Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

“ Допустити до захисту”

Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.

_____Владислав НАСТОЯЩИЙ

"____" _____ 2024 р.

Кваліфікаційна бакалаврська робота

на тему:

" Проект малогабаритної молоткової дробарки.”

Виконав: здобувач

групи ГМ (ДМ) 21СК -3 спеціальності

133 “ Галузеве машинобудування ”

_____ Євгеній СЕНЧЕНКО

"__"_____2024 р.

Керівник кваліфікаційної бакалаврської роботи,

к.т.н., професор

_____Владислав НАСТОЯЩИЙ

"_____"_____2024 р.

Кропивницький
2024

Центральноукраїнський національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування",
Освітня програма “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання ”

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Проф. Настоящий В.А.

_____

“____” _____2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Сенченко Євгенію Руслановичу
(ПРІЗВИЩЕ, ІМ’Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема роботи “ Проект малогабаритної молоткової дробарки ”
Керівник роботи к.т.н. проф. Настоящий В.А.
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом вищого навчального закладу від “___”___2024 року №___

2. Строк подання здобувачем роботи 30 травня 2024 року
3. Вихідні дані до роботи
   1. Продуктивність дробарки 3 $м^3$/год.
   2. Вихідний матеріал-граніт крупністю до 100 мм.
   3. Крупність продукта, що отримується, не більше 10 мм

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
   1. Огляд наукової і патентної інформаці, обгрунтування конструкції дробарки.
   2.Визначення параметрів дробарки.
   3.Розрохунок потужності та привода дробарки.
   4. Розрахунки на міцність деталей дробарки.
   7.Розробка заходів з охороні праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень)
   1.Складальне креслення дробарки.
   2.Ротор дробарки в зборі.
   3.Колосникова решітка дробарки в зборі.
   4.Основа дробарки.
   5. Робочі креслення деталей дробарки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-конструкторський	проф. Настоящий В.А.		
Охорона праці	к.т.н. доцент Лізунков		

7. Дата видачі завдання 08.04 2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд технічної і патентної інформації	*11.04.2024*	
2	Обгрунтування конструкції дробарки	*15.04.2024*	
3.	Встановлення оптімальних технологічних параметрів дробарки	*18.04.2024*	
4	Конструювання молоткової дробарки, розрахунок потужності, проектування приводу, виконання розрахунків на міцність.	*25.04. 2024*	
4	Розробка складальних і робочих молоткової дробарки, вузлів та деталей.	*20.05.2024*	
5	Розробка заходів з охорони праці	*26.05.2024*	
6	Оформлення альбому документів	*30.05.2024*	

Здобувач _____ Сенченко Є.Р..
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Настоящий В.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

1.Вступ

Програма відбудови України вимагає великої кількості будівельних матеріалів, які переважно отримують з мінеральних порід. Для перетворення гірської породи у високоякісний будівель-

ний матеріал, необхідно виконати технологічні операції з дезінтеграції , головна з яких - дроблення. На сучасних дробильно-сортувальних підприємств

ах гірські матеріали подрібнюються у декілька стадій. Навіть у пересувних установках малої продуктивності застосвують двухстадійне дроблення.

В той же час використання дробарок ударної дії, а саме молоткових дозволяє реалізувати ступінь подрібнення матеріалів до 40, що дозволяє отримувати необхідні продукти за одну стадію подрібнення. Перехід до процесів одно стадійного подрібнення при виробництві кам'яних будівельних матеріалів невеликої продуктивності, на основі використання молоткових дробарок ударної дії, дозволить, поряд зі збереженням енергії, звести до мінімуму витрати, які пов'язані з експлуатацією устаткування

Тому розробка молоткової дробарки невеликої продуктивності, що може використовуватись в тому числі приватними підприємцями, являється актуальною проблемою, яка і розглядається в даній кваліфікаційній роботі.

2. Призначення і галузь застосування

Молоткова дробарка призначена для подрібнення кам'яних матеріалів будь якої міцності. Дробарка може використовуватися на діючих підприємствах по переробці гірничих порід будь якої форми власності, а також на таких що, реконструюються і заново створюються.

					ДМС 8 х 6 00.00.00 ПЗ		
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Сенченко			Дробарка молоткова Пояснювальна записка	Літ.	Лист. 1 / Листів
Перев.		Настоящий					
Керівн.		Настоящий				ЦНТУ гр. ГМ (ДМ) 21СК -3.	
Н. контр.		Карпушин					
Затв.		Настоящий					

3. Обгрунтування прийнятої конструкції

Вихідні дані для проектуванням дробарки наведені у таблиці 3. 1.

Таблиця 1.1.- Вихідні дані для проектуванням дробарки.

Таблиця 1.1.- Вихідні дані для проектуванням дробарки

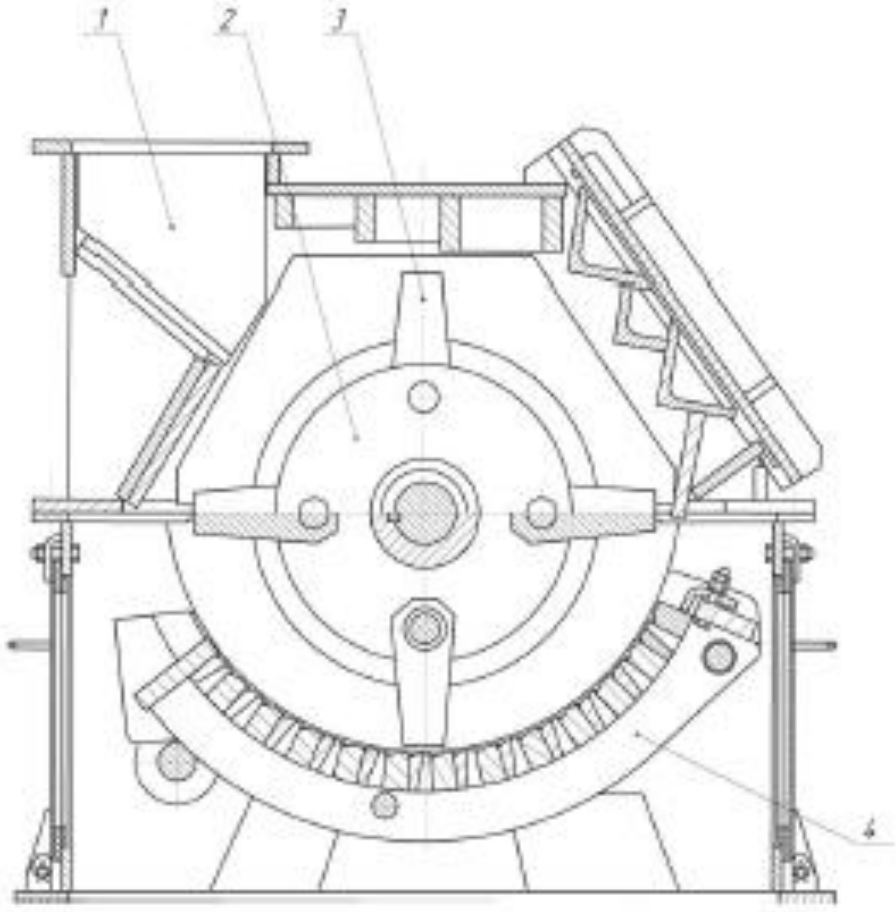
№ п/п	Найменування параметра і розміру	Значення
1	Продуктивність, $м^3$/год	Не більше 3
2	Крупність матеріалу, мм: Вхідного Вихідного(подрібненного)	 Не більше 100 0-10

Молоткова дробарка працює наступним чином. Гірська порода (наприклад граніт) подається через завантажувальний отвір 1 (рис. 3.1) у верхній частині кришки. Напрям обертання ротора, при роботі повинен відповідати вказаному на рис. 3.1. Куски породи, що попадають на молотки ротора, які обертаються, де піддаються ударам. При цьому вони руйнуються і відкидаються на відбійні елементи корпуса. Відбійні елементи корпуса представляють собою зварні грати, які виконані у вигляді стійок. На них виконується послідовне руйнування великих шматків. Відстрибуючи від відбійних елементів шматки матеріалу знову попадають під удари молотків ротора 2, що призводить до їх подальшого подрібнення.

У подальшому процесі матеріал відкидається на грати 4, на яких виконується кінцеве дроблення матеріалу, при продавлюванні його через щілини грат.

Так як не виключена можливість попадання у дробарку шматків вихідного матеріалу, що не піддаються дробленню, останні, зазнаючи ударів молотків, відкидаються у загратну камеру.

У конструкції дробарки передбачено регулювання зазору між молотками ротора і гратами. Регулювання здійснюється за допомогою ексцентриків. При повороті ексцентриків відбувається поворот і підйом, або опускання вісей, на яких установлені грати.



1- завантажувальний отвір;

2- ротор;

3- молотки;

4- колосникові грати.

Рисунок 3.1- Конструкція молоткової дробарки

4. Розрахунки, які підтверджують працездатність конструкції.

4.1. Визначення основних параметрів молоткової дробарки

Основними розрахунковими параметрами молоткової дробарки являються продуктивність, діаметр і довжина ротора, частота обертання ротора, максимальний розмір кусків матеріалу, що завантажується у дробарку, ступінь подрібнення, потужність приводу.

4.1.1.Визначення продуктивності молоткової дробарки.

Продуктивності молоткової дробарки остаточно може бути визначена тільки дослідним шляхом, оскільки продуктивність залежить від багатьох факторів, які впливають на процес дроблення.

Для попереднього визначення продуктивності молоткової дробарки скористаємося емпіричною формулою:

$$Q = 0.06 \times K \times Lp \times Z \times V^2 \times n \text{, м}^3\text{/год,} \quad (4.1)$$

де K- коефіцієнт, що характеризує фізичні властивості матеріалу, дробиться та якість дроблення;

Для граніту приймаємо

$K=1{,}5\times10^{-5}$

L_p- довжина ротора, м;

Z- кількість повздовжніх рядів молотків на роторі, приймаємо z=4;

V- колова швидкість ротора по кінцям молотків, що обертаються, м/с;

n- чистота обертання ротора, об/хв.

При вертикальному завантаженні по центру ротора, шматок матеріалу, який подрібнюється, біля зони обертового ротора повинен мати швидкість:

$$V = \frac{c \times n \times z}{60}, \text{ м/с}$$

де с- глибина проникнення шматків матеріалу у зону обертового ротора, приймаємо с=0,6 м.

При частоті обертання ротору n=960 об/хв відповідно

$$V = \frac{0.6 \times 960 \times 4}{60} = 38.4, \text{ м/с}$$

Довжину молотка від вісі до кінця біла приймаємо такою, що дорівнює 0,4-0,5 радіуса ротора.

Діаметр ротора для молоткових дробарок з вертикальним завантаженням подрібнювального матеріалу може бути визначений за формулою:

$$Д_Р = 3 \times d + 550, \text{ мм}$$

де $Д_р$- діаметр ротора по кінцях обертових молотків, мм;

d- найбільший розмір шматків матеріалу, що дробиться, d=100мм.

$$Д_Р = 3 \times 100 \times 550 = 850, \text{ мм}$$

Діаметр ротора, що визначено, може корегуватися, в залежності від потрібної продуктивності молоткової дробарки.

Приймаємо діаметр $Д_р$=800 мм.

Відповідно довжина ротора:

$L_р$=0.8…1.5$Д_р$, мм

Рекомендована довжина ротора з конструктивних міркувань знаходиться в межах:

$L_р$=0.8…1.2$Д_р$,

Тому відповідно довжина :

$L_р$=0.8×800=640 мм.

Приймаємо довжину ротора $L_р$=600 мм.

Тоді фактична колова швидкість ротора:

$$V_ф = \frac{П \times Д_Р \times n}{60}, \text{ м/с}$$

$$V_ф = \frac{3.14 \times 0.8 \times 960}{60} = 40.2 \text{ м/с.}$$

Відповідно продуктивність молоткової дробарки при дробленні гранітних кам'яних матеріалів визначиться:

$$Q = 0.06 \times 1.5 \times 10^{-5} \times 0.6 \times 4 \times 40.2^2 \times 960 = 3.35 \text{ м}^3\text{/год.}$$

Приймаємо продуктивність молоткової дробарки, що розробляється

Q=3 м^3/год.

4.2.Розрахунок потужності, що споживається молотковою дробаркою.

4.2.1 Розрахунок потужності приводу молоткової дробарки.

Необхідна потужність двигуна для приводу молоткової дробарки:

$$N_E = Nд + Nз + Nч \text{ , кВт}$$

де- $N_д$- загальна потужність, що споживається дробаркою при дробленні , кВт;

$N_з$- потужність, що витрачається на тертя в опорах обертового ротора дробарки, кВт;

$N_ч$- витрати потужності при подоланні опору повітря обертових вузлів дробарки, кВт.

$$N_д = K\left(N_1 + N_2\right),$$

де К- коефіцієнт запасу потужності, К=1,75;

N_1- потужність, що необхідна для відновлення енергії, яка витрачається усіма молотками при ударах кожного по шматку подрібнювального матеріалу, масою m_0 , кВт.

$$N_1 = \frac{A'_{y1} \times Z_{заг} \times n}{60 \times 120} ,$$

де- A'_{y1}- величина енергії, що витрачається одним молотком, кг×м;

$$A'_{y1} = \frac{V'^2_{y1} \times \mu_1 \times m_0}{2 \times \left(\mu_1 + m_0\right)} ,$$

де- V_{y1}'-швидкість молотка відносно подрібнювального шматка до удару,

V_{y1}'=40,2 м/с;

μ_1- маса молотка, яка приведена до точки удару; μ=5,98 кг×с^2/м.

$$m_0 = \frac{Q \times \gamma_0}{60 \times n \times Z_{заг}},$$

де n- частота обертання ротора, n=960 об/хв;

$Z_{заг}$- кількість ударних молотків на роторі, $Z_{заг}$=32;

γ_0- об'ємна вага подрібнювального матеріалу, γ=1,9 т/м^3.

$$m_0 = \frac{3.35 \times 1.9 \times 1000}{60 \times 960 \times 32} = 0.00345 \text{ кг.}$$

$$A'_{y1} = \frac{40.2^2 \times 5.98 \times 0.00345}{2 \times (5.98 + 0.00345)} = 2.79 \text{ кг} \times \text{м.}$$

$$N_1 = \frac{2.79 \times 32 \times 960}{60 \times 102} = 14 \text{ кВт.}$$

N_2- потужність,яка необхідна для відновлення енергії, що витрачається при стиранні і транспортуванні подрібнювального матеріалу, по колосниковим гратам, кВт;

$$N_2 = \frac{A'_U \times n}{60 \times 102},$$

де A_U'- робота, яка необхідна для стирання і транспортування дробленого матеріалу по колосниковим гратам, кг×м;

$$A'_U = F \times Z_{заг} \times j,$$

де *F*- сила тертя при транспортуванні подрібнювального матеріалу по колосниковим гратам;

j-шлях матеріалу по колосниковим гратам, м;

$$F = \left(N + P_{ук}^{/}\right) \times f_0 \ ,$$

де N- радіальний тиск молотка на шматок, Н;

$P_{ук}^{/}$- відцентрова сила шматка матеріалу, що дробиться, Н;

$$P_{ук}^{/} = \frac{m_0 \times V_p^{/2}}{R_U^{/}} \ ,$$

де $V_p^{/}$- швидкість центру тяжіння шматка подрібнювального матеріалу масою m_0 , м/с;

$R_U^{/}$- відстань від вісі ротора до центру тяжіння шматка подрібнювального матеріалу масою m_0 , м.

$$V_p^{/} = \frac{2\pi \times R_U^{/} \times n}{60} \ ,$$

$$R_U^{/} = \frac{Д_p}{2} - \frac{Д_2}{2} + S \ ,$$

де $Д_2$- розмір шматка подрібнювального матеріалу масою m_0;

S- зазор між молотком, приймаємо S=5мм.

$$Д_2 = \sqrt[3]{\frac{m_0}{\gamma_0}} \ ,$$

$$Д_2 = \sqrt[3]{\frac{0{,}00345}{1{,}9}} = 0{,}1220 \text{ мм},$$

$$R_U^{/} = \frac{800}{2} - \frac{0.1220}{2} + 5 = 405 \text{ мм},$$

$$V_p^{/} = \frac{2 \times 3.14 \times 405 \times 960}{60} = 40.7 \text{ м/с},$$

$$P_{ЦК}^{/} = \frac{0{,}00345 + 40{,}7}{0{,}405} = 0{,}347 \text{ м},$$

$$A_U^{/} = P_{ЦК}^{/} \times f_0 \times Z_{ЗАГ} \times j,$$

де f_0- коефіцієнт тертя між подрібнювальним матеріалом, що транспортується, f_0=1;

$$j = K_З \times R,$$

$$j = 2.3562 \times 410 = 966 \text{ мм},$$

$$A_U^{/} = 0.347 \times 1 \times 32 \times 0.966 = 10.73 \text{ кг} \times \text{м},$$

$$N_2 = \frac{10.73 \times 960}{60 \times 102} = 1.7 \text{ кВт},$$

$$N_{др} = \frac{K(N_1 + N_2)}{n},$$

$$N_{др} = \frac{1{,}75 \times (14 + 1{,}7)}{0{,}8} = 34{,}35 \text{ кВт},$$

Потужність, що витрачається на тертя в опорах обертового ротора:

$$N_з = \frac{M_{тр} \times n}{975},$$

де $M_{тр}$- момент сил тертя у підшипниках обертового ротора, кг×м;

$$M_{тр} = G \times f \times \frac{d_в}{2},$$

де $G_р$=662 кг- вага обертового ротора дробарки;

f- коефіцієнт тертя у підшипниках обертового ротора, f=0.05;

$d_в$- діаметр цапфи вала ротора, $d_в$=0,12 м;

$$M_{тр} = 662 \times 0{,}05 \times \frac{0{,}12}{2} = 1{,}986 \text{ кг} \times \text{м},$$

$$N_з = \frac{1{,}986 \times 960}{975} = 1{,}95 \text{ кВт},$$

Потужність, яка необхідна для подолання опору повітря при обертанні ротора з молотками:

$$N_ч = \frac{Q \times \Delta P}{102},$$

де Q- витрата потоку повітря через молоткову дробарку, м^3/с;

$$Q = V_{ср} \times F \ ,$$

де $V_{ср}$- середня швидкість переміщення потоку повітря, м/с;

$$V_{ср} = \frac{\pi \times n}{60} \times d_{ср} \ ,$$

де $d_{ср}$- середній діаметр траєкторії руху потоку повітря у корпусі молоткової дробарки, м;

F- площа поперечного перерізу активної частини обертового ротора (площа одного ряду ударних молотків і відкритої частини вісі підвісу молотків), м^2;

ΔP - перепад тиску повітря у дробарці, завдяки вентиляційної дії обертового ротора,

$$\Delta P = \frac{V_{КВ}^2}{2 \times g} \times j \ ,$$

де $V_{кв}$- середня квадратична колова швидкість потоку повітря, який рухається у внутрішній порожнині молоткової дробарки, м^2/с;

$$V_{КВ} = \frac{\pi \times n}{60} \times d_{КВ} \ ,$$

де j- щільність повітря, j=1,15 кг/м^3;

d_{KB}- середній квадратичний діаметр траєкторії руху потоку повітря у корпусі молоткової дробарки, м;

$$d_{KB} = 2 \times \frac{F_1 \times R_1 + F_2 \times R_2 + F_3 \times R_3}{F_1 + F_2 + F_3},$$

$$d_{KB} = 2 \times \frac{20 \times 220 \times 460 + 20 \times 57 \times 400 + 28 \times 57 \times 400}{20 \times 220 + 20 \times 57 + 28 \times 57} = 874 \text{ мм},$$

$$V_{CP} = \frac{3{,}14 \times 960}{60} \times 0{,}874 = 43{,}9 \text{ м/с},$$

$$d_{KB} = \frac{\pi \times R_1^2}{4} + \frac{\pi \times R_2^2}{4} / 2,$$

$$d_{KB} = \frac{\pi \times 0.4^2}{4} + \frac{\pi \times 0.46^2}{4} / 2 = 0.146 \text{ м},$$

$$V_{KB} = \frac{3.14 \times 960}{60} \times 0.146 = 7.33 \text{ м/с},$$

$$\Delta P = \frac{7.33^2}{2 \times 9.81} \times 1.15 = 3.15 \text{ кг/м}^2,$$

$$Q = V_{CP} \times F,$$

$$Q = 43.9 \times (20 \times 220 + 20 \times 57 + 20 \times 57) = 313.3 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Nч = \frac{313{,}3 \times 3{,}15}{102} = 3.1 \text{ кВт},$$

$$N_E = 34.7 + 1.955 + 3.1 = 39.8 \text{ кВт},$$

4.2.2. Вибір двигуна.

Для визначення необхідної потужності двигуна молоткової дробарки скористаємось емпіричною формулою:

$$N = \frac{(0.15 \div 0.2) \times Q \times i \times \gamma}{\eta},$$

де Q- продуктивність молоткової дробарки, м^3/год;

i=35- ступінь подрібнення молоткової дробарки;

γ- об'ємна вага подрібнювального матеріалу, γ=1,9 m/м^3.

$$N = \frac{(0.15 \div 0.2) \times 3.35 \times 1.9 \times 35}{0.8} = 41.8...55.74 \text{ кВт}.$$

Приймаємо електродвигун 4А250М6У3 ДСТУ EN 60034-1:2016. «Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики.»

N=55 кВт, n=16.6 с$^{-1}$ випроб.

.

4.3. Перевірка обраного електродвигуна на тривалість пуску.

Тривалість пуску електродвигуна визначається за формулою:

$$t_n = \frac{G \times Д^2 \times n}{375 \times (M_{ПУСК} - M_{СТ})} \text{ , с}$$

Для визначення тривалості пуску електродвигуна визначаємо махові моменти, приведені до валу електродвигуна GД2;

$$GД^2 = \Sigma\left(G \times Д_1^2 + G \times Д_2^2 + G \times Д_3^2 + G \times Д_4^2 + G \times Д_5^2 + G \times Д_6^2\right),$$

де $GД^2_1$- маховий момент двигуна, $GД^2_1$=50,4 Н*м^2;

$GД^2_2$- сумарний маховий момент молотків обертового ротора, Н*м^2;

$GД^2_3$- сумарний маховий момент дисків обертового ротора, Н*м^2;

$GД^2_4$- сумарний маховий момент вісі молотків обертового ротора; Н*м^2;

$GД^2_5$- сумарний маховий момент валу обертового ротора, Н*м^2;

$GД^2_6$- сумарний маховий момент з'єднувальної муфти, Н*м^2.

4.3.1 Визначення махового момента молотків обертового ротора

Маховий момент молотків обертового ротора

$$GД_2^2 = \Sigma G_M \times \left(a^2 + \frac{r^2}{2}\right),$$

де ΣG_M- сумарна вага молотків обертового ротора, Н;

$$\Sigma G_M = m \times n \times g,$$

де *m*- маса одного молотка, *m*=5.98 кг;

n- загальна кількість молотків, *n*=32;

$$\Sigma G_M = 5.98 \times 32 \times 10 = 1913.6 \quad \text{Н},$$

де *a*- відстань від центру обертання ротора до центру тяжіння молотків, *a*=300 мм;

r- радіус інерції ударного молотка, м;

$$r = \frac{h}{6 \times (b + a)} \times \sqrt{2 \times \left(b^2 + 4ba + a^2\right)},$$

де *h*- висота ударного молотка, *h*=220 мм;

b- нижня основа ударного молотка, *b*=100 мм;

a- верхня основа ударного молотка, *a*=70 мм.

$$r = \frac{220}{6 \times (100 + 70)} \times \sqrt{2 \times \left(100^2 + 4 \times 100 \times 70 + 70^2\right)} = 63.17803 \quad \text{мм}.$$

$$GД_2^2 = 1913.6 \times \left(0.375^2 + \frac{0.063^2}{2}\right) = 273 \text{Н} \times \text{м}^2.$$

4.3.2. Маховий момент дисків обертового ротора

$$GД_3^2 = \frac{\Sigma G_д}{2} \times \left(Д_H^2 - d_{вн}^2\right),$$

де $\Sigma G_д$- загальна маса дисків, кг;

$G_д$- маса окремого диска, $G_д$=22,8 кг;

n- загальна кількість дисків, n=5;

$Д_Н$- зовнішній діаметр диска, $Д_Н$=0,50 м;

$d_{вн}$- внутрішній діаметр диска, $d_{вн}$=0,12 м.

4.3.3 Маховий момент вісей молотків обертового ротора.

$$GД_4^2 = 4\pi\gamma \times Hr^2 \times \left(a^2 + \frac{r^2}{2} \right) \times 1000 \times n \quad ,$$

де H-довжина вісі, H=0.64 м;

r- радіус вісі, r=0.024 м;

a- відстань від центру обертання ротора до вісі, a=0.2 м;

n- загальна кількість вісей, n=6.

$$GД_4^2 = 4 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.64 \times 0.24^2 \times \left(0.2^2 + \frac{0.024^2}{2} \right) \times 100 \times 6 \times 10 = 87.84 \text{ Н} \times \text{м}.$$

4.3.4 Маховий момент вала обертового ротора

$$GД_5^2 = \Sigma\left(GД_{5-1}^2 + GД_{5-2}^2 + GД_{5-3}^2 + GД_{5-4}^2 + GД_{5-5}^2 \right),$$

$$GД^2 = 2\pi \times \gamma \times H \times r^4 \times 1000,$$

$$GД_{5-1}^2 = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.63 \times 0.0575^4 \times 1000 \times 10 = 3.4 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де H=0.63 м- довжина валу ротора;

r=0.0575 м- радіус валу ротора;

$$GД^2_{5-2} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.19 \times 0.0525^4 \times 1000 \times 10 = 0.71 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.19 м- довжина валу ротора;

r=0.0525 м- радіус валу ротора;

$$GД^2_{5-3} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.23 \times 0.045^4 \times 1000 \times 10 = 0.46 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.23 м- довжина валу ротора;

r=0.045 м- радіус валу ротора;

$$GД^2_{5-4} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.05 \times 0.0425^4 \times 1000 \times 10 = 0.08 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.05 м- довжина валу ротора;

r=0.0425 м- радіус валу ротора;

$$GД^2_{5-5} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.145 \times 0.0375^4 \times 1000 \times 10 = 0.143 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.145 м- довжина валу ротора;

r=0.0375 м- радіус валу ротора;

$$GД^2 = 0.34 + 0.071 + 0.046 + 0.08 + 0.143 = 5.3 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

4.3.5 Маховий момент з'єднувальної муфти

$$GД^2_6 = 2\pi \times \gamma \times H \times \left(r_1^4 - r_2^4\right) \times 1000;$$

$$GД^2_6 = \Sigma\left(GД^2_{6-1} + GД^2_{6-2} + GД^2_{6-3}\right);$$

$$GД^2_{6-1} = 10 \times 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.312 \times \left(0.055^4 - 0.035^4\right) \times 1000 = 11.5 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.312 м- довжина з'єднувальної муфти;

r_1=0.055 м- зовнішній радіус з'єднувальної муфти;

r_2=0.035 м- внутрішній радіус з'єднувальної муфти.

$$GД^2_{6-2} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.04 \times \left(0.21^4 - 0.17^4\right) \times 1000 \times 10 = 21.9 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де *H*=0.04 м- довжина з'єднувальної муфти;

r_1=0.21 м- зовнішній радіус з'єднувальної муфти;

r_2=0.17 м- внутрішній радіус з'єднувальної муфти.

$$GД^2_{6-3} = 2 \times 3.14 \times 7.85 \times 0.077 \times \left(0.135^4 - 0.055^4\right) \times 1000 \times 10 = 12.3 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

де H=0.077 м- довжина з'єднувальної муфти;

r_1=0.135 м- зовнішній радіус з'єднувальної муфти;

r_2=0.055 м- внутрішній радіус з'єднувальної муфти.

$$GД_6 = 11.5 + 21.9 + 12.3 = 45.7 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

Маховий момент, приведений до валу електродвигуна буде дорівнювати:

$$GД^2 = 50.4 + 273 + 87.84 + 183.54 + 5.3 + 45.7 = 650 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

4.3.6. Визначення тривалості пуску молоткової дробарки

$$t_n = \frac{GД^2 \times n}{375 \times \left(M_{пуск} - M_{ст}\right)};$$

$$M = \frac{M_{ном} \times \eta}{9750};$$

$$M_{ном} = \frac{M \times 9750}{1000} = \frac{55 \times 9750}{1000} = 536.3 \text{ Н} \times \text{м}^2,$$

$$\frac{M_{пус}}{M_{ном}} = 1.2;$$

$$M_{пуск} = 563.3 \times 1.2 = 643.5 \text{ Н} \times \text{м},$$

$$M_{ст} = \frac{M_p}{\eta_м}, \text{ Н} \times \text{м};$$

$$M_p = \frac{f \times GД_ц}{2}, \text{ Н}\times\text{м};$$

де f=0.05- коефіцієнт тертя у підшипниках ротора;

G- вага ротора; G=662 кг;

$Д_ц$- діаметр цапф, $Д_ц$=0.09 м;

η- ККД пружної з'єднувальної муфти, η=0.96.

$$M_p = \frac{0.05\times 662\times 0.09\times 10}{2} = 14.9 \text{ Н}\times\text{м};$$

$$M_{ст} = \frac{14.9}{0.96} = 15.5 \text{ Н}\times\text{м};$$

$$t_П = \frac{650\times 1000}{375\times(643.5-14.9)} = 2.76 \text{ с.}$$

4.4. Розрахунок зусиль дроблення в дробарці

При миттєвому запуску молоткової дробарки, згідно другого закону Ньютона:

$$f\tau = m\times(V - V_0),$$

де V_0 та V – швидкість ударного молотка відносно центру тяжіння, до і після удару відповідно, м/с;

m- загальна маса усіх молотків дробарки, кг.

V_0=0;

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{60},$$

де d- діаметр по центру тяжіння ударних молотків, d=0.6 м;

$$V = \frac{3.14 \times 0.6 \times 960}{60} = 30.144 \text{ м/с},$$

$$f = \frac{m \times V}{\tau},$$

де τ- тривалість часу зупинки ударних молотків (тривалість імпульсу $f\tau$), τ=1с.

$$f = \frac{5.98 \times 32 \times 30.144}{1.0} = 576.8 \times 10^2 \text{ Н} \times \text{м/с}^2.$$

$$M_{кр} = F \times r,$$

де r- радіус ударного молотка відносно центру тяжіння, r=0.3 м.

$$M_{кр} = 57.68 \times 10^2 \times 0.3 = 17.3 \times 10^2 \text{ Н} \times \text{м}.$$

4.5. Перевірочний розрахунок шпоночних з'єднань валу ротора

Прийняте з'єднання вала ротора призматичними шпонками перевіряємо за умовою міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} \le [\sigma_{зм}],$$

де F_t- сила, яка передається шпонкою, Н;

$A_{зм}$- площа зминання, м^2.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \times M}{[d \times (0.94 \times h - t_1) \times l_p]} \le [\sigma_{зм}],$$

де M- момент, що передається на вал , M=17.3×10^2 Н×м;

d- діаметр валу ротора, d=120 мм;

(0/94h-t_1)- робоча довжина паза у маточині , мм;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, мПа;

Для сталевої маточині при спокійному навантаженні $[\sigma_{зм}]$=120 мПа, але враховуючи змінне навантаження знижуємо $[\sigma_{зм}]$на 50%.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \times 17.3 \times 10^2}{\left[120 \times 10^{-3} \times (0.94 \times 18 - 11) \times 10^{-3} \times 80 \times 10^{-3}\right]} = 60.9 \text{ мПа},$$

що відповідає умовам міцності $\sigma_{зм} \le [\sigma_{зм}]$.

4.6. Розрахунок валу обертового ротора молоткової дробарки на статичну міцність

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \times \tau_k^2} \le [\sigma]\max,$$

$$\text{де } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{нетто}};$$

$$\tau_K = \frac{M_{K\max}}{W_{Кнетто}};$$

M_{max} та $M_{Кmax}$- згинаючий та крутний моменти відповідно у небезпечному перерізі при пусковому навантаженні.

Граничне допустиме напруження приймають $[\sigma_{\max}] \approx (0.6 \ldots 0.8)\sigma_m$,

де σ_m - границя текучості матеріалу валу, мПа.

Приймаємо в якості матеріалу вала - сталь 45, термообробка НВ 240…280, для якої σ_m=450 мПа.

$[\sigma_{\max}] \approx (0.6...0.8) \times 450 = 270...360$мПа.

$W_{нетто}$ та $W_{Кнетто}$- відповідно моменти опору згину і крученню нетто перерізу вала ротора;

Сила, що діє на вал ротора:

$$F = \frac{M_{KP}}{R},$$

де *R*- радіус дії ударних молотків; *R*=0.4 м;

$$F = \frac{17.3 \times 10^2}{0.4} = 43.2 \times 10^2 \text{ Н},$$

Реакція у опор обертового ротора:

$$R_a = \frac{43.2 \times 10^2}{2} = 21.6 \times 10^2 \text{ Н},$$

Визначаємо загальний діючий на ротор момент:

$$M_{\max} = R_a \times L,$$

де *L*- плече дії сили, *L*=0.45;

$$M_{\max} = 21.6 \times 10^2 \times 0.45 \times 9.72 \times 10^2 \text{ Н} \times \text{м},$$

$$W_{нетто} = \frac{\pi \times d^3}{32} \approx 0.1 \times d^3,$$

$$W_{К\,нетто} = \frac{\pi \times d^3}{16} \approx 0.2 \times d^3,$$

$$\sigma_{\max} = \frac{9.72 \times 10^2}{0.1 \times \left(120 \times 10^{-3}\right)^3} = 5.625 \text{ мПа},$$

$$\tau_K = \frac{17.3 \times 10^2}{0.2 \times \left(120 \times 10^{-3}\right)^3} = 5 \text{ мПа},$$

$$\sigma_E = \sqrt{5.625^2 + 3 \times 5^2} = 10 \text{ мПа},$$

що відповідає умовам міцності $\sigma_E \le [\sigma_{\max}]$.

4.7. Перевірка шпоночного з'єднання муфти і колосника колосникових грат.

Приймаємо шпонку призматичну з розмірами $b\times h\times l=20\times 12\times 125$; $t_1=7.5$ мм; $l=125$ (при довжині маточини напівмуфти 165 мм), $d_в=75$ мм.

Момент на валу ротора $M=17.3\times 10^2$ Н×м.

Матеріал шпонки - сталь 45 нормалізована

$$\sigma_{зм}^{\max} \approx \frac{2\times M}{d\times(h-t_1)\times(l-d)} \le [\sigma_{зм}],$$

Допустиме напруження зминання при сталевій маточині; $[\sigma_{зм}]=100\div 120$ Н/мм^2,

$$\sigma_{зм} = \frac{2\times 17.3\times 10^2\times 10^3}{75\times(12-7.5)\times(125-20)} = 97.63 \text{ Н/мм}^2 \le [\sigma_{зм}],$$

Умова міцності $\sigma_{зм} \le [\sigma_{зм}]$ виконана.

Найбільше зусилля, що припадає на колосник, має місце для випадку повної передачі кінематичної енергії молотка на колосник, що відбувається при заклинюванні молотка на колоснику.

При цьому має місце відцентрова сила:

$$P = \frac{m\times V^2}{R},$$

де V- швидкість центру тяжіння молотка до удара, V=30.14 м/с;

R- радіус центрів тяжіння молотка, R=0.3 м;

m- маса молотка, m=5.98 кг.

$$P = \frac{5.98 \times 30.14^2}{0.3} = 18.1 \times 10^3 \text{ Н.}$$

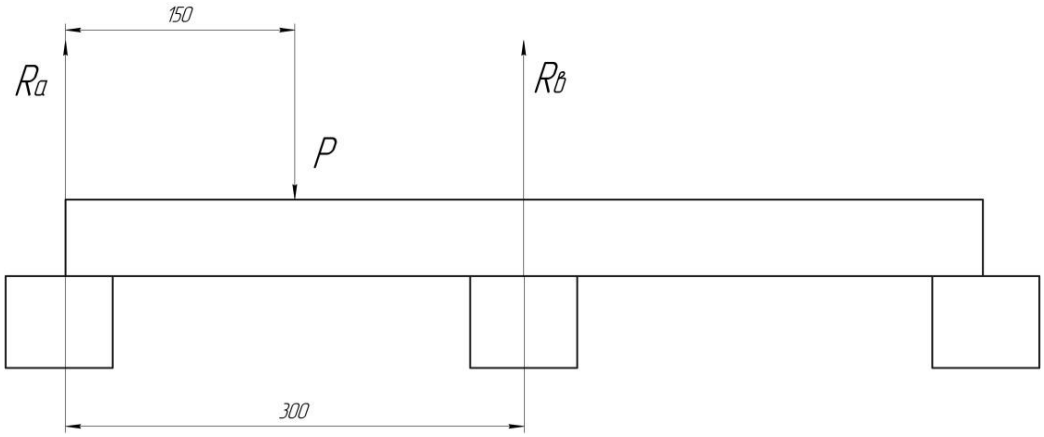


Рисунок 4.1.- Схема навантаження колосника

$$R_a = \frac{P}{2} = \frac{18.1 \times 10^3}{2} = 9.05 \times 10^3 \text{ Н,}$$

$$M_u = R_a \times 0.16 = 9.05 \times 0.16 \times 10^3 = 0.45 \times 10^3 \text{ Н}\times\text{м,}$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u},$$

де W_u- момент опору колосника.

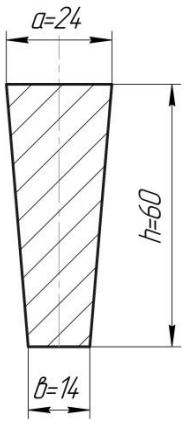


Рисунок 4.2.- Схема перерізу колосника

$$W_u = \frac{h^2 \times (в^2 + 4ва + a^2)}{12 \times (в + 2a)},$$

$$W_u = \frac{6^2 \times (1.4^2 + 4 \times 1.4 \times 2.4 + 2.4^2)}{12 \times (1.4 + 2 \times 2.4)} = 10.2 \times 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$$\sigma_u = \frac{1.45 \times 10^3}{10.2 \times 10^{-6}} = 142 \text{ мПа},$$

$$[\sigma] = 170 \text{ мПа},$$

Умова міцності $\sigma_u \le [\sigma_u]$ виконана.

4.8.Розрахунок вісі кріплення молотків.

На вісі кріпляться молотки. Матеріал вісі - сталь 45, для якої $\sigma_{-1} = 380$ мПа; $\tau_{зр} = 60...24$ мПа. З попередніх розрахунків найбільше зусилля, яке передається віссю P=18.1×10^3 Н.

$$R_A \times 136 - P \times 108 - P \times 48 = 0$$

$$R_A = \frac{P \times (108 + 48)}{136} = \frac{18.1 \times 10^3 \times 156}{136} = 20.76 \times 10^3 \text{ Н}.$$

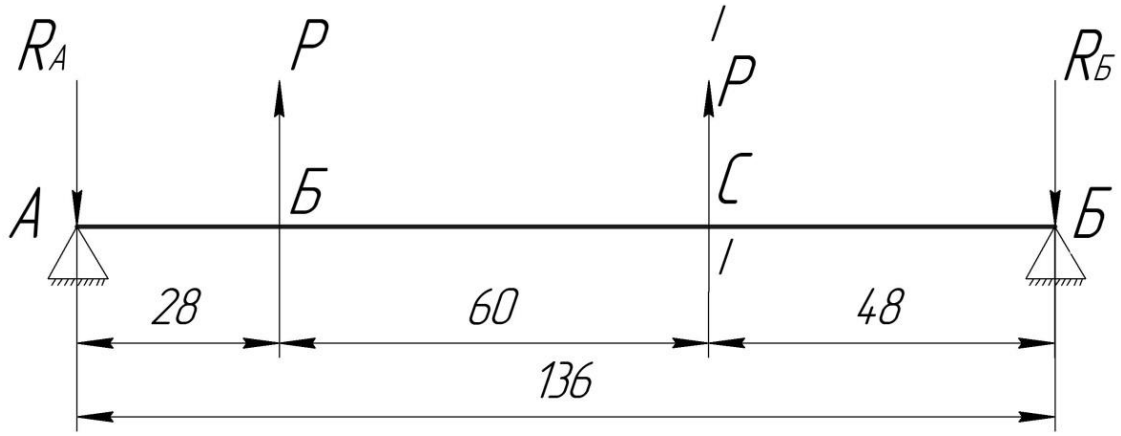


Рисунок 4.3- Розрахункова схема вісі кріплення молотків.

$$R_Б = 2P - R_A = 2\times 18.1\times 10^3 - 20.76\times 10^3 = 15.44\times 10^3 \quad \text{Н},$$

$$M_C = R_a \times 88\times 10^{-3} - P\times 60\times 10^{-3} = 20.76\times 10^3 \times 88\times 10^3 - 18.1\times 10^3 \times 60\times 10^3 = 740.88 H\times м$$

$$M_Б = R_A \times 28\times 10^{-3} = 20.76\times 10^3 \times 28\times 10^{-3} = 581.28 \text{ Н}\times\text{м},$$

Напруження згину у перерізі вісі :

$$\sigma_U = \frac{M_C}{W} = \frac{M_C}{\left(0.1\times d^3\right)},$$

$$\sigma_U = \frac{740.88}{\left[0.1\times\left(48\times 10^{-3}\right)^3\right]} = 67.35 \text{МПа},$$

$$\sigma_U = 67.35 МПа \le [\sigma] = 380 \text{Мпа},$$

Дотичні напруження:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d^2} \le [\tau],$$

де *S*- площа поперечного перерізу вісі, м^2

Допустиме напруження зсуву:

$$[\tau] = 0.5\times[\sigma] = 0.5\times 60 = 30 \text{ Мпа},$$

$$\tau = \frac{18.1\times 10^3 \times 4}{3.14\times\left(48\times 10^{-3}\right)^2} = 10 МПа \le [\tau] = 30 \text{Мпа},$$

За третім критерієм міцності:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\times\tau^2} = \sqrt{67.35^2 + 4\times 10^2} = 70.25 МПа \le [\sigma] = 890 \text{ Мпа},$$

Таким чином умова міцності вісі виконується при одночасній дії згину і зрізу.

4.8. Вибір підшипників ротора і перевірка їх довговічності.

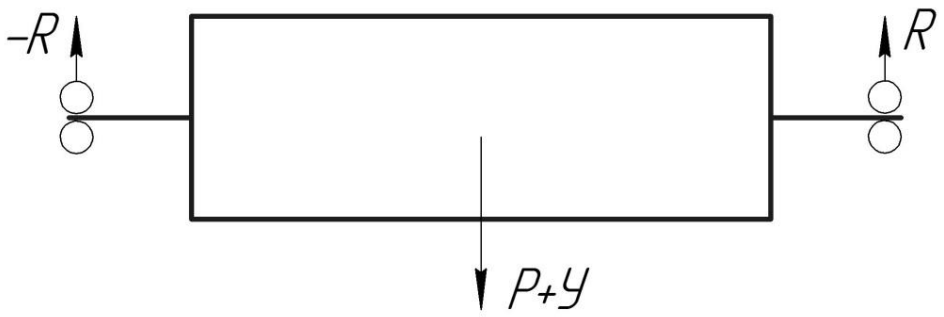


Рисунок 4.4.- Схема до розрахунку підшипників ротора

Реакція в опорі *R* визначається як сума сил реакцій від ваги ротора *У* і реакції від дезбалансу ротора при ударі молотка по матеріалу, що дробиться - *P*.

$$R = \frac{1}{2} \times P + \frac{1}{2} \times У ,$$

$$P = \frac{2 \times m \times V^2}{Д_P} - \frac{2 \times m \times V_1^2}{Д_P},$$

де *m*- маса молотка ротора, *m*=0.598 кг;

m_1- маса шматка матеріалу, що дробиться, m_1=0.000345 кг;

V- колова швидкість центру тяжіння молотка ротора до удару, м/с;

V_1- колова швидкість центру тяжіння молотка ротора після удару, м/с.

$$V = \frac{\pi \times Д_Р \times n}{1000 \times 60},$$

де n- частота обертання ротору, n=960 хв$^{-1}$;

$$V = \frac{3.14 \times 600 \times 960}{1000 \times 60} = 30.144 \text{ м/с},$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{m \times V^2}{(m + m_1)}} = \sqrt{\frac{0.598 \times 30.144^2}{(0.598 + 0.00345)}} = 30 \text{ м/с},$$

$$P = \frac{2 \times 0.598 \times 30.144^2}{0.6} - \frac{2 \times 0.598 \times 30^2}{0.6} = 170 \text{ Н},$$

Радіальна реакція навантаження:

$$R = \frac{1}{2} \times 170 + \frac{1}{2} \times 6620 = 3400 \text{ Н}.$$

Розраховуємо довговічність підшипника:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^{\alpha}, \text{ млн.обертів},$$

де Q- приведене розрахункове навантаження, Н;

C- динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

L- номінальна довговічність підшипника, год;

α =3 для кулькопідшипників;

α =10/3 для роликопідшипників.

Номінальна довговічність підшипника може бути виражена у годинах:

$$L_h = \frac{10^6 \times L}{60 \times n},$$

Приймо підшипник 3618 ДСТУ 3012-95 «Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення» з динамічною вантажопідйомністю С=270000 Н, зі статичною вантажопідйомністю C_0=307000 Н.

Формули для розрахунку приведених навантажень:

динамічне приведене навантаження:

$$Q = X \times R + Y \times A,$$

статичне приведене навантаження:

$$Q_0 = R + Y_0 \times A,$$

осьове навантаження:

$$A = R \times tg\alpha.$$

Перекос вісей $\alpha = 2^0$.

Значення коефіцієнтів:

$x = 1$;

$y = 1.827$; $y_0 = 1.787$;

Осьове навантаження $A = 340 \times 0.0349 = 12$ кг,

Динамічне приведене навантаження $Q = 3400 + 1.827 \times 22.69692 = 3815.3$ Н, де

статичне приведене навантаження $Q_0 = 3400 + 1.787 \times 22.69692 = 380.6$ Н.

Розрахунок довговічності підшипника виконуємо виходячи з динамічної вантажопідйомності згідно з ДСТУ 3012-95

$$L_h = \frac{10^6 \times \left(\frac{C}{Q_{np}} \right)^{\alpha}}{60 \times n},$$

де Q_{np}- приведене навантаження з урахуванням умов роботи підшипника, Н;

$$Q_{np} = Q \times K_б \times K_T \times K_K,$$

де K_T - температурний коефіцієнт, K_T=1.05;

$K_б$ – коефіцієнт безпеки, $K_б$=1;

$$Q_{np} = 3815{,}3 \times 1{,}05 \times 1 = 4006 \text{ Н},$$

$$L_h = \frac{10^6 \times \left(\frac{27000}{4006} \right)^{10/3}}{60 \times 90} = 10709{,}814 \text{ годин.}$$

Обраний підшипник 3618 забезпечує необхідну довговічність при дійсних умовах навантаження і обертання.

5. Охорона праці.

Заходи та розрахунки з охорони праці визначаємо та виконуємо по відомим джерелам та методикам [10-14] і зводимо в додатку Д1.

Висновки.

На завершення кваліфікаційної роботи сформулюємо висновки.

У кваліфікаційній роботі освітнього рівня «бакалавр» спеціальності «Галузеве машинобудування» було розроблено молоткову дробарку, яка призначена для подрібнення кам’яних матеріалів будь якої міцності. Дробарка може використовуватися на діючих підприємствах по переробці гірничих порід. У розрахунково-пояснювальній записці чітко обґрунтована необхідність створення молоткової дробарки невеликої продуктивності.

В розрахунковому розділу виконані розрахунки параметрів молоткової дробарки, а саме прорості приводу, виконані конструктивні розрахунки і основних вузлів та деталей: вала та вісей ротора, підшипників.

Розділ з охорони праці включає в себе розроблення та розрахунок системи захисного заземлення та розрахунок віброгасячих фундаментів.

Розглянуто потенційне виникнення небезпечних ситуацій та запропоновані заходи щодо їх запобігання

Література

1.Назаренко І. І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: підручник. / І. І. Назаренко, О. В. Туманська. – Київ : Вища шк., 2004. – 590 с. : іл.

2. Сівко В. И., Поляченко В. А. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів: Підручник. К.: ТОВ «АВЕГА», 2004. 280 с.

3. Настоящй В.А., Надольний Г.Ю.,Власенко М.В. Механічне устаткування для видобуття та переробки дорожньо- будівельних матеріалів. Затверджено радою Навчально-методичного кабінету з вищої освіти при Мінвузі УРСР як навчальний посібник для студентів спеціальності 15.04 –Київ: НМК ВО 1991–138 с.

4. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с

5.Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення : навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХПІ», 2009. – 248 с.

Зміст

1. Вступ……

2. Технічна характеристика……..

3. Опис конструкції……

4. Розрахунки, які підтверджують працездатність конструкції……...

4.1Визначення геометричних розмірів дробарки……..

4.2.Розрахунок потужності, що споживається……....

4.3. Перевірка обраного двигуна на тривалість пуску……

4.4. Розрахунок зусиль дроблення……

4.5. Перевірочний розрахунок шпоночних з’єднань валу ротора...

4.6. Розрахунок валу ротора на статичну міцність…….……

4.7. Перевірка шпоночного з’єднання муфти і колосника

колосникової решітки…….

4.8. Вибір підшипників і перевірка їх довговічності……...

5. Охорона праці……

Висновки……

Література……