

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ШОСТКИНСЬКИЙ ІНСТИТУТ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Кафедра хімічної технології високомолекулярних сполук

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА**  
зі спеціальності 6.133 Галузеве машинобудування

Тема проекту: Виробництво подвійного суперфосфату. Розробити установку  
подрібнення великої фракції суперфосфату потужністю  
10м<sup>3</sup>/годину по дрібній фракції

Виконав студент

Залікова книжка:

№ \_\_\_\_\_

Захищений з оцінкою:

Керівник проекту

Дегтяр Олексій Віталійович

\_\_\_\_\_  
ПІБ

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ШОСТКИНСЬКИЙ ІНСТИТУТ**  
**СУМСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Спеціальність 6.133 Галузеве машинобудування

**«ЗАТВЕРДЖУЮ»**

Зав. кафедрою ХТВМС

\_\_\_\_\_ Серeda В. І.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

Студенту: Дегтяр Олексій Віталійович

група ХМ-91 Ш-0 курс ІV

- Тема бакалаврської роботи:** Виробництво подвійного суперфосфату. Розробити установку подрібнення великої фракції суперфосфату потужністю 10м<sup>3</sup>/годину по дрібній фракції
- Вихідні дані:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

3. Перелік обов'язкового графічного матеріалу (листи А1)

3.1 Загальний вигляд 2хА1;

3.2 Технологічна схема А1;

3.3 Складальні креслення 2хА1.

4. Література та матеріали, які рекомендуються:

Контрольні терміни виконання: \_\_\_\_\_ квітень – травень \_\_\_\_\_

Етап і розділи комплексного курсового проекту	Т И Ж Д Е Н Ь					
	1, 2	3, 4	5,6	7,8	9	10
1 Опис схеми, апарата	х х					
2 Технологічна частина		х х				
3 Розрахунки на міцність, герметичність та стійкість			х х			
4 Розробка креслень				х х		
5 Оформлення записки					х	
6 Захист проекту						х

6. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ Лютий \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

7. Термін захисту бакалаврської роботи \_\_\_\_\_ Червень \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Керівник бакалаврської роботи \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка 40 сторінок, 2 рисунки, 2 таблиці, 12 джерел

Графічні матеріали: Загальний вид валкової дробарки – 2 креслення формату А1  
Схема виробництва суперфосфату – 1 схема формату А1, Валок рухомий – 1 креслення формату А1, Пристрій запобіжний - 1 креслення формату А2, ступиця – 1 креслення формату А3, бункер – 1 креслення формату А2.

Тема проекту: Виробництво подвійного суперфосфату. Розробити установку подрібнення великої фракції суперфосфату потужністю 10м<sup>3</sup>/годину по дрібній фракції

Розрахована і спроектована валкова дробарка, що використовується у виробництві суперфосфату, описано технологічну схему отримання суперфосфату, зроблено технологічні розрахунки та визначено конструктивні розміри дробарки. Розглянуто монтаж та ремонт дробарки.

Описано заходи безпеки під час проведення робіт.

Ключові слова: суперфосфат, дробарка, розрахунок, коефіцієнт, ремонт

## Зміст

Вступ	5
1 Технологічна частина	7
1.1 Опис технологічної схеми отримання суперфосфату	7
1.2 Теоретичні основи процесу	8
1.3 Опис об'єкта розробки та вибір основних конструкційних Матеріалів	9
2 Технологічні розрахунки процесу та апарату	12
2.1 Технологічні розрахунки та визначення конструктивних розмірів Апарату	12
2.2 Вибір циклону з визначенням гідравлічного опору	15
3 Розрахунки апарату на міцність	21
3.1 Розрахунок зубчастого прямозубого зачеплення	21
3.2 Розрахунок клинопасової передачі	27
3.3 Розрахунок з'єднання шестерні з валом	29
4 Монтаж та ремонт дробарки	34
4.1 Монтаж дробарки	34
4.2 Ремонт дробарки	34
5 Охорона праці	36
5.1 Аналіз потенційних небезпек, що виникають під час експлуатації обладнання	36
5.2 Заходи безпеки під час проведення робіт	37
Висновки	39
Список літератури	40

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ВД					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дипломний проект			Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.								4	40	
Перевір.								СумДУ		
Консульт.										
Консульт.										
Рецензент										



операції здійснюються в безперервно-діючих апаратах. У країні су-перфосфатні заводи працюють безперервним способом з використанням трьох-чотирьохкамерних змішувачів і кільцевих камер, що обертаються.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

# 1 Технологічна частина

## 1.1 Опис технологічної схеми отримання суперфосфату

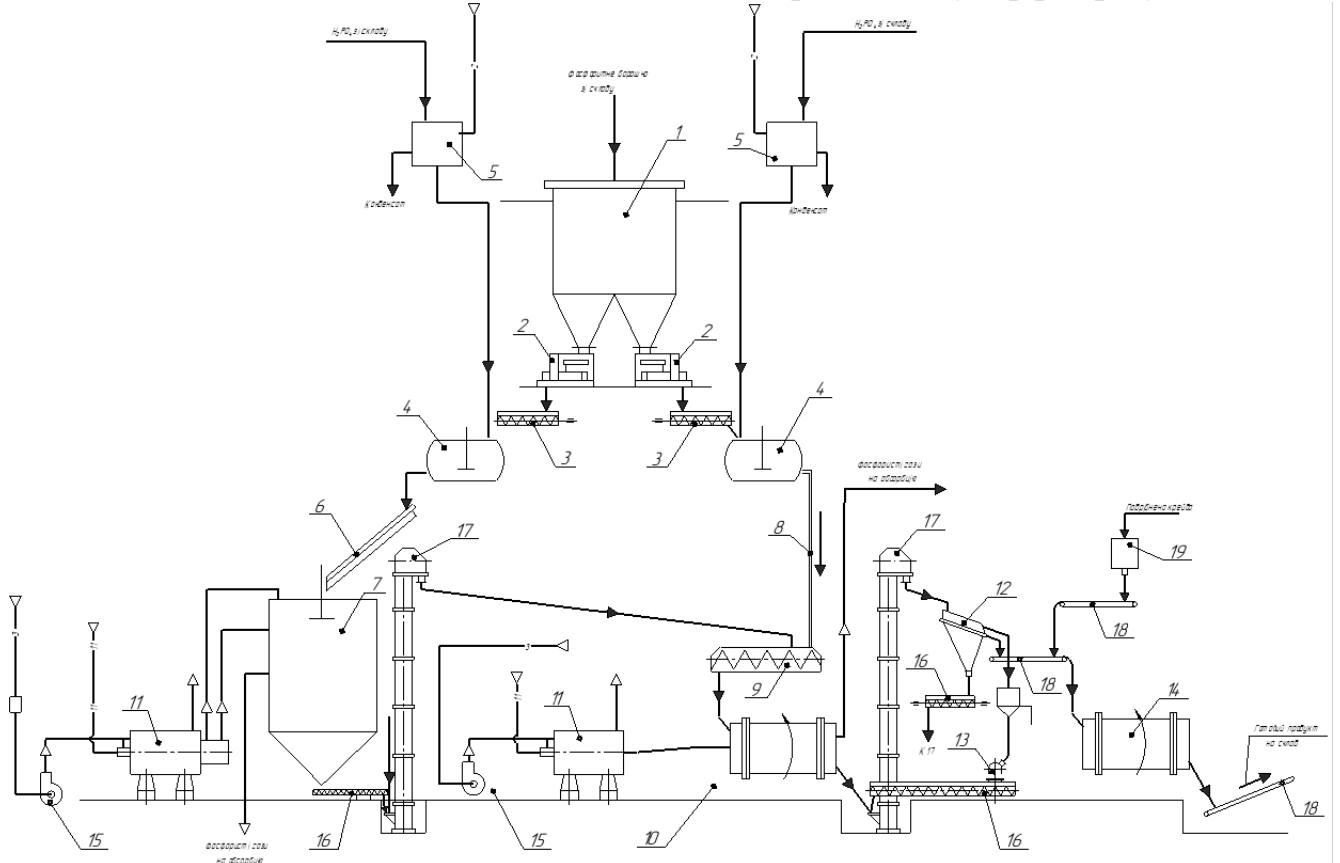


Рисунок 1.1 – Схема отримання подвійного суперфосфату

Виробництво суперфосфату за безкамерним методом (див. рис. 1.1) здійснюється згідно з наступною технологічною схемою. Фосфоритне борошно пневмотранспортом зі складу подається в бункер 1, з якого через ваговий дозатор 2 шнеком 3 подається в реактор-змішувач 4. Фосфорна і сірчана кислота зі складу надходять у напірний бак 5, з якого надходять в реактор-змішувач 4. У реакторі-змішувачі 4 при 95°C відбувається взаємодія кис-лот з фосфоритним борошном і утворення суперфосфату. Тривалість процесу 60 хв. Утворена пульпа одного реактора по лотку 6 направляється для сушіння в розпилювальну сушарку 7. Інша частина пульпи (приблизно половина) по трубі 8 надходить у двовальний горизонтальний шнек змішувач-гранулятора 9. У шнеку пульпа змішується з порошкоподібним продуктом в результаті сушіння пульпи в розпилювальній сушилці. Для отримання гранул з вологістю 21-22% в шнек змішувач-гранулятора додається деяка кількість ретур (дрібна фракція готового продукту), отриманого при розсіві.

Гранульований продукт сушиться в барабанній сушарці 10 до кінцевої вологості 2,5%. Сушіння здійснюється димовими газами, отриманими в топці 11 при спалюванні газоподібного палива. Температура газів, на вході в барабан 600°C, на виході з барабана 130°C. Температура гранул на виході з барабана 90-95°C. Режим сушіння пульпи в розпилювальній сушарці наступний: температура димових газів на вході в сушарку 700 ° С, на виході з сушарки 130 ° С. Температура матеріалу, що виходить із сушарки, 95 ° С, вологість матеріалу не більше 3%.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ

Лист

7

Фтористі газу, що утворилися в розпилювальній і барабанній сушарках, направляються в цех уловлювання, де фтор переробляється в різні солі.

Висушений продукт надходить на двоситний гуркіт 12, де він просіюється на три фракції. Найбільша фракція прямує на дробарку 13 для подрібнення та повернення в цикл. Середня фракція із розміром гранул 1-4 мм є товарною продукцією. Дрібна фракція розміром частинок менше 1 мм повертається в шнек змішувач-гранулятора 9.

Товарна продукція з гуркоту надходить у барабан-нейтралізатор 14, де вона нейтралізується меленою крейдою. Готовий продукт розфасовується в тару та прямує до складу.

## 1.2 Теоретичні основи процесу

Використання твердих матеріалів, подрібнених на шматки (шляхом дроблення) або в порошок (шляхом розмелювання), дозволяє значно прискорити такі процеси, як розчинення, екстрагування (витяг), випал, хімічна взаємодія, які протікають тим швидше, чим більше загальна по- верхня частина твердої речовини. Зазвичай подрібнюють тверді палива, сировину, напівфабрикати та готові продукти.

Всі тверді матеріали можна розділити на дві групи: крихкі і пластичні. При розчавленні крихких матеріалів енергія витрачається на пружну деформацію, виділення тепла і, значною мірою, на подолання сил зчеплення у самому матеріалі. При подрібненні ж пластичних матеріалів більшу частину енергії поглинає пластична деформація матеріалу. У процесі руйнування при багаторазовому навантаженні твердих тіл відбувається зниження їхньої механічної міцності.

Під дією зовнішніх деформуючих зусиль у товщі тіла утворюються тріщини, початком яких зазвичай служать природні дефекти тіла. Коли зовнішнє навантаження перевищує межі пружності, тіло руйнується з утворенням нової поверхні. Величина одержуваних у своїй товарів встановлюється з вимог технології споживаючих виробництв.

Щоб шматки подрібнюваного матеріалу втягувалися внаслідок тертя між валками, розмір шматків повинен бути приблизно в 20 разів менший за діаметр валків. Тому гладкі валки застосовуються тільки для середнього та дрібного дроблення. Ступінь подрібнення крихких і середньої твердості матеріалів на валкових дробарках досягає  $i = 10 - 15$ , а розмір шматків продукту дроблення коливається від 10 до 5 мм (гранично до 2-3 мм). Для твердих матеріалів ступінь дроблення значно нижчий ( $i = 3 - 4$ ).

Співвідношення між кутом тертя і кутом захоплення легко визначається з розгляду сил, що діють на шматок матеріалу, що знаходиться між валками (рисунок 2). Для втягування шматка між валками і його подрібнення необхідно, щоб втягуючі сили  $2fP\cos\alpha$  при обертанні двох валків були більше виштовхувальних сил  $2P\sin\alpha$ , тобто повинна дотримуватися наступна умова  $2fP\cos\alpha > 2P\sin\alpha$ . Звідси отримуємо  $\operatorname{tg}\alpha < f$  або

$$\operatorname{tg}\alpha < \operatorname{tg}\varphi \quad (1.1)$$

де  $\varphi$  - кут тертя;  $\alpha$  - кут захоплення, утворений двома дотичними в точках зіткнення шматка матеріалу з валками;  $P$  – сила тиску валків.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8





рухомі підшипники і, отже, на валок, що обертається в них, натискає пружина 6, тиск якої регулюється натискними болтами. Максимальне зближення валків, що визначає ширину щілини і крупність матеріалу, що випускається, регулюється за допомогою сталевих прокладок. Пружинний притиск рухомого валка дозволяє запобігти подрібненню при попаданні в неї металевих предметів або дуже великих шматків. Валки можуть приводитися у обертання за допомогою зубчастої та ремінної передач, але внаслідок рухливості підшипників одного з валків у зубчастій передачі мають місце сильний шум та велике зношування зубів. Тому у валкових дробарках ряду конструкцій або кожен валок приводиться в обертання від самостійної ремінної передачі, або вони пов'язані один з одним за допомогою ремінної передачі з натяжними роликками. Окружна швидкість валків у тихохідних дробарках коливається від 1 до 2 м/сек, а швидко-хідних — від 3 до 5 м/сек. Зазвичай валки, що дроблять, закривають кожухом, що не допускає поширення пилу в приміщеннях. Подрібнений матеріал подається живильником у робочий простір дробарки через приемную воронку. При этом загрузка должна равномерно распределяться по длине валков.

Щоб шматки подрібнюваного матеріалу втягувалися внаслідок тертя між валками, розмір шматків повинен бути приблизно в 20 разів менший за діаметр валків. Тому гладкі валки застосовуються тільки для середнього та дрібного дроблення. Ступінь подрібнення крихких і середньої твердості матеріалів на валкових дробарках досягає  $i = 10 - 15$ , а розмір шматків продукту дроблення коливається від 10 до 5 мм (гранично до 2-3 мм). Для твердих матеріалів ступінь дроблення значно нижчий ( $i = 3 - 4$ ).

Вибір конструкційного матеріалу, що визначається умовою експлуатації проектного елемента, вузла або апарату (температура, тиск, величина навантаження, характер агресивного впливу середовища, вимоги до якості перероблюваного продукту і т. д.), слід виконувати так, щоб при низькій вартості та не дефіцитності матеріалу забезпечувати ефективну технологію виготовлення елемента (виробу).

Так як в апараті здійснюється технологічний процес із застосуванням продукту має кисле середовище, то для забезпечення умов роботи апарату прийнята хромиста сталь Х18 ГОСТ 5632-80. Сталь характеризується гарною корозійною стійкістю в середовищі, її рекомендується застосовувати в температурному інтервалі  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+560^{\circ}\text{C}$  для корпусних елементів, до  $600^{\circ}\text{C}$  – для внутрішніх пристроїв без обмеження тиску. Сталь технологічна, добре зварюється, добре деформується в холодному і гарячому стані, добре обробляється всіма видами різання, характеризується задовільними ливарними властивостями, має зносостійкість. Хімічний склад і механічні властивості представлені у таблиці 1.1.

Таблица 1.1 - Химический состав и механические свойства стали Х18

C, %	Mn, %	Si, %	Cr, %	Ni, %	Cu, %	Ti, %	S, %	P, %	$E \cdot 10^5$ МПа	$\sigma$ МПа	$\sigma$ МПа	$\delta$ %
0,12	0,7	0,8	17-18	2-11	0,3	0,8	0,025	0,035	2,1	212	528	38



## 2 Технологічні розрахунки процесу та апарату

### 2.1 Технологічні розрахунки та визначення конструктивних розмірів апарату

Відповідно до завдання для подрібнення кускового суперфосфату прийнята валкова дробарка. Потужність виробництва за завданням 10 м<sup>3</sup>/год готової продукції. З існуючих технологічних процесів [5], безповоротні втрати становлять величину 2%, отже, необхідна потужність дробарки

$$G = 1,02 \cdot G_0 \quad (2.1)$$

$$G_0 = V \rho_n \quad (2.2)$$

де  $V=10$  м<sup>3</sup>/ч (згідно завдання)

$\rho_n = 880$  кг/м<sup>3</sup> – насипна щільність суперфосфату

Тоді  $G = 2,44$  кг/с.

З огляду на те, що товарна продукція має максимальний розмір гранул  $\delta = 5$  мм, встановлюємо зазор між валками  $a = 5$  мм.

За даними таблиці 2.2 [ ] попередньо приймаємо за ГОСТ 18266-72 валкову дробарку з гладкими валками. Тип дробарки ДГ 600х400, яка має такі параметри:

Діаметр валка,  $D = 600$  мм;

Довжина валка,  $L = 400$  мм;

Максимальний розмір шматка, що завантажується,  $\delta_m = 30$  мм;

Зазор між валками,  $a = 2 \div 14$  мм;

Частота обертання валка,  $n = (2,0; 2,5; 3,16)$  с<sup>-1</sup>;

Потужність електродвигуна,  $N = 22$  кВт.

З діапазону швидкостей приймаємо  $n = 3,16$  с<sup>-1</sup>.

Окружна швидкість валка

$$\omega = \pi \cdot D \cdot n \quad (2.3)$$

$$\omega = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 3,16 = 5,95 \text{ м/с}$$

Продуктивність валкової дробарки

$$G = a \cdot L \cdot \omega \cdot \rho_n \cdot \mu, \quad (2.4)$$

де  $\rho_n = 880$  кг/м<sup>3</sup> – насипна щільність матеріалу;

$\mu = 0,25$  – коефіцієнт розпушування для гладких валків, що характеризує ступінь заповнення між валками матеріалу..

Тоді

$$G = 0,005 \cdot 0,4 \cdot 5,95 \cdot 880 \cdot 0,25 = 2,618 \text{ кг/с.}$$

Або

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



$$N = \frac{40 \cdot 60 \cdot 3,16 \cdot 60}{35300} \cdot \left( \frac{3,14}{2} + \frac{60^2}{24000} \right) = 19,8 \text{ кВт},$$

що задовольняє потужності двигуна.

Кутова швидкість обертання валка

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.8)$$

$$\omega_0 = \frac{3,14 \cdot 236}{30} = 24,7 \text{ рад/с.}$$

Крутний момент на валу валка

$$T = \frac{1000 \cdot N}{\omega_0} \quad (2.9)$$

$$T = \frac{1000 \cdot 19,8}{24,7} = 802 \text{ Н·м.}$$

Далі визначаємо діаметр валу під шестернею валка.

Визначаємо допустиму контактну напругу розтягування для матеріалу валу - сталь 45. По табл. ПЗ [11] межа плинності  $\sigma_T = 294$  МПа та коефіцієнт запасу міцності  $[n] = 2$ , тоді

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} \quad (2.10)$$

$$[\sigma_p] = \frac{294}{2} = 147 \text{ МПа.}$$

По третій теорії міцності дотичні напруги, що допускаються

$$[\tau] = 0,5 \cdot [\sigma_p] \quad (2.11)$$

$$[\tau] = 0,5 \cdot 147 = 73,5 \text{ МПа.}$$

Знаходимо полярний момент опору перерізу валу

$$W_p = \frac{T}{[\tau]} \quad (2.12)$$

$$W_p = \frac{802 \cdot 10^3}{73,5} = 10912 \text{ мм}^3$$

Діаметр валу визначаємо за формулою  $W_p \approx 0,2 \cdot d^3$ , звідки

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{W_P}{0,2}} \quad (2.13)$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{10912}{0,2}} = 57,3 \text{ мм};$$

приймаємо найближче стандартне значення діаметра валу  $d_B = 60 \text{ мм}$ .

## 2.2 Вибір циклону з визначенням гідравлічного опору

Для очищення повітря від пилу, що завжди супроводжує процес подрібнення матеріалу, виконаємо розрахунок циклону. Циклони знайшли найбільше застосування, тому що вони вловлюють тверді частинки з розмірами 100-3 мкм і мають хороший ступінь очищення (85-45%).

Вибираємо для розрахунку циклон типу ОТІ. Розміри циклону визначаються заданим ступенем дисперсності та швидкостями газу в самому циклоні (12-14 м/с), у вхідному отворі (18-20 м/с) і вихлопній трубі (4-8 м/с).

Прийmemo вихідні дані для розрахунку:  
продуктивність по повітряній суміші

$$V = \frac{L}{\rho_B} \quad (2.14)$$

$$V = \frac{4,1}{1,29} = 3,18 \text{ м}^3/\text{с};$$

найменший діаметр уловлюваних частинок:

$$d_{\min} = 0,3 \text{ мм};$$

швидкість газової суміші  
при вході в циклон:

$$\omega_{\text{вх}} = 20 \text{ м/с};$$

в циклоні:

$$\omega_{\text{ц}} = 12 \text{ м/с};$$

в вихлопній трубі:

$$\omega_{\text{тр}} = 8 \text{ м/с}.$$

Площа перерізу вхідного патрубку

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						





$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{3,18}{8}} = 0,71 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр вихлопної труби

$$d_{\text{н}} = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta \quad (2.21)$$

де  $\delta = 0,005$  м – прийнята товщина труби

$$d_{\text{н}} = 0,71 + 2 \cdot 0,005 = 0,72 \text{ м}$$

Діаметр циклону

$$D_{\text{ц}} = \frac{d_{\text{н}}}{1 - 10 \cdot \frac{\omega_{\text{о}}}{\omega_{\text{ц}}}} \quad (2.22)$$

$$D_{\text{ц}} = \frac{0,72}{1 - 10 \cdot \frac{0,32}{12}} = 1,12 \text{ м,}$$

т. до. розбіжність із раніше прийнятим значенням невелика, то приймаємо  $D = 1,2$  м.

Висота циліндричної частини циклону

$$h_1 = \frac{2 \cdot V}{(D - d_{\text{н}}) \cdot \omega_{\text{ц}}} \quad (2.23)$$

$$h_1 = \frac{2 \cdot 3,18}{(1,2 - 0,72) \cdot 12} = 1,1 \text{ м.}$$

Висота конусної частини циклону

$$h_2 = 5,05 \cdot b \quad (2.24)$$

$$h_2 = 5,05 \cdot 0,2 = 1,01 \text{ м.}$$

Гідравлічний опір циклону

$$\Delta p = \zeta_{\text{ц}} \cdot \frac{\omega_{\text{вх}}^2 \cdot \rho_{\text{г}}}{2} \quad (2.25)$$

де  $\zeta_{\text{ц}}$  – коефіцієнт опору для циклону типу ВТІ

$$\Delta p = 6 \cdot \frac{20^2 \cdot 1,29}{2} = 660 \text{ Па}$$

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Далі вибираємо вентилятор.  
Потужність, яку споживає вентилятор.

$$N = \frac{V_{\Delta p}}{1000 \cdot \eta} \quad (2.26)$$

де  $V$  – подача вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p$  – повний опір установки з урахуванням швидкісного тиску, Па;  $\eta = \eta_v \cdot \eta_{пр}$  – загальний ККД вентиляторної установки.

$$V = \frac{L}{\rho} \quad (2.27)$$

$$V = \frac{4,1}{1,29} = 3,18 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} + \Delta p_{ц} + \Delta p_{ск} \quad (2.28)$$

де

$$\Delta p_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2} \quad (2.29)$$

опір тертя повітроводів, Па;

$$\Delta p_{мс} = \sum \zeta \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2} \quad (2.30)$$

місцеві опори, Па;  $\Delta p_{ц}$  – опір циклонів;

$$\Delta p_{ск} = \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2} \quad (2.31)$$

швидкісний натиск, Па.

Приймаємо наступні вихідні дані для розрахунку:

Загальна довжина повітроводів  $l = 20$  м;

Кількість засувок  $n_z = 2$  шт.;

Кількість відводів під кутом  $90^\circ$   $n_{от} = 2$  шт.

Швидкість повітря у трубопроводах допускається в межах 10–20 м/с, приймаємо  $\omega_1 = 20$  м/с.

З рівняння витрати знаходимо діаметр повітроводу між апаратами

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}} \quad (2.32)$$

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18



Повний опір вентиляційної установки

$$\Delta p = 110 + 390 + 660 + 932 = 2092 \text{ Па.}$$

При ККД вентилятора  $\eta = 0,7$ , потужність, що споживається вентилятором,

$$N = \frac{3,18 \cdot 2092}{1000 \cdot 0,7} = 9,5 \text{ кВт.}$$

Приймаємо вентилятор В-Ц14-465К, що має продуктивність  $V = 3,67 \text{ м}^3/\text{с}$ , напір  $\Delta p = 2360 \text{ Па}$  та потужність двигуна  $N = 13,0 \text{ кВт}$ .

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3 Розрахунки апарату на міцність

#### 3.1 Розрахунок зубчастого прямозубого зачеплення

Вихідні дані:

Номинальний крутний момент у зачепленні

$$T = 802 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кутова швидкість обертання

$$\omega = 24,7 \text{ с}^{-1}$$

Передаточне відношення

$$u = 1,0$$

Потужність на валу валка

$$P = 19,8 \text{ кВт.}$$

Призначаємо матеріал для шестерні та колеса – сталь 40Х (поковка); термообробка – покращення. Для шестерні при радіусі заготовки до 100 мм:

$$\sigma_B = 850 \text{ МПа}; \sigma_T = 600 \text{ МПа}; 230\dots300 \text{ НВ}_1;$$

для колеса при радіусі заготовки до 300 мм:

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_T = 580 \text{ МПа}; 241 \text{ НВ}_2.$$

Межа витривалості зубів при згинанні, що відповідає базовому числу циклів зміни напруги

$$\sigma_{\text{Flimbl}}^0 = 1,8 \cdot \text{НВ}_1 \quad (3.1)$$

$$\sigma_{\text{Flimbl}}^0 = 1,8 \cdot 265 = 477 \text{ МПа.}$$

Для нереверсивної передачі коефіцієнт, що враховує характер застосування навантаження по табл. 3.20  $K_{\text{FC}} = 1,0$ ; т.к. термін служби передачі не заданий, то відповідно до рекомендацій коефіцієнт довговічності  $K_{\text{FL1}} = 1,0$ . Межа витривалості зубів при згинанні, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруги

$$\sigma_{\text{Fliml}} = \sigma_{\text{Flimbl}}^0 \cdot K_{\text{FC}} \cdot K_{\text{FL1}} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{\text{Fliml}} = 477 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 477 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки (формула 3.56 )

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (3.3)$$

$$S_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

де  $S'_F = 1,75$   $S''_F = 1,0$

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруги  $Y_s = 1,0$ ; коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба  $Y_R = 1,0$ .

Допустима напруга вигину для зубів шестерні (формула 3.1 )

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \cdot Y_s \cdot Y_R \quad (3.4)$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{477}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 272 \text{ МПа.}$$

Аналогічно визначаємо допустиму напругу для зубів колеса.

Межа витривалості зубів при згинанні, що відповідає базовому числу циклів зміни напруги

$$\sigma_{Flimb2}^0 = 1,8 \cdot HB_2 \quad (3.5)$$

$$\sigma_{Flimb2}^0 = 1,8 \cdot 241 = 434 \text{ МПа.}$$

Для нереверсивной передачі коефіцієнт, учитывающий характер приложения нагрузки по табл. 3.20  $K_{FC} = 1,0$ ; т.к. термін служби передачі не заданий, то відповідно до рекомендацій коефіцієнт довговічності  $K_{FL1} = 1,0$ . Межа витривалості зубів при згинанні, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруги

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flimb2}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{Flim2} = 434 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 434 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (3.7)$$

$$S_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

де  $S'_F = 1,75$ ,  $S''_F = 1,0$

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруги  $Y_s = 1,0$ ; коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба  $Y_R = 1,0$ .

Допустима напруга вигину для зубів шестерні



Коефіцієнт довговічності при тривалій експлуатації редуктора  $K_{HL2} = 1,0$ . Межа контактної витривалості

$$\sigma_{Hlim2} = 552 \cdot 1,0 = 552 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу  $S_{H2} = 1,1$ . Коефіцієнт, що враховує шорсткість поєднаних поверхонь  $Z_R = 0,95$ . Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість  $Z_v = 1,0$ . Допустима контактна напруга

$$[\sigma_{H2}] = \frac{552}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 477 \text{ МПа.}$$

Допустима контактна напруга передачі для прямозубого зачеплення  $[\sigma_H] = 477$  МПа. З умови міцності на контактну витривалість обчислюється початковий діаметр шестерні

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon)^2}{\psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.13)$$

тут  $T_{H1} = T_1 = 802 \text{ Н}\cdot\text{м} = 802000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$  – крутний момент на шестірні.

Орієнтовно окружна швидкість

$$v = 0,0125 \cdot \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} \quad (3.14)$$

$$v = 0,0125 \cdot \sqrt[3]{19,8 \cdot 1482^2} = 4,4 \text{ м/с.}$$

При цій швидкості потрібен ступінь точності зубчастих коліс – 9. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами  $K_{H\alpha} = 1,0$ . Коефіцієнт ширини зубчастого вінця при несиметричному розташуванні опор

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) \cdot \psi_{dmax} = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12.$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження за шириною вінця  $K_{H\beta} = 1,06$ .

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження  $K_{Hv} = 1,06$  (Визначається інтерполяванням). Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь  $Z_H = 1,0$ .

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених коліс  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$ . Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}, \quad (3.15)$$

де  $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ ; відповідно

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,966.$$

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



Початковий діаметр шестерні з умови фізичних характеристик обраного матеріалу

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 802000 \cdot 1,0 \cdot 1,06 \cdot 1,06 \cdot (1,0 \cdot 275 \cdot 0,966)^2}{1,12 \cdot 477^2} \cdot \frac{1,0 + 1}{1,0}} = 539,0 \text{ мм.}$$

Так як отримане значення діаметра менше прийнятого значення діаметра, прийнятого з компоновання валка і рівного 600 мм, то приймаємо остаточно,  
 $d_1 = 600 \text{ мм.}$

Модуль зачеплення з умови мінімального габариту апарату та умови оптимальної кількості зубів шестерні для некоррегованих зубчастих передач  $z_{\min} \geq 17$ , т.е. при  $z_1 = z + 2 = 50 + 2 = 52$ ,

$$m = \frac{d_{\omega 1}}{z_1} \quad (3.16)$$

$$m = \frac{600}{52} = 11,5 \text{ мм,}$$

що не відповідає стандартному значенню: приймаємо  $m = 12,0 \text{ мм.}$  Дане значення модуля вибрано з урахуванням умови узгодження діаметрів шестерень, тому що всі значення діаметрів мають парну величину.

Далі проводимо перевірочний розрахунок на контактну витривалість. Визначаємо розрахункову окружну швидкість

$$v = \frac{\pi \cdot d_{\omega 1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (3.17)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 600 \cdot 1482}{60 \cdot 1000} = 4,65 \text{ м/с,}$$

що практично збігається з прийнятою раніше швидкістю, тому перерахунок коефіцієнтів  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $Z_v$  виконувати не слід.

Ширину зубчастого вінця шестерні приймаємо конструктивно

$$b_{\omega} = 130 \text{ мм.}$$

Тоді коефіцієнт ширини зуба

$$\psi_d = \frac{b_{\omega}}{d_{\omega 1}} = \frac{130}{600} = 0,22$$

Число зубів колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 52 \cdot 1,0 = 52 ;$$

тоді дійсне значення коефіцієнта торцевого перекриття за формулою 3.3

										Лист
										25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right], \quad (3.18)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{52} + \frac{1}{52} \right) \right] = 1,76,$$

ВІДПОВІДНО,

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}. \quad (3.19)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,76}{3}} = 0,864.$$

Дійсна напруга при розрахунку контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot u + 1}{b_{\omega} \cdot d_{\omega 1}^2 \cdot u}} \quad (3.20)$$

$$\sigma_H = 1,0 \cdot 275 \cdot 0,864 \sqrt{\frac{2 \cdot 802000 \cdot 1,0 \cdot 1,06 \cdot 1,06 \cdot 1,0 + 1}{30 \cdot 600^2 \cdot 1,0}} =$$

$$= 193 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 477 \text{ МПа}.$$

Виконаємо перевірочний розрахунок зубів на витривалість за напругою вигину. Розрахункова напруга згину

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (3.21)$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку:

коєфіцієнти, що враховують форми зуба шестерні та колеса  $Y_{F1} = 3,7$ ,

$Y_{F2} = 3,6$ ;

коєфіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан

$Y_{\beta} = 1,0$ ;

розрахункове питоме навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \cdot T_{F1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (3.22)$$

де коєфіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,76 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,76} = 1,0;$$

										Лист
										26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



приймаємо стандартний діаметр  $d_{p2} = 315$  мм.

Швидкість ременя за формулою

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_3}{60 \cdot 1000} \quad (3.24)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 119,2}{60 \cdot 1000} = 0,56 \text{ м/с.}$$

Міжосьова відстань згідно з рекомендаціями

$$a = 0,95 \cdot d_{p2} = 0,95 \cdot 315 = 300 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина ременя

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4 \cdot a} \quad (3.25)$$

$$L = 2 \cdot 300 + \frac{3,14}{2} \cdot (90 + 315) + \frac{(315 - 90)^2}{4 \cdot 300} = 1278 \text{ мм,}$$

приймаємо стандартне значення:  $L = 1250$  мм.

За стандартною довжиною  $L$  уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} \quad (3.26)$$

$$a = \frac{2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (90 + 315) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (90 + 315)]^2 - 8 \cdot (315 - 90)^2}}{8} = 293 \text{ мм.}$$

Кут обхвату на меншому шківі за формулою

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{315 - 90}{293} = 134^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

Вихідна довжина ременя  $L_0 = 1600$  мм.

Відносна довжина ременя

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1250}{1600} = 0,781.$$

Тоді коефіцієнт довжини залежно від відношення  $L/L_0$ :  $C_L = 0,95$ .

Вихідна потужність при  $d_{p1} = 90$  мм та  $v = 0,56$  м/с передана полікліновим ремнем з 10 ребрами:  $P_0 = 3,72$  кВт.

										Лист
										28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Коефіцієнт кута обхвату залежно від  $\alpha_1 = 134^\circ$ :  $C_\alpha = 0,876$ .

Поправка до моменту, що крутить, на передатне число по  $\Delta T_u = 5,4$  Н·м.

Поправка до потужності

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_6 \quad (3.27)$$

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot 5,4 \cdot 119,2 = 0,064 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт режиму роботи за заданих умов роботи:

$$C_P = 1,0.$$

Допустима потужність, що передається полікліновим ременем з 10 ребрами за формулою 2.24 [ ]

$$[P] = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) \cdot C_P \quad (3.28)$$

$$[P] = (3,72 \cdot 0,876 \cdot 0,95 + 0,064) \cdot 1,0 = 3,35 \text{ кВт}$$

Число ребер поліклінового ременя за формулою

$$Z = \frac{10 \cdot P_3}{[P]}, \quad (3.29)$$

$$Z = \frac{10 \cdot 2,8}{3,35} = 8,86,$$

приймаємо число ребер  $Z = 9$ .

Сила початкового натягу поліклінового ременя з числом ребер  $Z = 9$  по формулі

$$S_0 = \frac{780 \cdot P_3}{v \cdot C_\alpha \cdot C_P} + \frac{q_{10} \cdot Z}{10} \cdot v^2 \quad (3.30)$$

$$S_0 = \frac{780 \cdot 2,8}{0,56 \cdot 0,876 \cdot 1,0} + \frac{0,45 \cdot 9}{10} \cdot 0,56^2 = 4452 \text{ Н,}$$

де  $q = 0,45$  кг/м

Зусилля, що діє на вали передачі за формулою:

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (3.31)$$

$$Q = 2 \cdot 4452 \cdot \sin \frac{134^\circ}{2} = 7734 \text{ Н.}$$

### 3.3 Розрахунок з'єднання шестерні з валом

										Лист
										29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Вихідні дані

переданий момент, що крутить,  $T = 0,802 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ;

діаметр вінця  $D = 600 \text{ мм}$ ;

діаметр впадин  $d_f = 570 \text{ мм}$ ;

ширина ступиці  $l = 160 \text{ мм}$ .

Визначаємо допустиму контактну напругу розтягування для матеріалу валу - сталь 45. Межа плинності  $\sigma_T = 294 \text{ МПа}$  та коефіцієнт запасу міцності  $[n] = 2$ , тоді

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} \quad (3.32)$$

$$[\sigma_p] = \frac{294}{2} = 147 \text{ МПа.}$$

По третій теорії міцності дотичні напруги, що допускаються

$$[\tau] = 0,5 \cdot [\sigma_p] \quad (3.33)$$

$$[\tau] = 0,5 \cdot 147 = 73,5 \text{ МПа.}$$

Знаходимо полярний момент опору перерізу валу

$$W_p = \frac{T}{[\tau]} \quad (3.34)$$

$$W_p = \frac{802 \cdot 10^3}{73,5} = 10912 \text{ мм}^3$$

Діаметр валу визначаємо за формулою  $W_p \approx 0,2 \cdot d^3$ , звідки:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}} \quad (3.35)$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{10912}{0,2}} = 57,3 \text{ мм};$$

приймаємо найближче більше стандартного значення діаметра валу  $d_B = 60 \text{ мм}$ .

Для діаметра  $d_B = 30 \text{ мм}$  по приймаємо розміри шпонки з призматичною шпонкою:  $b = 8 \text{ мм}$ ;  $h = 7 \text{ мм}$ ;  $t_1 = 4 \text{ мм}$ .

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

У загальному машинобудуванні напруги, що допускаються, на змінання для матеріалу шпонок приймаються рівними  $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$  МПа, при цьому менше значення напруги беруть для чавунних маточок. Приймаємо  $[\sigma_{см}] = 100$  МПа. Тоді потрібна робоча довжина шпонки за формулою:

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]} \quad (3.36)$$

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{30 \cdot (7 - 4) \cdot 100} = 66 \text{ мм};$$

т.к.  $l_1 > 1$ , тоді довжина шпонки більше ширини маточини, то приймаємо діаметр валу  $d_v = 60$  мм. У цьому випадку параметри шпонки:  $b = 12$  мм;  $h = 8$  мм;  $t_1 = 5$  мм. Тоді потрібна робоча довжина шпонки

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 0,802 \cdot 10^6}{60 \cdot (8 - 5) \cdot 100} = 90 \text{ мм};$$

Тоді в такому випадку  $l_1 > 1$ , то приймаємо в з'єднанні валу зі маточкою дві шпонки, тоді робоча довжина однієї шпонки

$$l_1 \geq \frac{90}{2} = 45 \text{ мм};$$

отже, довжина шпонки

$$l_{шп} = l_1 + b = 45 + 12 = 57 \text{ мм};$$

приймаємо стандартне значення довжини шпонки  $l_{шп} = 60$  мм, причому умова  $l_{шп} < l$  виконується

Далі розраховуємо посадку зубчастого вінця на центр черв'ячного колеса. Обчислюємо необхідний середній тиск на посадковій поверхні

$$p = \frac{2 \cdot T}{f \cdot \pi \cdot D^2 \cdot b_1} \quad (3.37)$$

$$p = \frac{2 \cdot 0,802 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 3,14 \cdot 100^2 \cdot 32} = 3,98 \text{ МПа},$$

де  $b_1 = 0,7 \cdot l = 0,7 \cdot 45 = 32$  мм.

Визначаємо мінімальний необхідний натяг для забезпечення необхідного тиску

$$i'_m = 10^6 \cdot p \cdot D \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.38)$$

де  $i'_m$  визначається в мкм;

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$C_1 = \frac{D^2 + d_B^2}{D^2 - d_B^2} - \mu_1 = \frac{100^2 + 40^2}{100^2 - 40^2} - 0,25 = 1,13;$$

$$C_2 = \frac{d_f^2 + D^2}{d_f^2 - D^2} + \mu_2 = \frac{135^2 + 100^2}{135^2 - 100^2} + 0,32 = 3,75,$$

де  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – Коефіцієнти Пуассона для матеріалів. Отже, після підстановки даних, де модулі пружності  $E_1 = 1,3 \cdot 10^5$  МПа та  $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа відповідно.

$$i'_M = 10^6 \cdot 3,98 \cdot 0,1 \cdot \left( \frac{1,13}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{3,75}{1,1 \cdot 10^5} \right) = 20,5 \text{ мкм.}$$

З урахуванням нерівностей поверхонь, що згладжуються при запресуванні, мінімальний натяг повинен бути не меншим

$$i_M = i'_M + 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}) = 20,5 + 1,2 \cdot (2,5 + 5,0) = 29,5 \text{ мкм.}$$

Підбираємо посадку за мінімальним натягом  $i_M = 29,5$  мкм. Приймаємо посадку Н5/г5. Діаметр отвору  $100^{+0,015}$ , діаметр валу  $100^{+0,066}_{+0,051}$ . Найменший натяг  $i_M = 36$  мкм, найбільший натяг  $i_6 = 66$  мкм.

Перевіряємо міцність з'єднання. Небезпечними для цього випадку є точки на внутрішній поверхні охоплює деталі. Перевірку міцності виконуємо по більшому розрахунковому (з урахуванням згладжування поверхонь) натягу, що відповідає обраній посадці

$$i'_6 = i_6 - 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}) = 66 - 1,2 \cdot (2,5 + 5,0) = 57 \text{ мкм.}$$

Середній тиск при натягу  $i'_6$

$$p_{\max} = p \cdot \frac{i'_6}{i'_M} = 3,98 \cdot \frac{57}{20,5} = 11,1 \text{ МПа.}$$

Радіальна напруга в небезпечній точці (мінімальна головна напруга  $\sigma_3$ )

$$\sigma_r = \sigma_3 = -p_{\max} = -11,1 \text{ МПа.}$$

Окружна напруга в небезпечній точці (максимальна головна напруга  $\sigma_1$ )

$$\sigma_t = \sigma_1 = p_{\max} \cdot \frac{d_f^2 + D^2}{d_f^2 - D^2} \quad (3.39)$$

$$\sigma_t = \sigma_1 = 11,1 \cdot \frac{135^2 + 100^2}{135^2 - 100^2} = 38,1 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга з гіпотези найбільших дотичних напруг (третя теорія міцності)

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_{\text{ЭШ}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 38,1 - (-11,1) = 49,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						





## 4 Монтаж та ремонт дробарки

### 4.1 Монтаж дробарки

Валкову дробарку, що надходить на монтажний майданчик у розібраному вигляді (окремими вузлами), монтують наступним чином.

Станину дробарки, що надходить із заводу виробника з опорними пластинами і пружинами, встановлюють спочатку на дерев'яні бруси товщиною 200-250 мм, попередньо укладені на фундамент. Пропускають у отвори для фундаментних болтів у станині дроту і прикріплюють до них фундаментні болти. Станину піднімають, забирають дерев'яні бруси і опускають її на покладені клини. Потім вивіряють станину по осі приводу натягнутою струною. Положення станини в горизонтальній площині вивіряють лінійкою і рівнем з ціною розподілу 0,1 мм на 1 м, що укладаються на оброблену опорну поверхню під опори підшипників, а по вертикальній осі дробарки схилом і штихмасом, підбиваючи клини. По закінченні вивіряння станини гайки анкерних болтів затягують до відмови і повторно перевіряють рівнем і схилом правильність установки станини, після чого під неї підливають бетонну суміш. Після затвердіння шару підливи встановлюють на місце привід дробарки. Правильність положення провідної шестерні перевіряють штангенциркулем або шаблоном. Потім перевіряють осьовий хід приводного валу індикатором шляхом зсуву валка по опорній площині.

Після установки ведучого валка здійснюється вивіряння та встановлення ведомого валка методом прилягання сполучених поверхонь. Прилягання має бути рівномірним по всій лінії контакту, що контролюється наявністю плям контакту. Дане регулювання слід вести з великою обережністю, стежачи за тим, щоб зуби шестерень правильно увійшли в зачеплення. Шестерні провертають, щоб переконатися у відсутності заїдання в зубчастій передачі та перевірити в кількох місцях радіальний зазор між зубами біля зовнішніх торців зубчастих коліс. Потім перевіряють за відміткою фарбою правильність прилягання зубів шестерень, що повинно становити не менше 50% за довжиною зуба і не менше 30% його висотою. Зачеплення регулюють підкладками по опорних поверхнях корпусів підшипників. Допускається правильне прилягання зубів шестерень виконувати припилювання зубів.

Далі встановлюють електродвигун і центрують його з приводом дробарки по напівмуфті.

Потім монтують і відчувають масляну систему і приступають до випробувань дробарки на холостому ході.

### 4.2 Ремонт дробарки

Поточний ремонт валкової дробарки включає операції, що не вимагають розбирання механізму: зміну мастила та промивання маслосистеми, центрування валу дробарки з валом електродвигуна, регулювання величини розвантажувальної щільності регулюючими гайками. Ремонт таких вузлів, як підшипникові опори, зубчасте зачеплення, приводної вал, можуть бути тільки при частковій або повному розбиранню дробарки.

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Проводять її в наступному порядку: розбирають муфтове з'єднання та відокремлюють електродвигун;  
розбирають та знімають окремі ділянки маслопроводу;  
розбавчують кріплення корпусу підшипників дробарки до станини, після чого, за допомогою талі, валки знімають з рами;  
за потребою знімають шестірню з валка.

Розбирання приводу дробарки проводять за звичайними методами, характерними для ревізії зубчастих з'єднань.

Незначні дефекти, виявлені при розбиранні, усувають на місці. Такими дефектами можуть бути дрібні ризики та вибоїни на поверхні хвостовика валів, бруд, іржа та задираки на привалкових площинах станини і корпусу, забиття водяних каналів. Зношені валки замінюють на нові. Так само надходять із приводними шестернями, у яких виявлені тріснуті або обламані зуби. Викривлення валу, тріщини в корпусі підшипників, та інші серйозні дефекти можуть бути усунені тільки силами центральних заводських майстерень.

Перед складання валкової дробарки хвостовики валів злегка змащують рідким маслом, після чого головний вал за допомогою вантажопідіймальних пристроїв обережно заводять у корпуси підшипників. Перед встановленням корпусів на станину необхідно ретельно очистити від бруду та іржі привалочні площини, обпилити задираки. Подальше складання ведуть у порядку, зворотному розбиранні. Після всього збирають систему мастила і виробляють центр-ку приводу з електродвигуном. Неточність центрування валу електродвигуна з валом дробарки має лежати в межах 0,15 мм.

Відремнтовану дробарку ставлять на обкатку, що триває 4 год. Робота дробарки вважається задовільною, якщо нагрівання підшипників не перевищує паспортної норми, валки не заклинюється в опорах, подача мастила і охолоджуючої води відбувається безперебійно і в достатній кількості.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35





При відборі проб і переливанні кислоти необхідно одягати захисні окуляри та гумові рукавички. При змішуванні кислоти з водою слід вливати кислоту у воду (не навпаки!). Пролиту кислоту треба негайно змити; місця, облиті кислотою, нейтралізувати вапном.

Заливку гідравлічних затворів, огляд кислотопроводів, а також апаратів та ємностей із кислотою необхідно виконувати у захисних окулярах та гумових рукавичках. Користуватися переносними електричними лампочками напругою більше 12 заборонено, переносні лампочки і шнури до них повинні бути ізольовані. Вимкнення та включення електродвигунів проводиться тільки в справних гумових рукавичках.

Усі працюючі в сірчаноокислотних цехах повинні вміти надати першу медичну самодопомогу та взаємодопомогу.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

## Висновки

У цій роботі розрахована і спроектована валкова дробарка, що використовується у виробництві суперфосфату.

У технологічній частині описано технологічну схему отримання суперфосфату; теоретичні засади процесу; об'єктом розробки, у тому числі обрано основні конструкційні матеріали.

Зроблено технологічні розрахунки та визначено конструктивні розміри дробарки. Зроблено вибір циклону з визначенням гідравлічного опору.

Проведено розрахунки на міцність зубчастого прямозубого зачеплення, клинопасової передачі, з'єднання шестерні з валом.

Розглянуто монтаж та ремонт дробарки.

У розділі «Охорона праці» проведено аналіз потенційних небезпек, що виникають під час експлуатації обладнання. Описано заходи безпеки під час проведення робіт.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

## Список літератури

1. Охрана труда в химической промышленности / Под ред. Г.В. Макарова. – М.: Химия, 1989. – 496 с.
2. Расчеты по технологии неорганических веществ: Учебное пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. / Под ред. проф. М.Е. Позина. - Л.: Химия, 1977. - 494с.
3. Гордон Г.М., Пейсахов И.Л. Пылеулавливание и очистка газов в цветной металлургии. – 3-е изд. – М.: Металлургия, 1977. – 956 с.
4. Дытнерский Ю.И. и др. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по курсовому проектированию. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
5. Ермаков В.И. и др. Ремонт и монтаж химического оборудования. – Л.: Химия, 1981.
6. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. – М.: Машиностроение, 1970. – 752 с.
7. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
8. Рахмилевич З.З. и др. Справочник механика химических и нефтехимических производств. – М.: Химия, 1985.
9. Соколовский А.А. Технология минеральных удобрений. - М.: Химия, 1966. - 304 с.
10. Фармазов С.А. Ремонт и монтаж оборудования химических и нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Химия, 1971.
11. Хуснутдинов В. А. и др. Оборудование производств неорганических веществ: Учебное пособие для вузов.- Л.: Химия, 1987. - 248 с.
12. Загальні методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра для студентів спеціальності 05050315 «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів» усіх форм навчання. / Під ред Н. М. Мажуги– Суми: Сумський державний університет, 2017. – 33 с.

					ХМ-91 Ш-0 133.02.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40