуацій на робочих місцях.

Забезпечення належного рівня охорони праці є одним із важливих елементів ефективного управління підприємством. Створення безпечних умов праці позитивно впливає на продуктивність праці, якість виконання робіт, знижує витрати, пов'язані з лікуванням травм і професійних захворювань, а також сприяє підтриманню позитивної репутації підприємства.

Під час розроблення дискового вакуум-фільтра з модернізованою розподільчою головкою на етапі виготовлення та експлуатації передбачаються заходи, спрямовані на забезпечення безпечних умов праці обслуговуючого персоналу. При цьому необхідно враховувати основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, серед яких:

- небезпека ураження електричним струмом;
- недостатній рівень освітлення робочої зони;
- виробничий шум і вібрація;
- пожежна небезпека;
- стан повітряного середовища в робочій зоні.

6.1. Виробничий шум та вібрація

Фільтраційне обладнання в процесі роботи може бути джерелом небажаних шумових коливань, що негативно впливають на умови праці персоналу. Середній рівень шуму під час експлуатації обладнання становить $L=75$ дБА. На постійних робочих місцях, де розташоване діюче устаткування, фактичний рівень звукового тиску дорівнює 60 дБА, що не перевищує допустимих значень відповідно до вимог нормативного документа ДСН

3.3.6.037–99. Також визначаються рівні шуму в октавних смугах частот та еквівалентні рівні звукового тиску.

Для зменшення рівня шумового впливу передбачаються заходи щодо локалізації джерел шуму та обмеження його поширення у виробничому приміщенні. З цією метою застосовуються звукоізолюючі конструкції, захисні кожухи, кабінки, екрани, а також засоби віброізоляції обладнання. Використання зазначених технічних рішень дає можливість знизити рівень шуму на шляху його розповсюдження та покращити умови праці персоналу.

Для додаткового захисту працівників від впливу підвищеного шуму використовуються індивідуальні засоби захисту органів слуху. До таких засобів належать протишумові вкладиші, навушники та захисні шоломи. Їх застосування дозволяє зменшити негативний вплив шуму на органи слуху та забезпечити безпечні умови праці при роботі в умовах підвищеного шумового навантаження.

6.2. Повітря робочої зони

Незважаючи на те, що обладнання, яке експлуатується у приміщенні з дисковим вакуум-фільтром, має вибухозахищене виконання, залишається ймовірність утворення небезпечних концентрацій шкідливих речовин у повітрі робочої зони. У зв'язку з цим вентиляційна система повинна забезпечувати ефективне видалення газів, парів та аерозольних частинок, що можуть утворюватися під час роботи обладнання.

Особливу увагу необхідно приділяти своєчасному технічному обслуговуванню вентиляційної системи, оскільки її справний стан безпосередньо впливає на ефективність очищення повітря та підтримання безпечних умов праці. Для контролю параметрів повітряного середовища рекомендується регулярно проводити перевірки та вимірювання показників мікроклімату і вмісту шкідливих речовин у робочій зоні. Реалізація зазначених заходів дозволяє знизити ризик негативного впливу небезпечних факторів на працівників, а також забезпечити належний рівень екологічної та виробничої безпеки.

У таблиці 5.1 наведено порівняння фактичних параметрів температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні з нормативними значеннями, встановленими відповідно до вимог ДСН 3.3.6.042–99.

Таблиця 5.1 – Порівняння рекомендованих та фактичних значень показників температури, вологості та швидкості повітря в робочій зоні.

Сезон року	Категорія робіт – 1б					
	Температура, °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/с	
	Оптим	Фактич	Оптим	Фактич	Оптим	Фактич
холодний	19–25	19–20	Не більше 75	40–65	Не більше 0,2	0,2
Теплий	19–25	20– 25	Не більше 75	40–70	Не більше 0,2	0,2

Для забезпечення ефективного видалення рідинних випарів і газоподібних речовин із приміщення, де експлуатується дисковий вакуум-фільтр, передбачено використання двох систем витяжної вентиляції з продуктивністю подачі повітря 100 м³/год кожна.

Параметри повітряного середовища в робочій зоні відповідають встановленим санітарно-гігієнічним нормам. Для підтримання необхідного температурного режиму в холодний період року застосовується система водяного опалення з температурою теплоносія 70–90 °С. У теплий період року необхідні параметри мікроклімату забезпечуються роботою витяжної вентиляції відповідно до вимог ГОСТ 2.04.05-86.

Застосування зазначених технічних рішень сприяє покращенню умов праці, забезпечує ефективне видалення шкідливих речовин із робочої зони, а також знижує ризик негативного впливу виробничих факторів на персонал і навколишнє середовище.

6.3. Небезпека враження електричним струмом

У разі розміщення установки на відкритому майданчику, відповідно до вимог Правил улаштування електроустановок (ПУЕ), її відносять до категорії особливо небезпечних електроустановок. Живлення обладнання здійснюється від трифазної мережі напругою 220/380 В з частотою струму 50 Гц. Під час експлуатації можливе виникнення небезпечних ситуацій, пов'язаних із випадковим увімкненням установки, пробоем напруги на корпус, дотиком до відкритих струмоведучих елементів, пошкодженням або старінням ізоляції, а також появою напруги на металевих частинах обладнання внаслідок короткого замикання.

Для забезпечення електробезпеки під час експлуатації обладнання передбачено комплекс захисних заходів. До них належать застосування пониженої напруги, використання захисного розділення електричних мереж, постійний контроль стану ізоляції, своєчасне проведення профілактичних робіт, обмеження доступу до струмоведучих частин та використання засобів індивідуального захисту.

З метою запобігання ураженню електричним струмом рубильники розміщуються у спеціальних шафах керування. Для автоматичного вимкнення електродвигунів у разі виникнення небезпечної ситуації використовуються захисні вимикачі. Електропроводка додатково захищається металевими рукавами, а на панелі керування встановлюються сигнальні лампи для індикації режимів роботи електрообладнання. На вузлах установки, які можуть опинитися під напругою, передбачені спеціальні затискачі для підключення системи заземлення.

До обслуговування установки допускається лише персонал, який має відповідну кваліфікацію та пройшов інструктаж з електробезпеки. Для контролю надійності ізоляції електричної системи проводяться випробування напругою 200 В частотою 50 Гц протягом однієї хвилини. Мінімально допустиме значення опору ізоляції повинно становити не менше 0,5 МОм. Перевірка стану ізоляції здійснюється за допомогою мегаомметра $Vm500a$, а контроль напруги — вольтметром $SM8124$. Ступінь захисту електрообладнання, розташованого всередині приміщення, визначається відповідно до вимог ГОСТ 14254-80.

Для безпечного виконання робіт із ручним інструментом застосовуються інструменти з неметалевими корпусами та ізольованими рукоятками. Додатковими засобами захисту є гумові рукавички, діелектричне взуття та покажчики напруги, встановлені поблизу електричних щитів. Затискачі заземлення позначаються червоним кольором і маркуються незмивним написом «ЗЕМЛЯ». У разі виникнення аварійної ситуації передбачено обов'язкове захисне заземлення установки з опором заземлювального пристрою $R_{\text{зз}} = 3,8 \text{ Ом}$ відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-82. Реалізація зазначених заходів забезпечує безпечну експлуатацію електроустановок та знижує ризик виникнення нещасних випадків.

6.4. Пожежна безпека

Під час експлуатації електричного обладнання в умовах дії вібрацій, ударних навантажень та різких коливань можливе погіршення якості електричних контактів і послаблення з'єднань провідників. Це може спричинити локальний перегрів контактних ділянок, пошкодження ізоляції та виникнення пожежонебезпечних ситуацій. Тому під час експлуатації електричних машин необхідно враховувати вплив зазначених факторів і застосовувати відповідні заходи захисту.

Відповідно до вимог Правил улаштування електроустановок (ПУЕ), установка «дисковий вакуум-фільтр» належить до зони класу В, а за Основними нормами технологічного проектування (ОНТП 24-86) ступінь її захисту відповідає класу П-Па. Згідно з вимогами СНіП 2.01.02-85 будівля, у якій розміщується обладнання, має II ступінь вогнестійкості.

Для попередження виникнення пожеж необхідно суворо дотримуватися технологічних вимог та правил експлуатації обладнання. Забороняється використання відкритого вогню поза спеціально визначеними місцями, а паління дозволяється лише у відведених для цього зонах. Обслуговуючий персонал повинен регулярно проходити інструктажі з охорони праці та пожежної безпеки.

У виробничому приміщенні мають бути передбачені засоби пожежної сигналізації та оперативного зв'язку з пожежно-рятувальними службами. Для локалізації можливих осередків займання поблизу установки необхідно розміщувати первинні засоби пожежогасіння, зокрема ящики з піском, протипожежні покривала та вогнегасники. Для гасіння незначних осередків займання на знеструмленому електрообладнанні рекомендується застосовувати вуглекислотні вогнегасники типу ОУ-8, а для гасіння електроустановок, що перебувають під напругою, — порошкові вогнегасники типу ОП-10.

Приміщення, у якому встановлено дисковий вакуум-фільтр, повинно бути обладнане пожежними гідрантами, розташованими на відстані 30 м один від одного та укомплектованими рукавами довжиною до 10 м. Відстань від робочого місця до евакуаційного виходу не повинна перевищувати 40 м, а кількість евакуаційних виходів має бути не меншою ніж два. Відповідно до вимог СНіП 2.09.02-85 ширина дверного прорізу евакуаційного виходу повинна становити не менше 2 м, при цьому двері мають відкриватися у напрямку виходу з приміщення.

Своєчасне технічне обслуговування обладнання, дотримання правил пожежної безпеки та належний рівень підготовки персоналу сприяють

запобіганню аварійним ситуаціям і забезпечують безпечну та надійну експлуатацію електричних установок.

6.5. Освітлення

Рационально спроектована система освітлення на підприємствах машинобудівної галузі має важливе значення для забезпечення ефективного та безпечного виробничого процесу. Якість освітлення безпосередньо впливає на збереження зору працівників, стан їх нервової системи, рівень працездатності та безпеку виконання виробничих операцій. У денний час виробничі приміщення освітлюються природним світлом, що створює більш комфортні умови праці та позитивно впливає на самопочуття персоналу.

Для забезпечення нормативного рівня природного освітлення приймається коефіцієнт природної освітленості КПО=1,0. Перевірка відповідності нормативним вимогам здійснюється шляхом розрахунку природного освітлення з урахуванням геометричних параметрів виробничого приміщення:

$L \times B = 15 \times 12$, висоти приміщення $H = 10\text{ м}$ та висоти робочої поверхні $h_p = 1,5\text{ м}$, $h_p = 1,5\text{ м}$.

При розрахунках враховується, що будівля розташована у місті Київ, яке належить до IV світлового поясу. Віконні прорізи орієнтовані на захід та не мають зовнішніх перешкод для проникнення природного світла, тому для приміщення приймається система бічного одностороннього природного освітлення. Крім того, враховується, що у виробничій зоні виконуються роботи середньої точності, що впливає на вибір нормативних параметрів освітлення.

Перед проведенням розрахунку визначаються необхідні коефіцієнти та параметри. Коефіцієнт запасу приймається $K_z = 1,3$, а світлова характеристика вікон η_v визначається залежно від співвідношень:

$$L/B = 15/12 = 1,25$$

та

$$B/h = 12/8 = 1,5$$

Відповідно до табличних даних значення світлової характеристики вікон становить $\eta_v = 12,75$, $\eta_v = 12,75$. Площа підлоги виробничого приміщення дорівнює $S_p = 180\text{ м}^2$, а кількість вікон приймається рівною 27.

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-28:2006 роботи з обслуговування технологічного обладнання належать до VI розряду, підрозряду «а», що передбачає загальне спостереження за виробничим процесом.

Згідно з нормативами освітленість робочої зони оператора повинна становити $E_{\text{нор}}=150$ лк.

Для забезпечення необхідного рівня освітленості приймається лампа розжарювання типу Г потужністю 500 Вт зі світловим потоком $F=8300$ лм, при напрузі 220 В. З урахуванням допустимого відхилення світлового потоку фактична освітленість робочої поверхні становить $E_f=200$ лк = 200, що відповідає вимогам ДБН В.2.5-28:2006.

7. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

7.1. Опис і призначення деталі

У процесі виконання розділу «Технологія машинобудування» дипломного проєкту було розроблено технологічний процес виготовлення робочої частини ячеювкої шайби відповідно до конструкції, запропонованої у патенті, а також спроектовано необхідне технологічне оснащення. Визначено послідовність виконання технологічних операцій обробки деталі, здійснено підбір обладнання та ріжучого інструменту для кожного етапу технологічного процесу. Крім того, виконано розрахунок припусків і допусків на виготовлення деталі, визначено параметри режимів різання, сили різання та норми часу на виконання операцій.

Ячеювкова шайба розподільчої головки (рис. 8.1) призначена для забезпечення з'єднання зони фільтрації з джерелами вакууму та стисненого повітря. Деталь жорстко встановлюється на ячеювому валу дискового вакуум-фільтра. Кількість отворів у шайбі повинна відповідати кількості поздовжніх каналів валу.

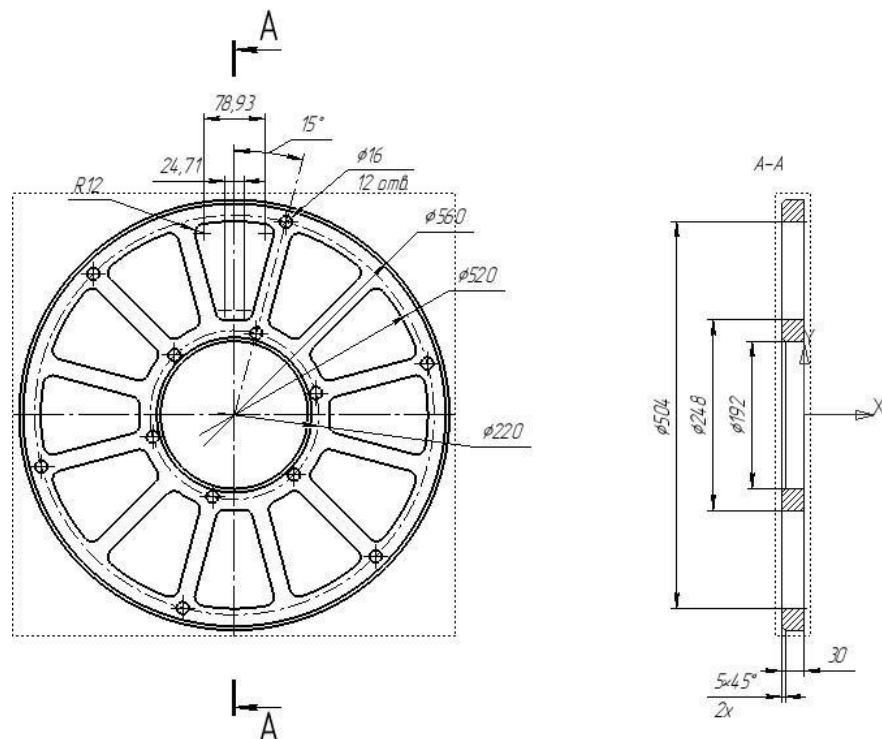


Рисунок 8.1 – Ескіз робочої частини ячеювкої шайби

Заготовку для виготовлення деталі (рис. 8.2) отримують із капролону (поліамід-6 згідно з ГОСТ 7850-86) у вигляді листового матеріалу розмірами 600×600 мм та товщиною 35 мм.

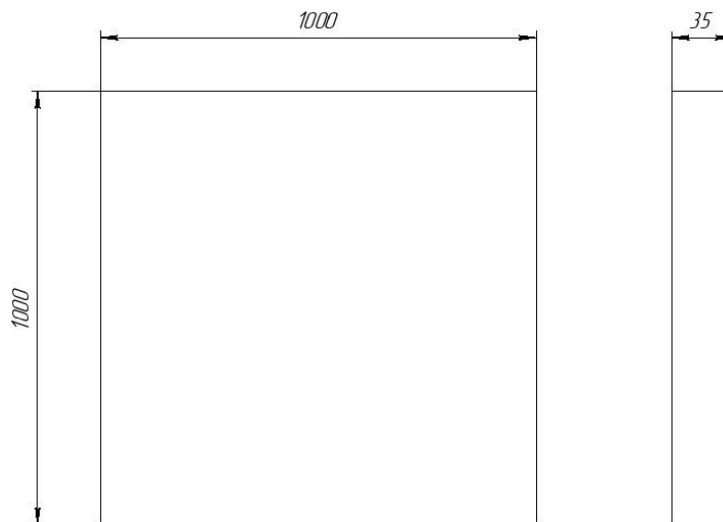


Рисунок 8.2 – Заготовка деталі

Капролон (поліамід-6) є сучасним синтетичним неметалевим матеріалом, який отримують у результаті полімеризації амідів амінокапронової кислоти. Даний матеріал широко застосовується як конструкційний та антифрикційний матеріал у різних галузях машинобудування. Постачається у вигляді листів, стрижнів, блоків, а також заготовок складної конфігурації. Виготовлення деталей із капролону здійснюється переважно методом механічної обробки заготовок.

Основні властивості капролону:

- густина матеріалу становить $1150\text{--}1160 \text{ кг/м}^3$;
- температура плавлення знаходиться в межах $220\text{--}250 \text{ }^\circ\text{C}$;
- межа міцності поліаміду-6 при розтягу складає $65\text{--}85 \text{ МПа}$;
- модуль пружності матеріалу становить $2300\text{--}3000 \text{ МПа}$;
- твердість за Брінеллем знаходиться в межах $160\text{--}180 \text{ НВ}$;
- коефіцієнт теплопровідності дорівнює $0,3 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт тертя по сталі складає $0,2\text{--}0,3$, а при використанні мастильних матеріалів може зменшуватись у десятки разів.

7.2. Призначення і вибір пристосування для обробки деталі

Заготовки з капролону достатньо добре піддаються механічній обробці на металорізальних верстатах. Однак під час обробки необхідно враховувати особливості матеріалу. У зв'язку з низькою теплопровідністю та відносно невисокою температурою плавлення, порівняно з металами, потрібно забезпечити ефективне відведення тепла із зони різання. Для цього рекомендується використовувати охолодження водою або стисненим повітрям. Крім того, важливим є забезпечення своєчасного видалення стружки від різального інструменту.

Виготовлення деталі здійснюється шляхом виконання операцій фрезерування. Для обробки використовується фрезерний верстат із числовим програмним керуванням, у якого менший розмір робочого стола становить не менше 600 мм. Як приклад може бути застосований верстат серії ФС160МФ3.

Для закріплення заготовки на столі верстата використовуються пересувні шарнірні прихвати відповідно до ГОСТ 9058-69 у поєднанні з ексцентриковими затискачами згідно з ГОСТ 9061-68. Загальний вигляд заготовки разом із пристосуванням наведений на рис. 8.3.

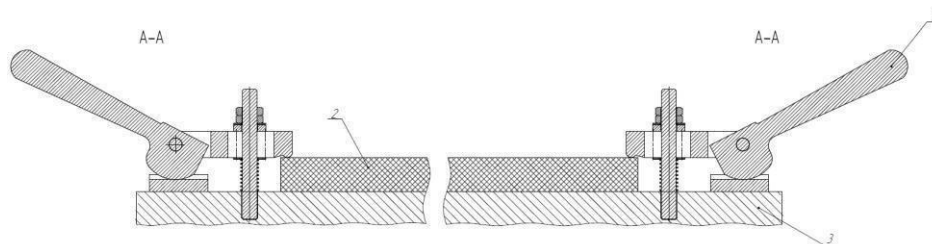


Рис. 8.3. Заготовка з пристосуванням

Ексцентрикові кулачки являють собою круглі диски, у яких вісь обертання зміщена відносно геометричного центра. Така конструкція забезпечує створення затискного зусилля під час обертання кулачка.

Принцип роботи ексцентрикового затискача (рис. 8.4) полягає в наступному: під час повороту рукоятки у напрямку стрілки ексцентриковий кулачок перекочується та ковзає по опорній поверхні, створюючи притискне зусилля. У результаті цього за допомогою прихвату здійснюється надійне закріплення деталі.

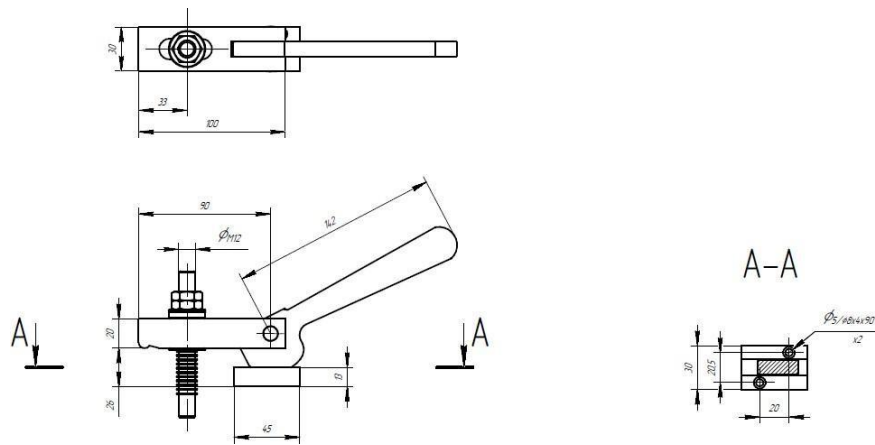


Рис. 8.4. Ексцентриковий зажим

7.3. Розрахунок сил закріплення деталі

Силу затискання визначають за залежністю:

$$Q = \{M_{\{kr\}}\} / \{f \cdot r\}$$

де

$M_{кр}$ - крутний момент свердла;

f - коефіцієнт тертя на робочих поверхнях;

r - радіус прикладання сили затискання.

Для забезпечення надійності закріплення силу затискання додатково збільшують за рахунок коефіцієнта запасу K . Тоді остаточна формула для визначення сили затискання має вигляд:

$$Q = \{K \cdot M_{\{кр\}}\} / \{f \cdot r\}$$

Обертовий момент $M_{кр}$ визначається за формулою:

$$M_{\{кр\}} = 10 \cdot C_{\{м\}} \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p$$

де:

$C_M=0,0345$;

$q=2$;

$y=0,8$;

$S=0,15$ мм/об — подача свердла;

K_p — коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки, приймаємо $K_p=0,7$.

Після підстановки числових значень отримуємо:

$$M_{kr} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 18^2 \cdot 0,15^{0,8} \cdot 0,7 = 17,15 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт запасу визначається як добуток окремих поправочних коефіцієнтів:

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6$$

$K_0 = 1,5$ – гарантований коефіцієнт запасу для усіх пристроїв;

$K_1 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує стан поверхні оброблюваної заготовки;

$K_2 = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив сил різання внаслідок поступового затуплення інструменту;

$K_3 = 1$ - коефіцієнт, який враховує збільшення сили різання при переривчастому різанні;

$K_4 = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує стабільність сили затискання, створюваної приводом пристосування;

$K_5 = 1$ - коефіцієнт, який враховує зручність розташування рукояток у затискному пристрої;

$K_6 = 1$ - коефіцієнт, що враховує наявність моментів, які можуть спричинити поворот заготовки.

7.4. Висновки

У процесі виконання розділу «Технологія машинобудування» дипломного проєкту було розроблено технологічний процес виготовлення ячеєвої шайби. Визначено послідовність виконання технологічних операцій обробки деталі, здійснено підбір необхідного обладнання та ріжучого інструменту для кожного етапу технологічного процесу.

Крім того, виконано розрахунок припусків і допусків на виготовлення деталі, визначено параметри режимів різання, сили різання, а також норми часу на виконання технологічних операцій. Отримані результати дають змогу забезпечити необхідну точність виготовлення деталі, підвищити ефективність процесу механічної обробки та забезпечити надійність роботи вузла в конструкції дискового вакуум-фільтра.

Висновки

У результаті виконання дипломного проєкту було проведено комплексне дослідження конструкції та принципу роботи дискового вакуум-фільтра, який використовується для розділення твердих і рідких фаз у гірничо-металургійній, хімічній та інших галузях промисловості. Виконано аналіз існуючих конструкцій розподільчих головок та визначено основні фактори, що впливають на ефективність процесу фільтрації, зневоднення осаду та продуктивність обладнання.

На основі патентного огляду сучасних технічних рішень обґрунтовано доцільність модернізації розподільчої головки дискового вакуум-фільтра. Запропонована конструкція передбачає зміну конфігурації зон вакууму та продування, що дозволяє збільшити тривалість сушіння осаду, покращити видалення залишкової вологи та підвищити ефективність регенерації фільтрувальної тканини. Реалізація запропонованого технічного рішення сприяє більш раціональному використанню вакуумної системи та зменшенню експлуатаційних втрат.

У ході виконання проєкту проведено необхідні конструкторські розрахунки модернізованого вузла, визначено його основні геометричні параметри та виконано перевірку працездатності конструкції. Розроблено комплект конструкторської документації, що включає складальне креслення модернізованої розподільчої головки та креслення окремих деталей.

За допомогою програмного комплексу ANSYS виконано числове дослідження напружено-деформованого стану модернізованої конструкції. Отримані результати показали, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимих значень для обраного матеріалу, а коефіцієнт запасу міцності забезпечує надійну та безпечну експлуатацію вузла в умовах дії робочих навантажень.

Результати проведених досліджень підтвердили ефективність запропонованої модернізації та можливість її впровадження на діючих дискових вакуум-фільтрах без суттєвих змін загальної конструкції обладнання. Застосування удосконаленої розподільчої головки дозволяє підвищити якість зневоднення осаду, покращити техніко-економічні показники роботи фільтра та збільшити надійність його експлуатації.

Таким чином, у дипломному проєкті вирішено актуальну інженерну задачу, пов'язану з підвищенням ефективності роботи дискового вакуум-фільтра шляхом модернізації його розподільчої головки. Запропоноване технічне рішення може бути рекомендоване для використання на підприємствах, де застосовуються процеси вакуумної фільтрації технологічних суспензій.

