

Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та механотроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

Бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

Розроблення роторної дробарки з розрахунком
робочих органів та приводу

Виконав: студент IV курсу, групи 401ММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Левченко Сергій Іванович.

(прізвище та ініціали)

Керівник Васильєв А.В.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2026 року

Зміст

Вступ.....	4
1 Огляд науково-технічної інформації літератури. Техніко-економічне обґрунтування проекту	5
1.1 Робочий процес роторних дробарок.....	5
1.2 Конструктивні особливості роторних дробарок.....	7
1.3 Огляд методів розрахунку робочого простору роторних дробарок	10
1.4 Техніко-економічне обґрунтування проекту	13
2 Розрахунки, що підтверджують роботу здатність	17
2.1 Колова швидкість ротора	17
2.2 Розміри ротора.....	17
2.2.1 Діаметр і довжина ротора	17
2.2.2 Розміри бил.....	17
2.3 Визначення параметрів завантажувального лотка	18
2.4 Визначення параметрів відбивних плит.....	19
2.4.1 Побудова профілю першої відбивної плити	19
2.4.2 Побудова профілю другої відбивної плити	21
2.4.3 Розрахунок моменту інерції обертових мас роторної дробарки.....	23
2.5 Розрахунок пружин відбійної плити дробарки.....	25
2.5.1 Розрахунок пружин 1-ої плити	25
2.5.2 Розрахунок другої плити.....	35
2.6 Розрахунок пружинної тяги першої відбивної плити	38

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат							
Розроб.	Левченко				Зміст			Лім.	Лист	Листів	
Перев.	Васильєв							Н		1	
								Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			
Н. контр.	Васильєв										
Затв.	Орисенко										

2.7	Визначення продуктивності дробарки	40
2.8	Розрахунок привода дробарки	41
2.8.1	Визначення потужності привода	41
2.8.2	Розрахунок клинопасової передачі.....	42
3.	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЛА	46
3.1	Призначення та аналіз роботи деталі у вузлі	46
3.2	Технологічний процес виготовлення вала	47
3.3	Вибір матеріалу та заготовки.....	48
3.4	Призначення припусків на обробку	49
3.5	Підбір верстатів та обладнання	52
3.6	Визначення величини основного часу для окремих операцій	56
3.6.1	Норма часу на відрізування дисковою пилкою хв.:	56
3.6.2	Час на підрізання торців, хв.:.....	56
3.6.3	Час на центрувальну операцію, хв.:	57
3.6.4.	Час на токарні операції, хв.:.....	57
3.6.5	Час на нарізання шпоночних пазів, хв.:	60
3.6.6	Час на нарізання різьби різьбонарізним різцем, хв.:	61
3.6.7	Час на шліфувальну операцію, хв.:	61
4	БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ	63
4.1	Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів.....	63
4.2	Вимоги безпеки до організації технологічного процесу.....	65
4.3	Безпека експлуатації роторної дробарки	66

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

2

4.4 Електробезпека	68
4.5 Виробнича санітарія та засоби індивідуального захисту	69
4.6 Безпека вантажопідіймальних і транспортних операцій.....	70
4.7 Пожежна та екологічна безпека	71
4.8 Дії персоналу в аварійних ситуаціях	72
Висновки.....	74
Список літератури.....	77

Вступ

У виробництві будівельних матеріалів найважливішою складовою, що в значній мірі визначає якість продукту, являється подрібнення. Тому створення устаткування, яке дозволяє підвищити якість подрібнювального матеріалу без додаткових витрат енергії являється важливим напрямком удосконалення машин для подрібнення мінеральної сировини.

Елементом, який безпосередньо передає енергію машини, матеріалу, що подрібнюється в дробарках являється камера дроблення. Тому саме у вдосконаленні параметрів робочих органів і камери дроблення дробарок і полягають резерви підвищення ефективності роботи , зокрема якості отриманого продукту.

Особливо важливим для забезпечення необхідного складу продуктів дроблення являється для роторних дробарок форма камери дроблення, тому, що на відміну від щоккових та конусних дробарок в них відсутні конкретні розміри розвантажувального отвору.

Проблема удосконалення форми камери дроблення роторних дробарок для отримання рівномірного гранулометричного складу продуктів дроблення та підвищення продуктивності являється актуальною проблемою, яка вирішується в дипломному проекті.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ		
Розроб.	Левченко						
Перев.	Васильєв						
Керівник							
Н. контр.	Васильєв						
Затв.	Орисенко						
					Літ.	Лист	Листів
					Н	4	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

1 Огляд науково-технічної інформації літератури. Техніко-економічне обґрунтування проекту

1.1 Робочий процес роторних дробарок

У виробництві будівельних матеріалів значне місце займають процеси подрібнення мінеральної сировини, гірських порід, щебеню, бетонного бою, цегляних відходів та інших кускових матеріалів. Для виконання цих операцій застосовують різні типи дробильного обладнання: щокові, конусні, валкові, молоткові та роторні дробарки. Вибір конкретного типу машини залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, необхідної крупності готового продукту, продуктивності технологічної лінії, умов експлуатації та вимог до енергоефективності обладнання [6], [9], [11].

Роторні дробарки належать до машин ударної дії. Їх робочий процес ґрунтується на руйнуванні матеріалу внаслідок інтенсивного механічного удару. При цьому кінетична енергія рухомих робочих органів частково або повністю переходить в енергію деформації, утворення тріщин і подальшого руйнування кусків матеріалу. Такий спосіб подрібнення є ефективним для матеріалів середньої міцності, які широко використовуються у виробництві будівельних матеріалів та дорожньому будівництві [2], [3], [6].

За конструктивним виконанням основного робочого органа дробарки ударної дії поділяють на молоткові та роторні. У молоткових дробарках матеріал руйнується переважно ударами шарнірно підвішених молотків. У роторних дробарках робочим органом є масивний ротор, на якому жорстко закріплені змінні біла, виготовлені зі зносостійкої сталі. Завдяки значній масі ротора та високій коловій швидкості бил удар по матеріалу має велику енергію, що забезпечує інтенсивне руйнування кусків у камері дроблення [6], [13].

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат			
Розроб.	Левченко				Огляд науково-технічної інформації літератури. Техніко-економічне обґрунтування проекту		
Перев.	Васильєв						
Керівник							
Н. контр.	Васильєв						
Затв.	Орисенко						
					Літ.	Лист	Листів
					Н	5	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Робочий процес роторної дробарки відбувається послідовно. Вихідний матеріал надходить у завантажувальний отвір безпосередньо або за допомогою живильника. Після потрапляння у камеру дроблення куски матеріалу захоплюються білами ротора, який обертається з великою частотою. У момент удару матеріал отримує значне прискорення, частково руйнується і відкидається на броньовані відбійні плити, встановлені всередині корпусу дробарки.

Після зіткнення з відбійними плитами частинки матеріалу додатково подрібнюються, змінюють напрям руху і знову потрапляють у зону дії бил ротора. Таким чином, процес дроблення має багаторазовий характер: матеріал руйнується не лише при первинному ударі билем, а й під час повторних ударів об відбійні плити та при наступному контакті з робочими органами ротора. Саме багаторазовість ударної дії забезпечує отримання продукту необхідної крупності та підвищує ефективність подрібнення [6], [9].

Важливими факторами, які впливають на якість робочого процесу, є форма камери дроблення, розташування відбійних плит, кількість бил, частота обертання ротора, величина зазорів між білами та плитами, а також рівномірність подачі матеріалу. Від правильного вибору цих параметрів залежить продуктивність дробарки, ступінь подрібнення, гранулометричний склад готового продукту, знос робочих органів і питома витрата електроенергії [1], [6], [13].

Роторні дробарки доцільно застосовувати у технологічних лініях виробництва щебеню, підготовки заповнювачів для бетону, переробки відходів будівельного виробництва, а також у складі дробильно-сортувальних комплексів. Їх перевагами є відносно проста конструкція, висока продуктивність, можливість отримання матеріалу кубоподібної форми, зручність регулювання крупності готового продукту та можливість роботи з матеріалами різної крупності [3], [6], [11].

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Разом із тим роторні дробарки мають і певні недоліки. Основними з них є інтенсивний знос бил і футерувальних плит, підвищене пиловиділення, значні динамічні навантаження на елементи приводу та підшипникові вузли, а також необхідність захисту машини від потрапляння недробимих предметів. Тому під час проектування такої дробарки особливу увагу необхідно приділяти вибору матеріалів робочих органів, розрахунку ротора, приводу, вала, підшипників, захисних пристроїв і заходів безпечної експлуатації [13], [14], [15], [16].

1.2 Конструктивні особливості роторних дробарок

Типова конструкція роторної дробарки включає корпус, ротор з билами, відбійні плити, завантажувальний пристрій, вузли регулювання зазорів, підшипникові опори, привод і захисні елементи. Основою машини є корпус, який сприймає навантаження від робочого процесу та забезпечує розміщення всіх основних вузлів дробарки. Корпус, як правило, виготовляють зварним із листової сталі з внутрішнім футеруванням зносостійкими плитами [6], [11].

Корпус дробарки складається з нижньої та верхньої частин. Нижня частина виконує функцію станини, яка кріпиться до фундаменту або рами технологічної лінії. На ній установлюються підшипникові опори ротора, елементи приводу та верхня частина корпусу. Верхня частина корпусу утворює камеру дроблення і містить відбійні плити, футерування та завантажувальний отвір.

Для полегшення технічного обслуговування верхню частину корпусу часто виконують роз'ємною. Передня або задня частина корпусу може відкидатися за допомогою механічного чи гідравлічного пристрою. Це забезпечує доступ до ротора, бил, футерувальних плит і відбійних елементів під час огляду, ремонту або заміни зношених деталей. Місця рознімання корпусу ущільнюються, щоб зменшити пиловиділення під час роботи дробарки, що є важливим з погляду охорони праці та екологічної безпеки [7], [8], [16].

Ротор є головним робочим органом дробарки. Він складається з вала, дисків або суцільного барабана, посадочних місць для бил і кріпильних

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

елементів. Біла встановлюються на роторі жорстко, що відрізняє роторні дробарки від молоткових. Жорстке кріплення бил забезпечує передачу матеріалу значної ударної енергії, але водночас вимагає підвищеної міцності вала, підшипникових опор і деталей кріплення [6], [13], [14].

Біла працюють в умовах інтенсивного абразивного зношування та ударних навантажень. Тому для їх виготовлення застосовують зносостійкі сталі або спеціальні сплави, здатні витримувати багаторазові удари та тертя об мінеральний матеріал. Вибір матеріалу бил залежить від твердості та абразивності подрібнюваної сировини. У процесі експлуатації біла поступово зношуються, тому конструкція повинна забезпечувати можливість їх швидкої заміни або перестановки [15].

Відбійні плити призначені для додаткового подрібнення матеріалу після удару білами ротора. Вони встановлюються всередині камери дроблення і сприймають значні ударні навантаження. Нижні частини відбійних плит, які найбільше контактують із матеріалом, футерують змінними зносостійкими накладками. Для регулювання ступеня подрібнення нижні кінці відбійних плит з'єднують із механізмами регулювання зазору між плитами та колом обертання бил ротора.

Регулювання зазорів є важливою конструктивною особливістю роторних дробарок. Зменшення зазору між білами і відбійною плитою підвищує ступінь подрібнення, але збільшує енергоспоживання та інтенсивність зношування робочих органів. Збільшення зазору зменшує навантаження на машину, однак призводить до отримання більш крупного продукту. Тому під час експлуатації дробарки зазор вибирають залежно від необхідної крупності готового матеріалу та властивостей вихідної сировини [6], [13].

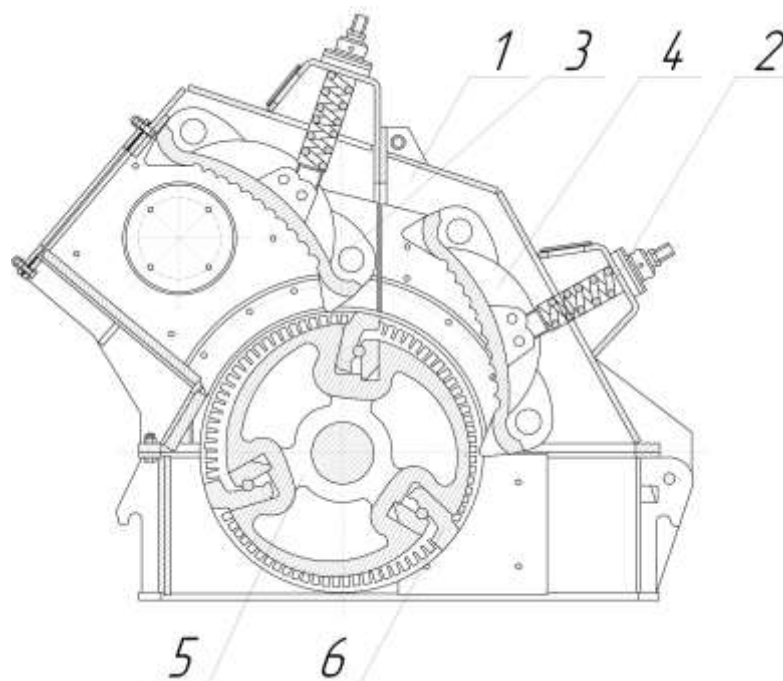
Для захисту дробарки від пошкоджень при потраплянні недробимих предметів відбійні плити обладнують запобіжними або буферними пристроями. У разі перевищення допустимого навантаження пружини чи інші елементи захисту деформуються, і відбійна плита відходить від ротора. Це дозволяє

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

пропустити сторонній предмет через камеру дроблення або зменшити ударне навантаження на робочі органи. Таке конструктивне рішення підвищує надійність дробарки і зменшує ймовірність аварійних пошкоджень [6], [16].

У дробарках крупного та середнього дроблення зазвичай установлюють дві відбійні плити. Перша плита забезпечує інтенсивне первинне руйнування матеріалу та його повернення в зону дії ротора. Друга плита використовується для додаткового подрібнення і формування необхідного гранулометричного складу готового продукту. Кількість, розміщення і профіль відбійних плит залежать від призначення дробарки, продуктивності, крупності вхідного матеріалу та вимог до кінцевого продукту [6], [9].

Конструкція роторної дробарки наведена на рисунку 1.1.



1 – корпус дробарки; 2 – регулювальні, запобіжні пристрої; 3 – верхня відбійна плита; 4 – нижня відбійна плита; 5 – вузол ротора; 6 – била;

Рисунок 1.1 – Конструкція роторної дробарки

1.3 Огляд методів розрахунку робочого простору роторних дробарок

Ефективність роботи роторної дробарки значною мірою залежить від правильно вибраних параметрів робочого простору. До них належать геометричні розміри камери дроблення, діаметр і ширина ротора, кількість бил, колова швидкість ротора, положення завантажувального лотка, кути встановлення відбійних плит і величина регульовальних зазорів. Ці параметри визначають траєкторію руху матеріалу, кількість ударів, тривалість перебування частинок у камері дроблення та ступінь подрібнення [1], [6], [13].

Продуктивність роторної дробарки та гранулометричний склад продукту дроблення суттєво залежать від параметрів завантажувального лотка. До основних параметрів лотка належать: висота лотка по вертикалі, висота приймального отвору, кут нахилу лотка та кут його встановлення відносно ротора. Висота приймального отвору визначається найбільшим розміром кусків матеріалу, які подаються в дробарку. При цьому приймальний отвір повинен забезпечувати вільне надходження матеріалу без зависання та забивання [6], [11].

Кут нахилу завантажувального лотка вибирають залежно від стану вихідного матеріалу, його вологості, крупності та сипкості. Для сухого крупнокускового матеріалу доцільно приймати порівняно великий кут нахилу, що забезпечує самопливне переміщення матеріалу до ротора. Для вологого або липкого матеріалу необхідно враховувати можливість налипання та зависання, тому конструкція завантажувального вузла повинна забезпечувати стабільну подачу матеріалу [6], [9].

Кут установлення лотка відносно ротора вибирається з умови найбільш ефективного використання кінетичної енергії матеріалу та робочих органів. Матеріал повинен подаватися в зону дії бил так, щоб удар відбувався за сприятливих умов, а куски не проскакували повз ротор без достатнього руйнування. Від правильного вибору цього кута залежить не лише продуктивність, а й рівномірність зношування бил [6], [13].

Висоту лотка по вертикалі визначають з умови, що кусок вихідного матеріалу повинен проникнути в зону дії била за час повороту ротора на кут між двома сусідніми билами. Якщо матеріал потрапляє в камеру дроблення із запізненням або рухається з недостатньою швидкістю, ефективність удару знижується. Якщо ж матеріал подається надто інтенсивно, можливе перевантаження дробарки, нерівномірний режим роботи та збільшення динамічних навантажень на привод [1], [13], [14].

Важливим параметром робочого простору є кут установлення першої відбійної плити. Він визначає напрям відкидання матеріалу після удару билами і впливає на кількість повторних зіткнень частинок з робочими органами. При збільшенні кількості ударів продукт дроблення стає більш однорідним за гранулометричним складом, а вміст крупних недоподрібнених частинок зменшується. Разом із тим надмірна кількість ударів може збільшувати вихід дрібної фракції, підвищувати знос робочих поверхонь і збільшувати витрати енергії [6], [9].

Профіль відбійних плит має забезпечувати повернення частинок матеріалу в зону дії бил ротора. Для цього відбійні плити можуть мати криволінійний профіль, наближений до логарифмічної спіралі. Такий профіль дозволяє спрямовувати матеріал у потрібному напрямку після удару та підвищує ймовірність повторного контакту частинок з билами. Побудова профілю відбійної плити може виконуватися графоаналітичним методом з урахуванням траєкторії руху матеріалу, швидкості ротора та геометрії камери дроблення [6].

Профіль першої відбійної плити доцільно вибирати так, щоб відбиті від неї куски поверталися під повторні удари бил, але не перешкоджали надходженню нового матеріалу із завантажувального лотка. У разі неправильного розміщення плити можливе порушення потоку матеріалу, утворення зон накопичення, підвищене пиловиділення та зниження

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

продуктивності дробарки. Тому під час проектування необхідно узгоджувати положення завантажувального лотка, ротора і відбійних плит [6], [11].

Для підвищення ступеня подрібнення в роторній дробарці встановлюють другу відбійну плиту. Її профіль і положення вибирають з урахуванням того, що матеріал після проходження першої зони дроблення викидається з проміжку між першою плитою та колом обертання бил ротора. Друга плита повинна забезпечити додаткове руйнування частинок і спрямувати їх до вихідного отвору або повторно в зону дії ротора. Завдяки цьому підвищується рівномірність гранулометричного складу та зменшується кількість недоподрібнених частинок [6], [9].

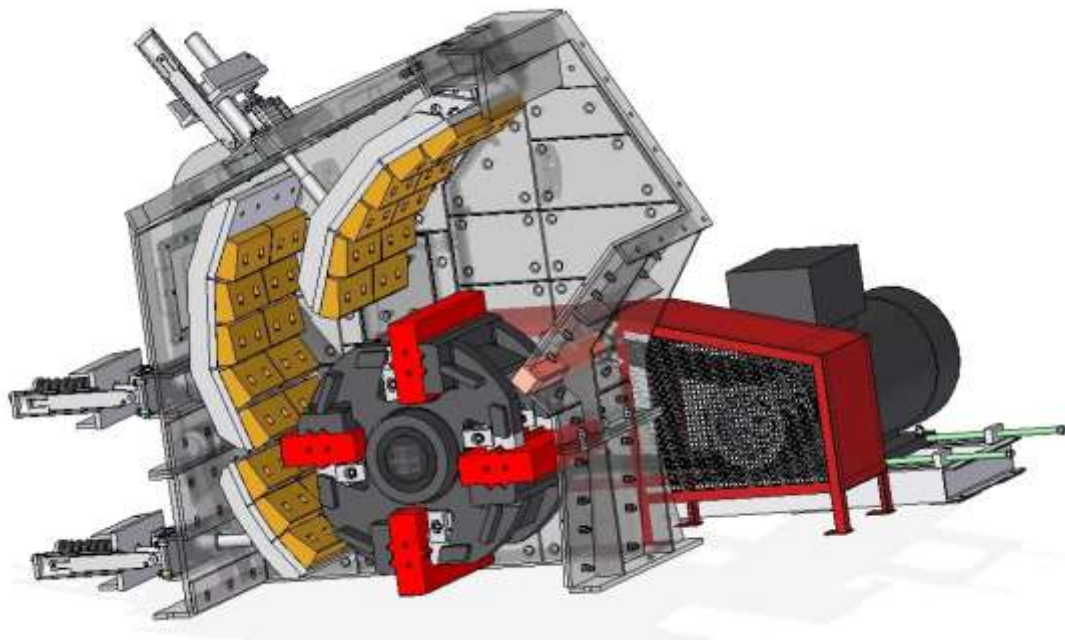


Рисунок 1.2 – Роторна дробарка з двома плитами

Методика розрахунку робочого простору роторної дробарки повинна враховувати не лише геометричні параметри камери дроблення, а й умови міцності робочих органів. Біла, вал ротора, підшипники, шпонкові та болтові з'єднання працюють при змінних ударних навантаженнях, тому їх розрахунок необхідно виконувати з урахуванням динамічного характеру навантаження, запасу міцності, зносостійкості та ремонтпридатності [13], [14], [15].

Окрему увагу необхідно приділяти розрахунку приводу дробарки. Потужність електродвигуна повинна забезпечувати стійку роботу машини при заданій продуктивності, подолання опору дроблення, втрат у передачах і можливих короткочасних перевантажень. При цьому привід має бути достатньо надійним, простим в обслуговуванні та захищеним від аварійних режимів. Вибір електрообладнання і захисних пристроїв повинен відповідати сучасним вимогам безпечності машин [13], [14], [17].

Таким чином, раціональне формування робочого простору роторної дробарки забезпечує підвищення ефективності процесу дроблення, збільшення продуктивності, поліпшення гранулометричного складу готового продукту та зменшення питомих витрат енергії. У межах цієї роботи доцільно виконати розрахунок основних робочих органів дробарки, обґрунтувати параметри ротора, бил, відбійних плит і приводу, а також передбачити конструктивні заходи для підвищення надійності та безпечності машини [6], [13], [16].

1.4 Техніко-економічне обґрунтування проєкту

Розроблення роторної дробарки для подрібнення будівельних матеріалів є актуальним завданням, оскільки сучасне будівництво потребує значної кількості щебеню, піску, вторинних заповнювачів і подрібнених мінеральних матеріалів. Крім того, зростає потреба у переробці будівельних відходів: бетонного бою, цегли, асфальтобетону та інших матеріалів, які можуть повторно використовуватися у дорожньому будівництві або при виготовленні будівельних виробів [3], [5], [6].

Використання роторної дробарки дозволяє отримувати подрібнений матеріал з більш рівномірним гранулометричним складом і кращою формою зерен порівняно з деякими іншими типами дробарок. Це має важливе значення для виробництва бетонів, залізобетонних виробів, дорожніх сумішей та інших будівельних матеріалів, де форма і крупність заповнювача впливають на міцність, щільність і довговічність готової продукції [4], [5], [9].

Технічна доцільність розроблення роторної дробарки полягає у можливості поєднати просту конструкцію, високу продуктивність, зручність регулювання крупності продукту та ремонтпридатність основних вузлів. Конструкція з роз'ємним корпусом, змінними білами, футерувальними плитами і регульованими відбійними елементами дає змогу швидко виконувати технічне обслуговування та адаптувати машину до різних умов роботи [6], [11].

Економічна ефективність проекту може бути досягнута за рахунок підвищення продуктивності дроблення, зменшення простоїв під час ремонту, використання змінних зносостійких робочих органів, оптимального вибору потужності приводу та раціональної схеми камери дроблення. Правильно спроектована камера дроблення з ефективним розташуванням відбійних плит дозволяє збільшити кількість корисних ударів по матеріалу та зменшити частку недоподрібнених зерен, що знижує потребу в повторному дробленні [6], [13].

Важливим напрямом підвищення економічної ефективності є використання дробарки для переробки вторинної будівельної сировини. Повторне застосування подрібнених відходів дає змогу зменшити витрати на придбання природних матеріалів, скоротити обсяги захоронення будівельних відходів і знизити екологічне навантаження на довкілля [7]. Це відповідає сучасним тенденціям ресурсозбереження у будівельній галузі.

При розробленні дробарки необхідно враховувати не тільки технічні й економічні показники, а й вимоги безпеки. Машина повинна мати захисні кожухи, блокування, пристрої аварійної зупинки, засоби зменшення пиловиділення та конструктивні рішення, що унеможливлюють доступ до небезпечних зон під час роботи. Загальні принципи безпечного проектування машин, оцінювання ризиків та вимоги до електрообладнання повинні враховуватися відповідно до чинних стандартів [16], [17].

Отже, розроблення роторної дробарки з розрахунком робочих органів та приводу є технічно й економічно обґрунтованим. Спроектвана машина може бути використана у складі дробильно-сортувальних комплексів, на

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

підприємствах з виробництва будівельних матеріалів, у дорожньому будівництві та під час переробки будівельних відходів. Основними напрямками подальшого проектування є обґрунтування конструктивної схеми дробарки, розрахунок ротора, бил, вала, підшипникових вузлів, приводу та розроблення заходів безпечної експлуатації.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2 Розрахунки, що підтверджують роботу здатність

2.1 Колова швидкість ротора

Колова швидкість ротора V_p , м/с визначається із умови обмеження в продуктах дроблення найбільших кусків каміння

$$V_p = 165.5 \sqrt[3]{\left(\frac{G_p}{\gamma \cdot D_{\max}}\right)^2}, \quad (2.1)$$

де G_p - границя міцності каміння при розтягуванні, МПа, для граніту $G_p=7.4...12.2$ МПа [4];

γ - щільність матеріалу, кг/м³, для граніту $\gamma=2600$ кг/м³ [4];

$D_{\max}$ - найбільший допустимий розмір в продуктах дроблення, м, для базової дробарки $D_{\max}=0.3$

$$V_p = 165.5 \sqrt[3]{\left(\frac{12}{2600 \cdot 0.3}\right)^2} = 26.6. \quad (2.2)$$

Приймаємо $V_p=30$ м/с.

2.2 Розміри ротора

2.2.1 Діаметр і довжина ротора

По базовій моделі приймаємо діаметр ротора $D=1$ м, довжина ротора $L=1$ м

2.2.2 Розміри бил

Висота бил h_γ , мм,

$$h_\gamma = (0.1...0.18)D, \quad (2.3)$$

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат								
Розроб.	Левченко				РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ				Літ.	Лист	Листів	
Перев.	Васильєв								Н		17	
Керівник									Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			
Н. контр.	Васильєв											
Затв.	Орисенко											

$$h_{\gamma} = 0.1 \cdot 100 = 100 . \quad (2.4)$$

Товщина бил ϵ , мм,

$$\epsilon = (0.4 \dots 0.6) \cdot h_{\gamma} , \quad (2.5)$$

$$\epsilon = 0,6 \cdot 100 = 60 . \quad (2.6)$$

2.3 Визначення параметрів завантажувального лотка

Кут нахилу лотка φ_A визначаємо в залежності від стану вихідного матеріалу.

Для дроблення сухого крупно кускового матеріалу приймаємо $\varphi = 40^0$ [3]

Кут установки лотка відносно вісі ротора приймають з міркувань найбільшого використання кінетичної енергії падаючого каміння.

Встановлюємо кут $\varphi = 30^0$, що дозволить не використовувати спеціальних уловлювачів каміння, що викидається.

Висоту лотка H , м, визначаємо із умови проникання куса вихідного матеріалу на висоту бил до центра ротора за час його повороту на кут установки двох сусідніх бил

$$H = \left(\frac{h_{\gamma} \cdot V_p}{\frac{\pi D}{t} - \frac{D_k}{2} - G} \right)^2 \cdot \frac{1}{2g(1 - \mu \cdot \operatorname{ctg} \varphi_a)} , \quad (2.7)$$

де $t=3$ - кількість бил;

$g= 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення земного тяжіння;

$\mu = 0,3$ – коефіцієнт тертя каміння по лотку.

$$H = \left(\frac{0.1 \cdot 30}{\frac{\pi \cdot 1}{3} - \frac{0.3}{2} - 0.06} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9.8 (1 - 0.3 \operatorname{ctg} 40^\circ)} \approx 0.5. \quad (2.8)$$

Приймаємо $H = 500$ мм.

Висота приймального отвору B_0 , мм, визначається розміром найбільшого завантажувального куска кам'яного матеріалу.

$$B_0 = (1.4 \dots 1.5) D_{k \max}, \quad (2.9)$$

$$B_0 = 1.5 \cdot 300 = 450. \quad (2.10)$$

Приймаємо $B_0 = 500$.

2.4 Визначення параметрів відбивних плит

2.4.1 Побудова профілю першої відбивної плити

Згідно рекомендацій приймаємо кут установки першої відбивної плити $\beta_1 = 5^\circ$.

Профіль відбивних плит окреслюється логарифмічною спіраллю і будується графоаналітичним способом.

Порядок побудови профілю першої відбивної плити:

—проводимо коло, діаметр якого в масштабі відбиває діаметр ротора (М 1:5);

—відкладаємо кут $\varphi = 30^\circ$ установки лотка і відмічаємо точку А;

—відкладаємо кут $\beta_1 = 5^\circ$ для отримання точки N ;

—відкладаємо кут нахилу завантажувального лотка $\varphi_a = 40^\circ$ і проводимо лінію АВ, що відповідає робочій площині лотка;

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.018-00.00.000 ПЗ

Лист

19

відкладаємо $B_0=500$ мм і визначаємо верхню границю завантажувального лотка;

–з точки А проводимо дотичну до кола, що визначає модельний напрямок лотка кам'яних матеріалів;

–по виробничій вірогідності викиду кам'яних матеріалів визначаємо границі сектора і відклавши від модального напрямку відповідний кут $\pm 40^0$ знаходимо точку М початку відбивної плити;

–розбиваємо кут MAN на 8 проміжних значень;

–визначаємо довжину радіусів векторів ρ , м, що виходять з полюса А

$$\rho = \rho_0 \cdot e^{\delta \cdot \text{tg} \gamma}, \quad (2.11)$$

де ρ_0 – початковий радіус, м. Приймаємо $\rho_0 = AN$;

δ – текуче значення кута, рад, що відраховується від AN:

приймаємо $AN = 0.59$

γ – кут, рад, установки відбивної плити.

Для надходження цього кута вирішуємо рівняння

$$\text{tg} \gamma = \frac{1}{\delta_1 + \delta_2} \cdot \ln \frac{AM}{AN}. \quad (2.12)$$

З розрахункової схеми

$$\delta_1 = \delta_2 = 40^0 = 0.698; AM = 0.89, AN = 0.59, \quad (2.13)$$

$$\gamma = \arctg \left(\frac{1}{0.698 + 0.698} \cdot \ln \frac{0.89}{0.59} \right) = 0.3, \quad (2.14)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.018-00.00.000 ПЗ

Лист

20

$$\rho_0 = AN = 0.59. \quad (2.15)$$

Розрахунки зводимо в таблиці 2.1.

Визначення значення довжин радіусів-векторів, відкладаємо ці значення з точки А, з'єднаємо кінці радіус-векторів.

Лінія, що з'єднує кінці радіусів-векторів окреслює профіль першої відбивної плити.

Таблиця 2.1– Значення радіусів векторів, що визначають профіль першої відбивної плити

№ пп.	1	2	3	4	5	6	7	8
Значення кута δ , рад.	0,0174	0,0348	0,0522	0,0697	0,087	0,1044	0,1218	0,139
Значення радіус-вектора ρ , м	0,63	0,68	0,72	0,76	0,795	0,83	0,86	0,89
Значення радіус-вектора ρ в масштабі, мм	126	136	144	152	159	166	172	178

2.4.2 Побудова профілю другої відбивної плити

Профільювання другої відбивної плити виконується з умови того, що полюсом викиду каміння в камеру дроблення являється щілина між попередньою відбивною плитою і білом ротора, а подальшим напрямком – дотичною до кола, що описується білами.

Сектор викиду каміння (з вірогідністю 99%) складає від модального напрямку $\pm 50^0$.

Профіль другої відбивної плити будуємо графоаналітичним методом з умови того, що плити повинні направляти основну масу кусків, що вилітають з розвантажувальної щілини першої плити знову на ротор. Тому профіль відбивної плити описується логарифмічною спіраллю з полюсом в точці N.

Рівняння профілю плити

$$\rho = \rho_0 e^{-\varphi \cdot \operatorname{tg} \delta}, \quad (2.16)$$

де δ – кут падіння, згідно дослідів [3] $\delta \leq 10^0$, що забезпечує найбільш ефективне використання енергії удару каміння по плиті.

ρ_0 – початковий радіус-вектор; $\rho_0 = NK$;

φ – текуче значення кута φ , що вимірюється від лінії NK, рад.

Порядок побудови профілю другої відбивної плити:

–окреслюємо в масштабі 1:5 коло, що описується білами ротора;

–відкладаємо кути $\beta_1 = 5^0$ та $\beta_2 = 85^0$, що визначають розташування щілин;

–з точки N проводимо дотичну до кола (лінія NL), що визначає модальний напрямок викиду каміння;

–від модального напрямку вгору відкладаємо кут 50^0 і проводимо лінію NS, що визначає границю можливого викиду кусків;

–розбиваємо кут K NS на 8 значень і підставив їх в рівняння визначаємо довжину радіусів-векторів ρ (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2– Значення радіусів-векторів, що визначають профіль другої відбивної плити

№ пп.	1	2	3	4	5	6	7	8
Значення кута φ_i , рад.	0,0174	0,0348	0,0522	0,0697	0,087	0,1044	0,1218	0,139
Значення радіус-вектора ρ , в масштабі мм	134	122	114	110	108	106	104	0,102
Значення радіус-вектора ρ , м	0,67	0,61	0,57	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51

Відкладаємо радіус-вектори, з'єднуємо їх плавною лінією і отримуємо профіль другої плити.

Точка Р визначає верхню границю відбивної плити.

2.4.3 Розрахунок моменту інерції обертових мас роторної дробарки

Момент інерції обертових мас роторної дробарки I , кг/м², визначаються по формулі:

$$I = \frac{E}{(V_0 - V_{xx})\omega^2}, \quad (2.17)$$

де I – приведений момент інерції всіх мас, що обертаються, в кг/м²;

E – робота дроблення при піковому навантаженні відповідаючому моменту попадання в дробарку декількох найкрупніших кусків вДж;

V_0 – величина ковзання електроду двигуна відповідна передаючому моменту у відносних одиницях, $V_0 = 0.112$;

V_{xx} – величина ковзання електродвигуна відповідна швидкості холостого ходу;

ω – кутова швидкість валу, до якого приведений момент інерції c^{-1} .

Для визначення величини E скористаємося припущенням, що енергія, що віддається ротором пропорційна масі шматків дробленого матеріалу і залежить від колової швидкості ротора в ступені $x = 0,75$, що визначене експериментально.

Таким чином, енергія E_2 , Дж, для розрахунку моменту інерції обертових мас дробарки, що розраховується, можна вважати рівною:

$$E_2 = E_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \left(\frac{V_{P2}}{V_{P1}} \right)^{0.75} = 49150 \left(\frac{300}{1100} \right)^3 \cdot \left(\frac{30}{2} \right)^{0.75} = 1360, \quad (2.18)$$

$$E_2 = 49150 \left(\frac{300}{1100} \right)^3 \cdot \left(\frac{30}{2} \right)^{0.75} = 1360, \quad (2.19)$$

$$V_{xx} = \frac{n_c - n_H}{n_c}, \quad (2.20)$$

де $n_c = 1000$ об/хв. – синхронне число обертів електродвигуна.

$$V_{xx} = \frac{1000 - 975}{1000} = 0.025, \quad (2.21)$$

$$\frac{M}{M_K} = \frac{2}{\frac{V_{xx}}{V_0} + \frac{V_0}{V_{xx}}}, \quad (2.22)$$

– відношення номінального і максимального моментів двигуна по каталогу

$$\frac{M_K}{M} = 2.35, \quad (2.23)$$

звідки

$$\frac{M}{M_K} = \frac{1}{2.35} = 0.425, \quad (2.24)$$

$$\frac{V_{xx}}{V_0} + \frac{V_0}{V_{xx}} = 4.7, \quad (2.25)$$

$$\omega = \frac{2V_P}{D} = \frac{2 \cdot 30}{1} = 60, \quad (2.26)$$

де $D = 1, \text{м}$ – діаметр ротора.

$$I = \frac{1360}{(0.112 - 0.025) \cdot 60^2} = 4.35. \quad (2.27)$$

Розрахунок валу і підшипників ротора не проводяться, так як відповідно до технічного завдання підшипники використані від дробарки СМО-75 НСБ43, яка переробляє більш крупний матеріал і отже має більш високі навантаження на вал ніж проєктована дробарка.

2.5 Розрахунок пружин відбійної плити дробарки

2.5.1 Розрахунок пружин 1-ої плити

Перша плита сприймає удари шматків, розроблених при ударі била і відкинутих на плиту, а також сприймає удари бил об шматки, защеПЛених між билем і плитою.

Розглянемо удар шматка, що вільно летить.

Приймаючи шматок у формі кулі діаметром $D_{\max} = 0,15$ м знайдемо масу максимального шматка $m_{\max}$, кг:

$$m_{\max} = \frac{\pi D_{\max}^3}{6} \cdot \rho, \quad (2.28)$$

де ρ – щільність матеріалу, яку можна прийняти рівною для матеріалів, що дробляться в роторних дробарках рівної 2750 кг/м³,

$$m_{\max} = \frac{3.14 \cdot 0.15^3 \cdot 2750}{6} = 4,87, \quad (2.29)$$

Вважаємо, що шматок полетить у напрямі ОА і ударить в середину плити.

У напрямі ОА може полетіти тільки той шматок, який отримав проникнення в робоче коло ротора, а отже цей шматок буде роздроблений хоча б на 2 частини. Тому масу шматка слід зменшити в 2 рази

Таким чином, маса шматка m , кг, що розраховується, ударяючи в середину плити буде рівна:

$$m = \frac{m_m}{2} = \frac{\pi}{12} \cdot D_{\max}^3 \cdot \rho, \quad (2.30)$$

$$m = \frac{4,87}{2} = 2,45. \quad (2.31)$$

Швидкість удару шматків до удару об плиту V_k , м/сек, визначаємо виходячи з швидкості ротора V_p , м/сек по формулі:

$$V_k = K_0 \cdot V_p, \quad (2.32)$$

де $K_0 = 1.17$ при окружній швидкості ротора $V_p = 30$ м/сек.

Залежно від кута падіння знаходимо швидкість шматків після удару об плиту U , $м/сек$, по формулі:

$$U = K_V \cdot V_K, \quad (2.33)$$

де K_V – знаходиться по графіку. [4] По куту падіння знаходимо кут віддзеркалення, використовуючи графік $g_n = \varphi(\alpha_m)$, звідки $K_V = 0.3$ при $\alpha_V = 15^\circ$; $\alpha_U = 35^\circ$,

$$V_k = 1.87 \cdot 30 = 56, \quad (2.34)$$

$$U = 0.3 \cdot 56 = 16.8. \quad (2.35)$$

Для визначення напрямку імпульсу ρ графічно знаходимо векторну різницю швидкостей $V_k - U$.

Імпульс ударної сили ρ , $кг \cdot м/сек$, буде направлений в тому ж напрямі і рівний по модулю:

$$\rho = m \cdot |V_k - U|, \quad (2.36)$$

$$\rho = 2.45 \cdot 68 = 167, \quad (2.37)$$

де величина $V_k - U$ - векторна складова швидкостей, визначена графічно.

Змірявши величину плеча ударного імпульсу $h = 400$ мм, по кресленню, знаходимо величину кутової швидкості ω, c^{-1} , яку одержала плита в результаті удару по формулі:

$$\omega = \frac{\rho \cdot h}{I}. \quad (2.38)$$

Кінетична енергія, набута плитою при ударі T , $кг \cdot м^2$, буде рівна:

$$T = \frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{I \cdot \rho^2 \cdot h^2}{2I^2} = \frac{m^2 \cdot (\bar{V}_k - \bar{U})^2 \cdot h^2}{2I}, \quad (2.39)$$

де I - момент інерції плити щодо осі підвіски.

Визначимо момент інерції.

Товщина елементів плити 30 мм, середня товщина броні 60 мм, число ребер 4 і дві провущини.

$$I = \sum_{i=1}^{n=11} (I_c + Mh^2), \quad (2.40)$$

$$I_c = \frac{M}{12} (b^2 + c^2); M = \frac{V\gamma}{g}, \quad (2.41)$$

$$I = \sum_{i=1}^{n=11} \frac{V\gamma}{12g} (b^2 + c^2 + 12h^2). \quad (2.42)$$

при $\gamma = 7850 \text{ кг/м}^3$ і $g = 9.81 \text{ м/сек}^2$

$$\begin{aligned} I = & 66.7[0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95(0.25^2 + 0.08^2 + 12 \cdot 0.8^2) + 0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95(0.25^2 + \\ & + 0.08^2 + 12 \cdot 0.55^2) + 0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95(0.25^2 + 0.08^2 + 12 \cdot 0.3^2) + 0.25 + \\ & + 0.08 + 0.95(0.25^2 + 0.08^2 + 12 \cdot 11^2) + 0.16 + 0.04 + 0.03 \cdot 4(0.16^2 + 0.04^2 + \\ & + 12 \cdot 0.78^2) + 0.03 \cdot 0.06 \cdot 95(0.03^2 + 0.06^2 + 12 \cdot 0.65^2) + 0.2 \cdot 0.1 \cdot 0.03 \cdot 2(0.2^2 + \\ & + 0.1^2 + 12 \cdot 0.5^2) + 0.25 \cdot 0.17 \cdot 0.03 \cdot 4(0.25^2 + 0.17^2 + 12 + 0.5)^2 + \\ & + 0.03 \cdot 0.14 \cdot 0.95(0.3^2 + 0.14^2 + 12 \cdot 0.2^2) + 0.25 \cdot 0.17 \cdot 0.03 \cdot 4(0.25^2 + 0.17^2 + \\ & + 12 \cdot 0.04^2) = 20.4 \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\omega = \frac{16.7 \cdot 0.4}{20.4} = 0.33, \quad (2.44)$$

$$T = \frac{20.4 \cdot 0.33^2}{2} = 1.09. \quad (2.45)$$

Ця енергія перейде в потенціальну енергію стиснення пружин амортизацій і потенціальну енергію центру тяжіння плити.

Визначимо центр тяжіння плити $X_{\text{ц}}, \text{ см}$,

$$X_y = \frac{\sum_{i=1}^{n=11} G_i x_i}{\sum_{i=1}^{n=11} G_i}; Y_y = \frac{\sum_{i=1}^{n=11} G_i y_i}{\sum_{i=1}^{n=11} G_i} . \quad (2.46)$$

Вага елементів: $G_i = abc\gamma$, кг,

$$G_{1-4} = 0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95 \cdot 7850 = 150 , \quad (2.47)$$

$$G_5 = 0.16 \cdot 0.04 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 6 , \quad (2.48)$$

$$G_6 = 0.25 \cdot 0.12 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 28 , \quad (2.49)$$

$$G_7 = 0.03 \cdot 0.06 \cdot 0.95 \cdot 7850 = 13 , \quad (2.50)$$

$$G_8 = 0.2 \cdot 0.1 \cdot 0.03 \cdot 2 \cdot 7850 = 9.5 . \quad (2.51)$$

До визначення моменту інерції і центру тяжіння 1-й плити

$$G_{9,11} = 0.25 \cdot 0.17 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 40 , \quad (2.52)$$

$$G_{10} = 0.03 \cdot 0.14 \cdot 0.95 \cdot 7850 = 31 , \quad (2.53)$$

$$\sum_{i=1}^{n=11} G_i = 768 , \quad (2.54)$$

$$X_y = \frac{150(12.5 + 35 + 60 + 85) + 6 \cdot 12 + 28 \cdot 33 + 13 \cdot 25 + 9.5 \cdot 40 + 40(60 + 87) + 31 \cdot 70}{768} = 51 , \quad (2.55)$$

$$Y_y = \frac{150(10 + 20 + 25 + 20) + 6 \cdot 17.5 + 28 \cdot 30 + 13 \cdot 25 + 9.5 \cdot 31 + 40(36 + 33) + 31 \cdot 36}{768} = 22 . \quad (2.56)$$

Потенційна енергія стиснення пружин буде рівна Π_{np} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$P_{np} = \int_{f_n}^{f_k} c f df = \frac{e}{2} (f_k^2 - f_n^2), \quad (2.57)$$

де e – сумарна жорсткість пружин в кг/м ;

$f_n; f_k$ – початкове і кінцеве переміщення кінців пружин.

Позначивши середню величину переміщення f_{cp} , мм,

$$\frac{f_M + f_K}{2} = f_{cp}, \quad (2.58)$$

а дійсну величину переміщення кінців пружин після удару Δf , мм, через:

$$f_k - f_n = \Delta f. \quad (2.59)$$

Формулу (2.57) можна перетворити таким чином:

$$P_{np} = e f_{cp} \Delta f. \quad (2.60)$$

Потенційна енергія положення центру тяжіння плити буде рівна:

$$P_{np} = G \cdot \Delta f \cdot \frac{n}{a} \cdot \sin \alpha. \quad (2.61)$$

Оскільки

$$T = P_{np} + P_{пл}, \quad (2.62)$$

то, підставивши значення отримаємо:

$$\frac{m^2 \cdot (\bar{V}_k - \bar{U})^2 \cdot h^2}{2I} = c \cdot f_{cp} \cdot \Delta f + G \cdot \Delta f \cdot \frac{r}{a} \cdot \sin \alpha, \quad (2.63)$$

звідки жорсткість пружин буде рівна:

$$c = \frac{m^2 \cdot (\bar{V}_k - \bar{U})^2 \cdot h^2}{2I \cdot f_{cp} \cdot \Delta f} - \frac{G \cdot r \cdot \sin \alpha}{f_{cp} \cdot a}. \quad (2.64)$$

Для визначення величини жорсткості c і f_{cp} , мм і Δf задане допустимим переміщенням нижньої кромки плити А у напрямі радіусу ОА,

так, щоб при ударі шматків об плиту вихідна щілина збільшувалася на величину не більшу

$$\Delta\rho = 0,005 \text{ м.}$$

З рисунка 2.1 витікає, що:

$$\Delta f = \frac{a}{b} \cdot \Delta\rho, \quad (2.65)$$

$$a = 475, \quad (2.67)$$

$$b = 900, \quad (2.68)$$

$$\Delta f = \frac{475}{900} \cdot 5 = 2.64 \quad (2.69)$$

Підставимо значення Δf ,

$$c = \frac{m^2 (\bar{V}_k - \bar{U})^2 \cdot h^2 \cdot b/2}{2I \cdot f_{cp} \cdot a \cdot \Delta\rho} - \frac{b \cdot r \cdot \sin \alpha}{d \cdot f_{cp}}, \quad (2.70)$$

$$\frac{f_m}{f_{cp}} = K; f_{cp} = \frac{f_m}{K}. \quad (2.71)$$

Визначимо f_{cp} і K ,

$$f_{cp} = f_n + \frac{\Delta f}{2} = 10 + \frac{2.64}{2} = 11.32, \quad (2.72)$$

$$K = \frac{f_m}{f_{cp}} = \frac{47}{11.32} = 4.15. \quad (2.73)$$

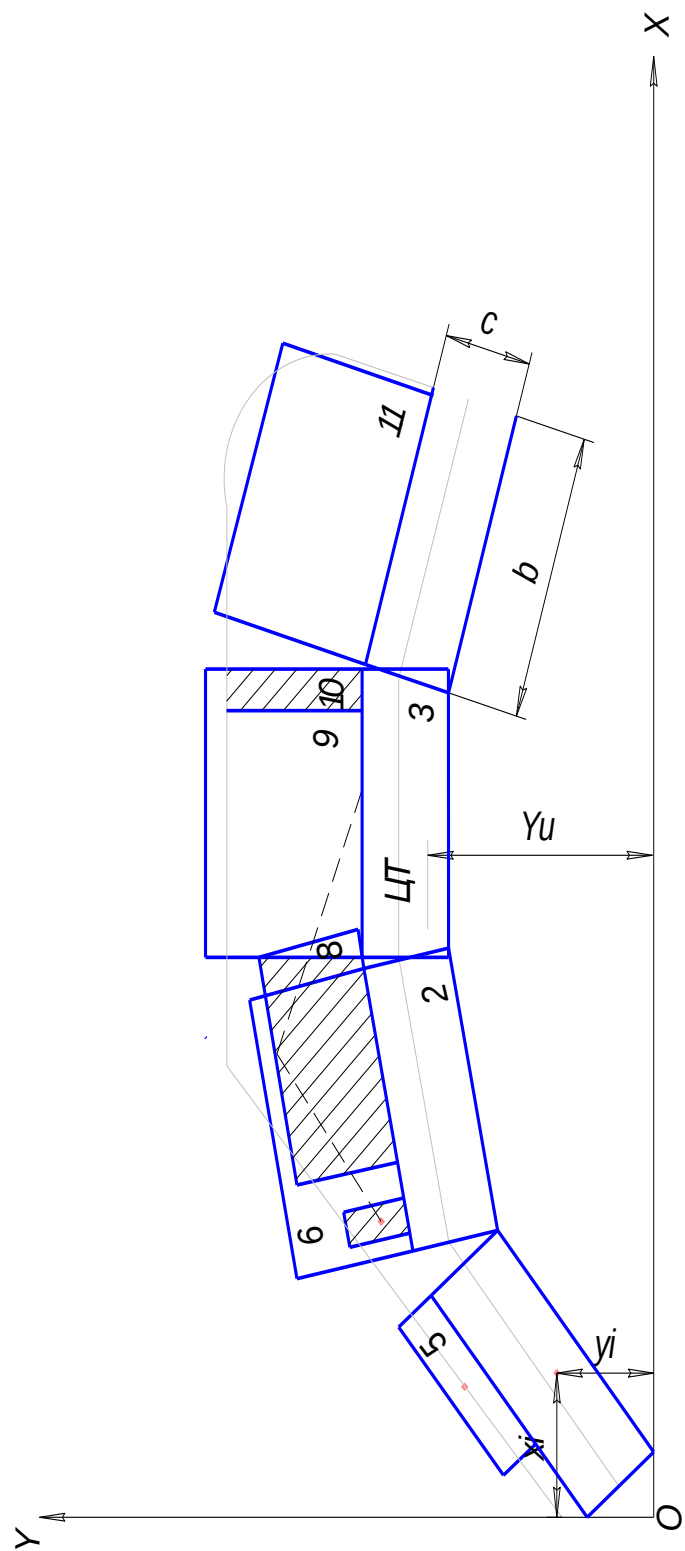


Рисунок – 2.1 Схема визначення моменту інерції і центру ваги першої відбивної плити

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.018-00.00.000 ПЗ

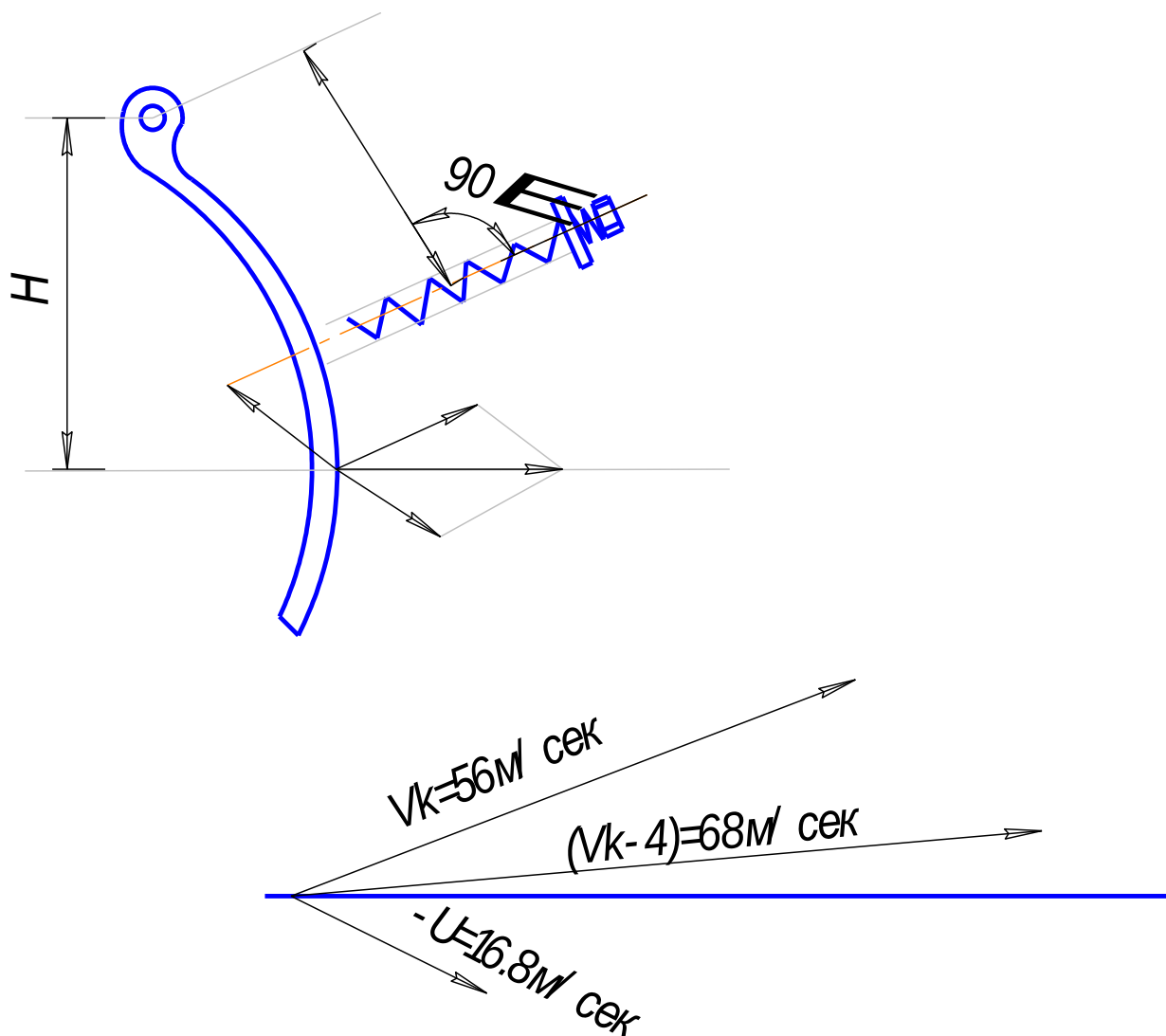


Рисунок – 2.2 Схема визначення жорсткості пружин

Підставляючи ці значення в (3.64) отримаємо шукану жорсткість пружин, $\frac{\text{кг}}{\text{м}}$,

$$c = \frac{K \cdot m^2 (\bar{V}_k - \bar{U})^2 \cdot h^2 \cdot b/2}{2I \cdot d \cdot \Delta\rho \cdot f_m} - \frac{K \cdot G \cdot r \cdot \sin \alpha}{d \cdot f_m}, \quad (2.74)$$

де $G = 9000 \text{ Н}$ вага плити;

$r = 390 \text{ мм}$;

$\alpha = 400$;

$\sin \alpha = 0,64$;

$$c = \frac{4.15 \cdot 0.245^2 \cdot 68^2 \cdot 0.4^2 \cdot 0.45}{2 \cdot 20.4 \cdot 0.475 \cdot 0.005 \cdot 0.047} - \frac{4.15 \cdot 900 \cdot 0.19 \cdot 0.64}{0.475 \cdot 0.047} = 18300 - 42000 = -23700. \quad (2.75)$$

Знак “ – “ свідчить про те, що плита достатньо масивна і при відключенні її на 5 мм, при ударі в пружинах немає необхідності.

При підборі величини f_{sp} слід керуватися наступними міркуваннями.

Пружина амортизації повинна забезпечувати пропуск недроблячогося предмету розміром $d = 80$ мм при ширині вихідної щілини $\rho = 10$ мм,

$$d = \rho + \Delta\rho_m, \quad (2.76)$$

де $\Delta\rho_m$ $\Delta\rho_m$ максимальне переміщення точки А плити при пропуску недробимого предмету мм,

$$\Delta\rho_m = d - S = 80 - 10 = 70. \quad (2.77)$$

Максимальне переміщення пружини f_m , мм, при пропуску дробленого предмету буде рівне:

$$f_m = f_n + \frac{d}{b} \Delta\rho_m. \quad (2.78)$$

Приймаємо початкове переміщення $f_n = 10$ мм,

$$f_m = 10 + \frac{475}{900} \cdot 70 = 47. \quad (2.79)$$

Отже, пружина повинна бути підібрана так, щоб при максимальному стисненні

$$f_m = f_n + \Delta f_m. \quad (2.80)$$

Напруга була в межах допустимого.

Прийmemo $\Delta\rho = 0,0015$ м (замість прийнятих на початку 0,005 м).

Тоді:

$$c = \frac{4.15 \cdot 0.245^2 \cdot 68^2 \cdot 0.4^2 \cdot 0.45}{2 \cdot 20.4 \cdot 0.475 \cdot 0.0015 \cdot 0.047} - \frac{4.15 \cdot 900 \cdot 0.39 \cdot 0.64}{0.475 \cdot 0.047} = 61000 - 42000 = 19000 \text{ кг/м} \quad (2.81)$$

По величині жорсткості знаходимо максимальне зусилля стиснення пружин P_m , Н:

$$P_m = c \cdot f_m = 19000 \cdot 0.047 = 900 \text{ кг} = 9000. \quad (2.82)$$

2.5.2 Розрахунок другої плити

Розрахунок другої плити аналогічно розрахунку першої плити.

Момент інерції плити щодо осі підвіски I , $\text{кгм} \cdot \text{мм}^2$:

$$I = \sum_{i=1}^{n=5} 66.7 \cdot V(b^2 + c^2 + 12h^2), \quad (2.83)$$

$$\begin{aligned} I = & 66.7[0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95(0.25^2 + 0.08^2 + 12 \cdot 0.67^2) + 0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95(0.25^2 + \\ & + 0.08^2 + 12 \cdot 0.47^2) + 0.25 \cdot 0.055 \cdot 0.03 \cdot 4(0.25^2 + 0.055^2 + 12 \cdot 0.7)^2 + \\ & + 0.25 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 4(0.25^2 + 0.18^2 + 12 \cdot 0.41^2) + 0.03 \cdot 0.18 \cdot 0.95(0.03^2 + \\ & + 0.18^2 + 12 \cdot 0.34^2) + 0.2 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 4(0.2^2 + 0.18^2 + 12 \cdot 0.18^2) + \\ & + 0.03 \cdot 0.18 \cdot 0.95(0.03^2 + 0.18^2 + 12 \cdot 0.1^2) + 0.16 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 2(0.16^2 + \\ & + 0.18^2) + 0.25 \cdot 0.06 \cdot 0.03 \cdot 2(0.25^2 + 0.06^2 + 12 \cdot 0.44^2) = 12.9 \end{aligned} \quad (2.84)$$

Кутова швидкість плити ω , с^{-1} ,

$$\omega = \frac{\rho \cdot h}{I}, \quad (2.85)$$

де $h=550\text{мм}$ ширина плити

$$\omega = \frac{16.7 \cdot 0.55}{12.9} = 0.11, \quad (2.86)$$

Кінетична енергія T , кгм , отримана плитою при ударі буде рівна:

$$T = \frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{12.9 \cdot 0.71^2}{2} = 3. \quad (2.87)$$

Визначимо центр ваги плити X_y , см,

$$X_y = \frac{\sum_{i=1}^{n=9} G_i \cdot X_i}{\sum_{i=1}^{n=9} G_i}; Y_y = \frac{\sum_{i=1}^{n=9} G_i \cdot Y_i}{\sum_{i=1}^{n=9} G_i}. \quad (2.88)$$

Вага елементів $\sum_{i=1}^{n=8} G_i$, кг,

$$G_{1-2} = 0.25 \cdot 0.08 \cdot 0.95 \cdot 7850 = 150, \quad (2.89)$$

$$G_3 = 0.25 \cdot 0.055 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 13, \quad (2.90)$$

$$G_4 = 0.25 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 43, \quad (2.91)$$

$$G_5 = 0.03 \cdot 0.18 \cdot 0.95 \cdot 7850 = 40, \quad (2.92)$$

$$G_6 = 0.2 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 4 \cdot 7850 = 34, \quad (2.93)$$

$$G_7 = 0.16 \cdot 0.18 \cdot 0.03 \cdot 2 \cdot 7850 = 13, \quad (2.94)$$

$$G_8 = 0.25 \cdot 0.06 \cdot 0.03 \cdot 2 \cdot 7850 = 7, \quad (2.95)$$

$$\sum_{i=1}^{n=8} G_i = 500, \quad (2.96)$$

$$X_y = \frac{150(15+40)+13 \cdot 12+43 \cdot 40 \cdot 46+34 \cdot 65}{500} + \frac{40 \cdot 70+13 \cdot 80+7 \cdot 37}{500} = 37. \quad (2.97)$$

$$Y_y = \frac{150(9+12)+13 \cdot 16+43 \cdot 26+40 \cdot 26+34 \cdot 26}{500} + \frac{40 \cdot 26+13 \cdot 26+7 \cdot 20}{500} = 16. \quad (2.98)$$

Задаємося допустимим переміщенням кромки плити $\Delta\rho = 0,005$ м.

$$\Delta f = \frac{a}{b} \cdot \Delta \rho, \quad (2.99)$$

де $a = 460; b = 800$

$$\Delta f = \frac{460}{800} \cdot 5 = 2.88. \quad (2.100)$$

Максимальне переміщення пружини при пропуску предмету f_m , мм, що не дробиться:

$$f_m = f_n + \frac{a}{b} \cdot \Delta \rho_m = 10 + \frac{460}{800} \cdot 70 = 50, \quad (2.101)$$

$$f_{cp} = f_m + \frac{\Delta f}{2} = 10 + \frac{2.88}{2} = 11.44, \quad (2.102)$$

$$K = \frac{f_m}{f_{cp}} = \frac{50}{11.44} = 4.35. \quad (2.103)$$

Жорсткість пружин C , Н/м,

$$C = \frac{K \cdot m^2 (\bar{V}_k - \bar{U})^2 h^2 \cdot b/2}{2I \cdot d \cdot \Delta \rho \cdot f_m} - \frac{k \cdot b \cdot r \cdot \sin \alpha}{d \cdot f_m}, \quad (2.104)$$

де $G = 500 \text{ кг}$;

$r = 440 \text{ мм}$;

$\alpha = 10^\circ$;

$\sin \alpha = 0.14$

$$C = \frac{4.35 \cdot 0.245^2 \cdot 68^2 \cdot 0.55^2 \cdot 0.4}{2 \cdot 12.9 \cdot 0.46 \cdot 0.005 \cdot 0.05} - \frac{4.35 \cdot 500 \cdot 0.44 \cdot 0.774}{0.46 \cdot 0.05} = 49200 - 7250 = 41950 \quad (2.105)$$

Максимальне стиснення пружин ρ_m , кг,

$$\rho_m = C \cdot f_m = 41950 \cdot 0.05 = 2100. \quad (2.106)$$

До визначення моменту інерції і центру тяжіння 2-й плити будемо рисунок 2.3

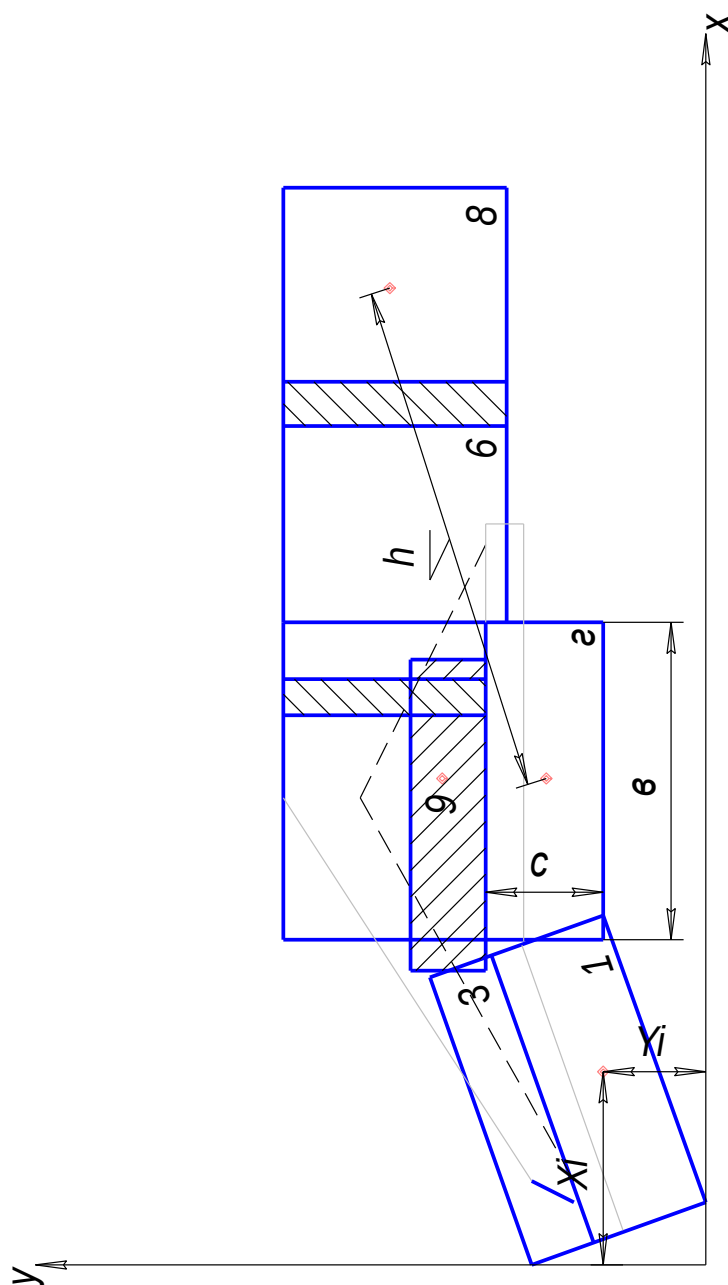


Рисунок – 2.3 Схема визначення моменту інерції і центру ваги другої відбивної плити

2.6 Розрахунок пружинної тяги першої відбивної плити

Найбільше навантаження на пружинисту тягу буде тоді, коли при попаданні предмету, що не дробиться, відбійна плита, відкидається на максимальну відстань і повертається в початкове положення.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.018-00.00.000 ПЗ

Лист

38

З метою запобігання жорсткого удару під гайку тяги повинна бути підкладена амортизуюча підкладка, жорсткість якої слід визначити з наступних міркувань.

Якщо не враховувати втрат енергії на подолання опорів, то вся потенційна енергія пружин і положення плити при попаданні недробимого матеріалу (предмету) перейде в кінетичну енергію обертання відбійної плити навкруги осі підвіски.

Ця енергія повинна бути поглинена пружними підкладками так, щоб при мінімальній вихідній щілині $W=0,005$ м нижній кінець відбійної плити не опинився на колі ротора. Інакше відбудеться удар била об плиту.

Виходячи з цих умов деформація амортизації Δf_n , мм при поверненні плити в початкове положення не повинна перевищувати величини:

$$\Delta f_n = \frac{a}{b} \cdot \Delta \rho, \quad (2.107)$$

$$\Delta f_n = \frac{475 \cdot 5}{900} = 2.7. \quad (2.108)$$

Потенційна енергія плити і стислих до Π_m , кГм пружин буде рівна.

$$\Pi_m = \frac{C}{2} (f_m^2 - f_n^2) + G \cdot \Delta f_m \cdot \frac{r}{a} \cdot \sin \alpha, \quad (2.109)$$

$$\Pi_m = \frac{65600}{2} (0.05^2 - 0.06^2) + 900 \cdot 0.0027 \cdot \frac{0.39}{0.475} \cdot 0.64 = 80. \quad (2.110)$$

Щоб ця енергія була поглинена іншими підкладками що мають жорсткість повинно бути дотримано умова:

$$\frac{C_n \cdot \Delta f_n^2}{2} = \Pi. \quad (2.111)$$

З якої жорсткість пружних підкладок C_n , $\frac{\text{кГ}}{\text{м}}$, буде рівна:

$$C_n = \frac{2n \cdot b^2}{a^2 \cdot \rho^2}, \quad (2.112)$$

$$C_n = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0.9^2}{0.475^2 \cdot 0.012} = 5750000. \quad (2.113)$$

Розрахункове зусилля що доводяться на одну тягу (за наявності 2-ої тяги) буде рівне:

$$P_T = \frac{1}{2} C_n \cdot \Delta f_n, \quad (2.114)$$

$$P_T = \frac{5750000 \cdot 0.0027}{2} = 7750. \quad (2.115)$$

Як пружні підкладки застосовуємо пружини великої жорсткості типу ПД130х40.

Визначимо деформацію пружини під напруженням.

Пружини великої жорсткості при прогинанні від 0,35 до 0,8 мають прямолінійну характеристику. З характеристики знаходимо переміщення однієї пружини 0,96 мм Переміщення 2-х пружин складе 1,9 мм

2.7 Визначення продуктивності дробарки

Продуктивність дробарки $\Pi, \text{м}^3/\text{год}$,

$$\Pi = 480 \frac{L \cdot D^{2.5}}{V_p^{0.35} \cdot z^{0.5}} \cdot K_\beta, \quad (2.116)$$

де L,D – відповідно довжина і діаметр ротора;

z – число бил;

V_p – конова швидкість ротора;

Для дробарки, що розглядається $L=1\text{м}$, $D=1\text{м}$, $z=3$, $V_p=30\text{м/с}$

K_β – коефіцієнт, що враховує кут установки першої відбивної плити.

$$K_\beta = 1 - 0.49 \sin \beta + 4.7 \sin^2 \beta, \quad (2.117)$$

де β – кут установки першої відбивної плити.

Для базової дробарки $\beta=10^\circ$

$$K_\beta=1,007. \quad (2.118)$$

Для модернізованої дробарки $\beta=5^\circ$

$$K_\beta=1.056. \quad (2.119)$$

Продуктивність базової дробарки

$$П = 480 \frac{1 \cdot 1^{2,5}}{30^{0,35} \cdot 3^{0,15}} \cdot 1,007 = 86,16. \quad (2.120)$$

Продуктивність модернізованої дробарки

$$П = 480 \frac{1 \cdot 1^{2,5}}{30^{0,35} \cdot 3^{0,5}} \cdot 1,056 = 90,3. \quad (2.121)$$

Таким чином за рахунок удосконалення робочої простору продуктивності дробарки збільшилась на 4,6%.

2.8 Розрахунок привода дробарки

2.8.1 Визначення потужності привода

У зв'язку із збільшенням продуктивності перевіряємо потужність встановленого двигуна N , кВт ,

$$N = \frac{WII(i-1)}{D_{св} \cdot \eta_{др} \cdot \eta_{пр}}, \quad (2.122)$$

де W – енергетичний показник дроблення, що чисельно дорівнює витратам енергії на утворення одиниці нової поверхні,

$$W = 2 \cdot 10^{-3} G_{\rho}, \quad (2.123)$$

де G_{ρ} – границя міцності матеріалу на розтягування, для граніту $G_{\rho} = 8 \dots 12$ МПа;

Π – продуктивність дробарки;

$D_{\text{св}}$ – середньозважений розмір завантажуючого матеріалу $D_{\text{св}} = 0,15$ м;

$\eta_{\text{ор}}$ – к.к.д дробарки, при частоті обертання ротора до 750 об/хв., $\eta_{\text{ор}} = 0,95$;

$\eta_{\text{пр}}$ – к.к.д приводу дробарки. При використанні клинореміної передачі $\eta_{\text{пр}} = 0,92$;

i – ступінь підроблення, $i = 8$.

Для базової дробарки

$$N = \frac{2.3 \cdot 10^{-3} \cdot 12(8-1)}{0.15 \cdot 0.95 \cdot 0.92} \cdot 86.16 = 112.4. \quad (2.124)$$

Для модернізованої дробарки

$$N = \frac{2.3 \cdot 10^{-3} \cdot 12(8-1)}{0.15 \cdot 0.95 \cdot 0.92} \cdot 90.3 = 117.3. \quad (2.125)$$

Так як потужність двигуна базової дробарки складає 125 кВт, підсилювати привід дробарки необхідності немає.

2.8.2 Розрахунок клинопасової передачі

Кінематична схема відкритої клинопасової передачі аналогічна схемі плоскопасової передачі з тією суттєвою перевагою, що габарити її значно менші.

Клинопасова передача розташована між електродвигуном і відомим мостом. Номінальна передавана потужність 125 кВт, передаточне вгорання $i=1,6$ електродвигун марки АКЗ-315 М2-643 номінальна, потужність, що передається $P=132$ кВт, частота обертання $n=370$ об/хв. Режим роботи – дуже важкий, робота в 2 зміни.

Діаметр провідного шківів відомий $d_1=356$ мм Діаметр відомого шківів $d_2=590$ мм.

Розрахунок починаємо з вибору перетину ремня. По монограмі для заданих умов ($P=132$ кВт, $n=370$ об/хв.) вибираємо ремені перетином Г з кордовою тканиною в несучому шарі для роботи в помірному кліматі.

Ремінь Г-5300Ш

Так як відома мінімальна відстань визначаємо довжину ремня L , мм без припуску на з'єднання по формулі:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (2.126)$$

$$L = 3740 + \frac{3.14}{2}(355 + 580) + \frac{(580 + 355)^2}{7480} = 5915.1. \quad (2.127)$$

Розрахунок починаємо з вибору перетин ремня. По монограмі для заданих умов $P=132$ кВт, $n=970$ об/хв. підбираємо ремені перетином Г.

Технічні дані вказані в таблиці 9.4.[6] $L_p=270$; $W=32$; $T_o=19$; $A=4,76$ см², маса 1 м ремня $m=0,60$ кг/м, розрахункова довжина в інтервалі $L_p=3150-14000$. $L= L_p - L_{вм}=40$ мм, мінімальний діаметр меншого шківів $d_{\min} = 315$ мм

Для установки і заміни ремнів передбачаємо можливість зменшення на 2% тобто на 38 мм, а для компенсації відхилень і подовження під час експлуатації можливість збільшення на 5,5 % тобто на $0.055 \cdot 1870 = 103$ см

Визначаю кут обхвату ремнями малого шківів α_1^0 по формулі:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{2} = 180 - 57 \frac{580 - 355}{2} = 123.3^\circ. \quad (2.128)$$

Визначаємо кут обхвату $\alpha = 0,82$ (см. стр. 267) [6] довжини ремня $CL = 1,07$ (см. т. 9.6). режиму роботи $C_p = 1,5$

Визначаю розрахункову потужність $P_p, \text{кВт}$,

$$P_p = P_0 \frac{C_a C_L}{C_p} = 22.86 \frac{0.82 \cdot 1.07}{1.5} = 15.49. \quad (2.129)$$

Знаходимо по табл. 3.5 [6] номінальну потужність P_0 для ремня перетину Γ з розрахунковою довжини $L_p = 5214$ мм при $d_1 = 355$ мм $i = 1,5$ і $n = 970$ об/хв. маємо $P_0 = 22,16$ кВт.

По формулі визначаємо кількість ременів z , шт.,

$$z = \frac{P}{P_p C_z} = \frac{132}{15.49 \cdot 0.85} = 9.1. \quad (2.130)$$

Отже приймаю кількість ременів $z = 9$ шт.

Визначаю натяг кожної гілки одного ремня ρ_0 , (Н) по формулі [6].

Заздалегідь знаходимо швидкість ременів $V, \text{м/с}$:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.35 \cdot 970}{60} = 17.76, \quad (2.131)$$

$$Q = 0.6 \quad (2.132)$$

$$S_0 = \frac{850 P C_p C_L}{z V C_a} + Q V^2 = \frac{850 \cdot 132 \cdot 1.5 \cdot 1.7}{9 \cdot 17.76 \cdot 0.73} + 0.6 \cdot 17.76^2 = 189. \quad (2.133)$$

Сила, що діє на вал: $F_n, \text{Н}$,

$$F_n = 2 S_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 189.2 \cdot 9 \sin \frac{123^\circ}{2} = 1662. \quad (2.134)$$

Визначимо робочий ресурс розрахованої клинопасової передачі
 H_0 , год

$$H_0 = N_{oc} \frac{L_p}{60 \Pi d_1 n}, \quad (2.135)$$

де N_{oc} - число циклів, що витримуються ременем. Для ременів перетином Γ з $N_{oc} = 5,7 \cdot 10^6$.

Їх робочий ресурс буде:

$$H_0 = 5,7 \cdot 10^6 \frac{5214}{60 \cdot 3,14 \cdot 355 \cdot 970} = 504, \quad (2.136)$$

Встановлений стандартом середній ресурс ременя при дуже важкому режимі роботи не менше 500 год. Таким чином обчислений ресурс можна вважати достатнім.

3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЛА

3.1 Призначення та аналіз роботи деталі у вузлі

Деталь – вал роторної дробарки ДРС 10×10 – використовується як привідний елемент механізму та призначена для передачі крутного моменту від головного редуктора до робочого органа дробарки. Надійність роботи вала безпосередньо впливає на працездатність машини, стабільність технологічного процесу подрібнення та довговічність приводу.

У процесі експлуатації вал працює у важких умовах навантаження. На нього діють значні крутні моменти, особливо під час пуску, зупинки та можливих перевантажень дробарки. Крім того, вал сприймає змінні динамічні навантаження, які виникають унаслідок нерівномірного подрібнення матеріалу та роботи ротора. Наявність пилу, абразивних частинок і фрикційної взаємодії з окремими елементами приводу також негативно впливає на стан робочих поверхонь деталі та може спричиняти їх інтенсивне зношування.

На основі аналізу умов роботи можна зробити висновок, що найбільш відповідальними поверхнями вала є шийки під підшипники, а також посадочні поверхні, які беруть безпосередню участь у передачі крутного моменту. До цих ділянок висуваються підвищені вимоги щодо точності геометричної форми, співвісності, шорсткості та якості поверхневого шару. Вони повинні забезпечувати надійну посадку спряжених деталей, мінімальні втрати на тертя, рівномірне сприйняття навантажень і стабільну роботу приводу дробарки.

Інші поверхні вала є менш відповідальними, оскільки вони не беруть безпосередньої участі у передачі основних навантажень і не мають визначального впливу на якість роботи дробарки. Проте під час виготовлення деталі необхідно забезпечити дотримання загальних вимог до точності обробки, чистоти поверхонь і відсутності дефектів, які можуть знижувати міцність та експлуатаційну надійність виробу.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат			
Розроб.	Левченко				ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЛА		
Перев.	Рогозін						
Керівник	Васильєв						
Н. контр.	Васильєв						
Затв.	Орисенко						
					Лім.	Лист	Листів
					Н	46	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Матеріалом для виготовлення вала прийнято сталь 45-2, яка характеризується достатньою міцністю, в'язкістю і доброю оброблюваністю різанням. Для підвищення експлуатаційних властивостей деталей підлягає термічній обробці з отриманням твердості 170...190 НВ. Такий стан матеріалу забезпечує необхідне поєднання міцності, зносостійкості та опору динамічним навантаженням під час роботи вала у складі роторної дробарки.

3.2 Технологічний процес виготовлення вала

В основу розроблення технологічного процесу виготовлення деталі покладено два основні принципи: технологічний та економічний. Відповідно до технологічного принципу, спроектований технологічний процес повинен повністю забезпечувати виконання вимог робочого креслення, технічних умов, заданої точності розмірів, форми, взаємного розташування поверхонь та шорсткості оброблених ділянок деталі. Особливу увагу необхідно приділяти відповідальним поверхням вала, які працюють у sprzęженні з підшипниками, муфтами, шпонковими або іншими з'єднаннями та беруть участь у передачі крутного моменту.

Згідно з економічним принципом, виготовлення деталі повинно здійснюватися з мінімально можливими витратами праці, матеріалів, енергії та виробничого часу за умови забезпечення необхідної якості виробу. Технологічний процес має передбачати раціональний вибір заготовки, обладнання, різального інструменту, пристроїв, режимів різання та методів контролю. При цьому необхідно забезпечити найбільш повне використання технічних можливостей верстатного обладнання та засобів технологічного оснащення, що дає змогу знизити трудомісткість і собівартість виготовлення вала.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Карта технологічного процесу призначена для послідовного опису всіх етапів виготовлення або ремонту виробу чи його складових частин. У ній у технологічній послідовності наводяться операції формоутворення, механічної обробки, термічної обробки, контролю та, за потреби, складання. Також у карті зазначаються переходи, технологічні режими, застосоване обладнання, різальний і вимірювальний інструмент, пристрої, а також дані щодо матеріальних і трудових витрат. Такий документ є основою для організації виробництва, нормування часу та забезпечення стабільної якості виготовлення деталі.

За конструктивними ознаками вал належить до нежорстких деталей, оскільки відношення його довжини до діаметра становить $L/D > 15$. Оброблення таких деталей ускладнюється можливими пружними деформаціями, прогином під дією сил різання та виникненням вібрацій під час точіння. Для підвищення жорсткості технологічної системи, забезпечення співвісності поверхонь і отримання необхідної точності обробки доцільно застосовувати допоміжну опору – нерухомий люнет. Його використання дозволяє зменшити прогин вала, підвищити стабільність процесу різання, покращити якість обробленої поверхні та забезпечити дотримання вимог робочого креслення.

3.3 Вибір матеріалу та заготовки

З урахуванням конструктивних особливостей вала, умов його роботи та вимог до міцності й зносостійкості для виготовлення деталі приймаємо заготовку з гарячекатаної круглої сталі 45 нормальної точності. Даний матеріал має достатню міцність, добру оброблюваність різанням і після термічної обробки забезпечує необхідні експлуатаційні властивості вала.

Вибір заготовки здійснюється на основі аналізу конструктивних розмірів деталі, наведених на рисунку 3.1, з урахуванням припусків на механічну

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

обробку, можливих відхилень форми прокату та необхідності забезпечення точності відповідальних поверхонь. Основними критеріями під час вибору заготовки є мінімальні витрати металу, зменшення обсягу механічної обробки, забезпечення необхідної жорсткості під час оброблення та відповідність розмірів заготовки габаритам готового вала.

Оскільки деталь має форму тіла обертання і виготовляється переважно токарною обробкою, найбільш раціональним є застосування круглого прокату. Такий вид заготовки дозволяє спростити її базування на верстаті, забезпечити рівномірне знімання припуску та отримати необхідну точність циліндричних поверхонь. Орієнтуючись на розміри вала, приймаємо заготовку, показану на рисунку 3.2.

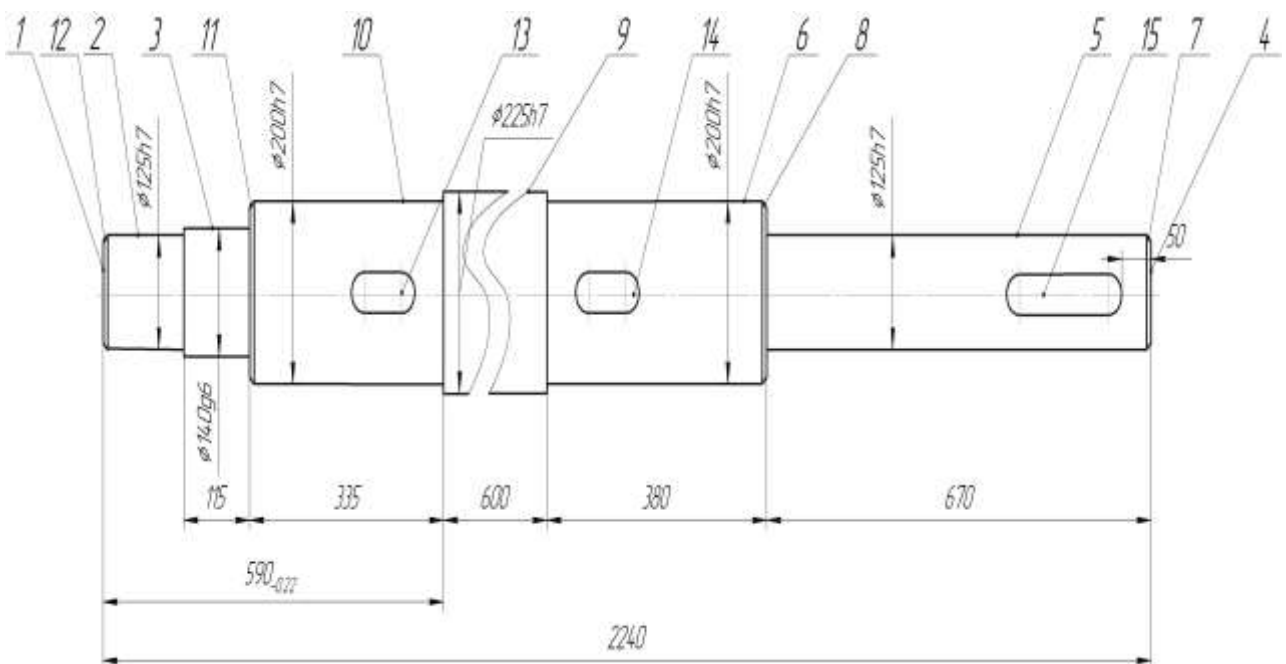


Рисунок 3.1–Вал

3.4 Призначення припусків на обробку

Припуск на механічну обробку поверхонь деталі може визначатися за відповідними довідковими таблицями або за допомогою розрахунково-аналітичного методу. Вибір способу визначення припусків залежить від типу

виробництва, точності деталі, виду заготовки, послідовності обробки та вимог до якості поверхонь.

Табличний метод є простішим у практичному застосуванні, оскільки дозволяє швидко призначати припуски на обробку без детального аналізу всіх факторів технологічного процесу. Проте такі значення, як правило, є дещо завищеними, оскільки вони не завжди враховують конкретні умови оброблення, точність заготовки, схему базування, жорсткість технологічної системи та реальні похибки попередніх переходів. Унаслідок цього збільшується витрата матеріалу, обсяг знятого металу, трудомісткість обробки та собівартість виготовлення деталі.

Більш точним є розрахунково-аналітичний метод визначення припусків на обробку, розроблений професором В. М. Кованом. Його сутність полягає в диференційованому розрахунку припуску за окремими складовими, які впливають на якість і точність оброблення поверхні. До таких складових належать похибки форми та розташування поверхонь, нерівності й дефекти поверхневого шару, похибки встановлення заготовки, а також відхилення, що виникають під час виконання поточного технологічного переходу.

Розрахунково-аналітичний метод передбачає визначення припусків для всіх послідовно виконуваних технологічних переходів обробки конкретної поверхні. При цьому обчислюються проміжні припуски, встановлюються проміжні розміри після кожного переходу, а також визначається загальний припуск на обробку поверхні та розміри заготовки. Розрахунковим значенням є мінімальний припуск, достатній для усунення похибок і дефектів поверхневого шару, отриманих на попередньому переході, а також для компенсації похибок, що виникають на поточному етапі оброблення.

Застосування розрахунково-аналітичного методу дозволяє зменшити відхід металу в стружку порівняно з табличними значеннями, раціонально призначити проміжні розміри за технологічними переходами, підвищити точність планування технологічного процесу та знизити собівартість

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

виготовлення деталі. Разом із тим цей метод потребує значних витрат часу на розрахунки, наявності повної інформації про точність заготовки, схему базування, параметри оброблення та похибки кожного переходу.

У даній роботі для визначення перехідних припусків доцільно застосувати більш доступний дослідно-статистичний метод, який широко використовується в машинобудівному та ремонтному виробництві. Цей метод ґрунтується на використанні розроблених довідкових таблиць припусків і допусків, що значно спрощує розрахунки та скорочує час проектування технологічного процесу. Його недоліком є певне завищення величин припусків, однак для умов одиничного або дрібносерійного виробництва такий підхід є достатньо обґрунтованим і практично доцільним.

Результати вибору припусків і допусків на обробку основних поверхонь вала доцільно подати у вигляді таблиці 3.1. Це дозволить систематизувати дані за технологічними переходами, встановити проміжні розміри оброблюваних поверхонь і забезпечити послідовність подальшого проектування технологічного процесу виготовлення деталі.

Приймаємо заготовку $\varnothing 250 \times 2240$ (рисунок 3.2)



Рисунок 3.2—Заготовка вала

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

51

Таблиця 3.1–Припуски на обробку

№ п/п	Найменування	Припуск, мм
1.	Чорнова обробка	22
2.	Чистова обробка	2,5
3.	Шліфування	0,6

Таблиця 3.2 – Проміжних та загального припуску і допусків

Маршрут обробки та розміри, що визначаються	Розмір, мм	Допуск, мм	Припуск, мм
Розмір вала за кресленням	225	- 0,071	-
Припуск на шліфування	-	-	0,6
Розмір після чистового обточування	225,5	- 0,14	-
Припуск на чистове обточування	-	-	3
Розмір після чорнового обточування	228	- 0,52	-
Припуск на чорнове обточування	-	-	9
Загальний припуск	-	-	12,6
Розмір заготовки	250	-	-

3.5 Підбір верстатів та обладнання

Для виконання токарних операцій приймаємо універсальний токарно-гвинторізний верстат моделі 16K20. Даний верстат забезпечує необхідну точність оброблення, має достатню жорсткість

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

52

і потужність приводу для виконання чорнових та чистових переходів під час виготовлення вала.

Основні паспортні дані верстата 16K20:

- найбільша частота обертання шпинделя – до 1800 об/хв;
- потужність електродвигуна головного приводу – 11 кВт;
- тип оброблюваних поверхонь – зовнішні циліндричні, торцеві та фасонні поверхні тіл обертання;
- різальний інструмент – прохідні токарні різці з твердосплавними пластинами T5K10;
- переріз державки різця – 25×25 мм;
- головний кут у плані $\psi = 45^\circ$;
- пристосування для встановлення заготовки – центри, токарний патрон, за необхідності нерухомий люнет.

Вибір верстата 16K20 є доцільним, оскільки він дозволяє обробляти вали середніх розмірів із достатньою продуктивністю та забезпечує можливість виконання основних технологічних переходів: підрізання торців, центрування, чорнового та чистового точіння, проточування шийок, канавок і фасок.

Визначення режимів різання виконуємо відповідно до загальномашинобудівних нормативів режимів різання для робіт, що виконуються на металорізальних верстатах. При цьому враховуємо матеріал заготовки, марку різального інструменту, глибину різання, подачу, жорсткість технологічної системи, тип обробки та необхідну якість обробленої поверхні.

Визначення глибини різання

По величині загального припуску на обробку приймаємо глибину різання до 5 мм.

Визначення величини подачі

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

Згідно з нормативними даними карти № 1 «Подачі для чорнового точіння» визначаємо рекомендовану подачу для оброблення сталі різцем із твердосплавною пластиною Т5К10. Для обточування деталей діаметром до 600 мм за глибини різання до 5 мм рекомендоване значення подачі становить: $S = 1,0 \dots 1,2$ мм/об.

З урахуванням умов чорнового точіння, жорсткості технологічної системи, матеріалу заготовки та необхідності забезпечення продуктивного знімання припуску приймаємо подачу: $S = 1,0$ мм/об.

Прийняте значення подачі забезпечує достатню продуктивність оброблення, стабільність процесу різання та допустиме навантаження на різальний інструмент і верстат.

Визначення швидкості різання

По карті "скорость резания" для обробки сталі з межею міцності $\sigma - 600$ Мпа та глибиною різання до 5мм- швидкість різання $v=51$ м/хв.

Визначення сили подачі

По таблиці нормативів "сила подачи", знаходимо, що при $v = 51$ м/хв, та глибиною до 5мм з різцем Е5К10 $\varphi=45^\circ$ сила подачі $P_x=2.65$ кН.

Визначення числа обертів шпинделя

По встановленій швидкості різання визначаємо число обертів шпинделя стакана, об/хв.

$$n = v \cdot 1000 / \pi \cdot D ; \quad (3.1)$$

де v - швидкість різання , $v = 51$ м/хв

D - діаметр вала, що точиться, $D = 250$ мм

Тоді

$$n = 51 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 250 = 65. \quad (3.2)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

54

Згідно з паспортними даними станка призначаємо число
обертів шпинделя : $n = 160$ об/хв.

Перевірка вибраного режиму різання по потужності

Виконуємо перевірку вибраного режиму різання за потужністю
головного приводу верстата. Згідно з нормативною картою
потужності, для прийнятих умов оброблення розрахункова
потужність різання становить: $N = 5,8$ кВт.

Потужність електродвигуна головного приводу токарно-
гвинторізного верстата 16К20 становить: $N_{\text{верст}} = 11$ кВт.

Оскільки розрахункова потужність різання менша за паспортну
потужність верстата: $N = 5,8 \text{ кВт} < N_{\text{верст}} = 11 \text{ кВт}$,

то прийнятий режим різання за потужністю є допустимим.
Отже, вибрані значення глибини різання, подачі та частоти
обертання шпинделя можуть бути використані для виконання даної
токарної операції без перевантаження головного приводу верстата.

Визначення основного часу

Величину основного часу на чорнові операції, хв. визначаємо
за формулою

$$t_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot S}, \quad (3.3)$$

де $L = L_1 + L_2$ – шлях проходу різця (L_1 повна довжина проходу,
 L_2 – врізання та перебіг, для різця з $\varphi = 45^\circ$ $L_2 = 8$ мм.);

i – кількість проходів різця.

$$t_0 = \frac{2240 \cdot 8}{1 \cdot 160} = 112, \quad (3.4)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

55

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 112 + 5 = 117 . \quad (3.5)$$

3.6 Визначення величини основного часу для окремих операцій

3.6.1 Норма часу на відрізування дисковою пилкою хв.:

$$t_0 = \frac{L}{S_{XB}} + \frac{L}{S_{XB.ЗВ.X}} , \quad (3.6)$$

де S_{XB} – хвилинна подача, $S_{XB} = 91,7$ мм/хв.;

$S_{XB.ЗВ.X}$ – хвилинна подача зворотного ходу, приймаємо $S_{XB.ЗВ.X} = 5000$ мм/хв.;

L – довжина проходу; $L = 250$ мм.

$$t_0 = \frac{250}{91,7} + \frac{250}{5000} = 2,77 , \quad (3.7)$$

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 2,77 + 5 = 7,77 . \quad (3.8)$$

3.6.2 Час на підрізання торців, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4000 \cdot v \cdot S} , \quad (3.9)$$

де D – діаметр обточуваної поверхні, мм;

S – подача ($S = 0,05$ мм/об);

V – швидкість різання ($v = 70$ м/хв).

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 250^2}{4000 \cdot 70 \cdot 0,05} = 14,01 \quad (3.10)$$

3.6.3 Час на центрувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot v \cdot S}, \quad (3.11)$$

де L – довжина проходу , мм;

D – діаметр отвору, D = 5 мм;

S – подача;

V – швидкість різання.

Тоді:

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 10}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,0052 \quad (3.12)$$

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{в.с.}} = 0,0052 + 5 = 5,0052 \quad (3.13)$$

Оскільки ця операція виконується двічі то час на її виконання збільшується вдвічі. $t = 10,01$ хв.

3.6.4. Час на токарні операції, хв.:

Розрахунок ведемо по формулі (5.9) , лише міняємо швидкість різання та подачу : для чорнового точіння - $v=105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; для чистового точіння - $v=120$ м/хв ; $S = 0,15$ мм/об;

Для точіння проточок- $v = 105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; такі ж значення і для точіння фасок.

Точіння поверхні 9. $D = 225$ мм, $L = 2240$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 225 \cdot 2240}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 52,75 \quad (3.14)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 52,75 + 5 = 57,75 \quad (3.15)$$

Точіння поверхні 6,8,5,7. $D = 200$ мм, $L = 380 + 670 = 1050$ мм.

Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 1050}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 21,98 \quad (3.16)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 21,98 + 5 = 26,98 \quad (3.17)$$

Точіння поверхні 5,7. $D = 125$ мм, $L = 670$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 670}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 8,76 \quad (3.18)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 8,76 + 5 = 13,76 . \quad (3.19)$$

Точіння поверхні 2,3,10,11,12. D =200 мм, L =335+115+140=590 мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 590}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 12,35 . \quad (3.20)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}}=5$ хвилини.
Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 12,35 + 5 = 17,35 . \quad (3.21)$$

Точіння поверхні 2,3,12. D =140 мм, L =140+115=255 мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 255}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 3,73 . \quad (3.22)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}}=5$ хвилини.
Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 3,73 + 5 = 8,73 . \quad (3.23)$$

Точіння поверхні 2,12. D =140 мм, L =140+115=255 мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 140}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 1,83 . \quad (3.24)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 1,83 + 5 = 6,83 . \quad (3.25)$$

Загальний час на токарну обробку, хв.

$$t_{\text{ш}} = \sum t_0 = 57,75 + 26,98 + 13,76 + 17,35 + 8,73 + 6,83 = 131,4 . \quad (3.26)$$

3.6.5 Час на нарізання шпоночних пазів, хв.:

Основний технологічний час на нарізання одного шпоночного паза t_{01} , хв, буде рівний [6, див. дод. 31]

$$t_0 = L_1 / S_{\text{ш}} , \quad (3.27)$$

де, L_1 – довжина шпоночного паза;

$S_{\text{ш}}$ – подача шпоночної фрези, приймається $S_{\text{ш}}=170\text{мм/хв}$
[6, див. дод. 31]

Нарізання шпоночного паза 13,14:

$$t_{01} = 110 / 170 = 0,64 , \quad (3.28)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

$$t_{01} = t_0 + t_{B.C.} = 0,64 + 5 = 5,64 . \quad (3.29)$$

Загальний час на проточку паза множимо на два бо два паза, хв.

$$t_{01,02} = t_{01} \cdot 2 = 5,64 \cdot 2 = 11,28 . \quad (3.30)$$

Нарізання шпоночного паза 15:

$$t_{03} = L_3 / S_{\text{ш}} = 200 / 170 = 1,17 . \quad (3.31)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

$$t_{01} = t_0 + t_{B.C.} = 1,17 + 5 = 6,17 . \quad (3.32)$$

Тоді основний технологічний час на нарізання шпоночних пазів буде рівний

$$t_{0}^{un} = t_{01,02} + t_{03} = 11.28 + 6.17 = 17.45 . \quad (3.33)$$

3.6.6 Час на нарізання різьби різьбонарізним різцем, хв.:

Нарізання різьби різьбонарізним різцем

Основний технологічний час при нарізанні різьби на необхідну поверхню сторони 1, t_0^H , хв, визначається по формулі (3.34)

$$t_0^H = \pi \cdot D \cdot L \cdot a / 1000 \cdot V \cdot S , \quad (3.34)$$

де $D = 25$ мм – діаметр отвору в якому необхідно нарізати різьбу;

$L = 55$ мм – довжина поверхні на яку необхідно нарізати різьбу;

a – коефіцієнт ; приймається $a = 1,85$ [6, див. дод. 31];

V – швидкість подачі різця; приймається $V = 9,1$ [6, див. дод. 31];

S – подача різця ; приймається $S = 2$ [6, див. дод. 31].

$$t_0^H = 3,14 \cdot 25 \cdot 55 \cdot 1,85 / 1000 \cdot 9,1 \cdot 2 = 0,43. \quad (3.35)$$

Оперативний час на нарізання різьби, $t_{шт}$, хв, буде розраховуватись по формулі 3.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{вс} = 0,43 + 0,21 = 0,64 , \quad (3.36)$$

де $t_{вс}$ – допоміжний час хв. , встановлюється в процентному відношенні від основного часу від 30-50%; прийнято

$$t_{вс} = 0,5 \cdot 0,43 = 0,21. \quad (3.37)$$

3.6.7 Час на шліфувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot h \cdot f}{1000 \cdot v \cdot S \cdot t} , \quad (3.38)$$

де S - повздовжня подача ($S = 10$ мм/об)

v - швидкість різання ($v = 30 \text{ м/хв}$)

h - товщина металу, що знімається ($h = 0,1$)

t - поперечна передача ($t = 0,008 \text{ мм/позд.хід}$)

f - коефіцієнт, що враховує зернистість круга ($f = 1,4$)

Шліфувати поверхні 2,5. $D = 125 \text{ мм}$, $L = 140 + 670 = 810 \text{ мм}$

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 810 \cdot 0,1 \cdot 1,4}{1000 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 0,008} = 18,54 \quad (3.39)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{в.с.} = 5$ хвилини.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{в.с.} = 18,54 + 5 = 23,54 \quad (3.40)$$

Сумарний час на обробку вала, хв., складає

$$t = 117 + 7,77 + 14,01 + 5,0052 + 131,4 + 17,45 + 0,64 + 0,21 + 23,54 = 202,76 \quad (3.41)$$

За результатами розрахунку тривалості виконання основних і допоміжних переходів визначено сумарний час на механічну обробку вала. Він включає час на встановлення та зняття заготовки, підготовку базових поверхонь, чорнове і чистове точіння, оброблення шийок, канавок, фасок, а також контроль розмірів і якості оброблених поверхонь.

Сумарний час на обробку вала становить: $T = 202,76$ хв.

Отримане значення використовується для подальшого нормування технологічного процесу, визначення трудомісткості виготовлення деталі та розрахунку виробничої собівартості.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

62

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Роторна дробарка належить до машин підвищеної небезпеки, оскільки в процесі її роботи відбувається подрібнення міцних мінеральних матеріалів за рахунок інтенсивної ударної дії робочих органів. Основними елементами машини, що створюють потенційну небезпеку, є ротор з білами, привод, пасова або муфтова передача, завантажувальний і розвантажувальний отвори, відбійні плити, регулювальні механізми та електрообладнання. Тому під час проектування, монтажу, налагодження, експлуатації та ремонту дробарки необхідно враховувати вимоги охорони праці, електробезпеки, пожежної безпеки та виробничої санітарії [8], [16], [17].

Під час роботи роторної дробарки на працівників можуть впливати такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі та обертові частини машини: ротор, приводний вал, шків, муфти, паси, підшипникові вузли;
- можливість викидання кусків матеріалу із завантажувального або розвантажувального отворів;
- підвищений рівень шуму, що виникає внаслідок ударного руйнування матеріалу, роботи ротора, приводу та допоміжного обладнання;
- вібрація, яка передається на раму, фундамент і робоче місце оператора;

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ		
Розроб.	Левченко						
Перев.	Васильєв						
Керівник							
Н. контр.	Васильєв						
Затв.	Орисенко						
					Літ.	Лист	Листів
					Н	63	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

– утворення пилу під час дроблення сухих мінеральних матеріалів, бетонного бою, цегли, щебеню або інших будівельних матеріалів;

– небезпека ураження електричним струмом при пошкодженні ізоляції, несправності електродвигуна, пускової апаратури або заземлення;

– можливість травмування під час очищення камери дроблення, заміни бил, футерувальних плит, регулювання зазорів і технічного обслуговування;

– небезпека падіння вантажів під час монтажу, демонтажу або переміщення важких вузлів дробарки;

– можливість виникнення пожежі внаслідок перегріву електродвигуна, короткого замикання, несправності електрообладнання або накопичення пилу біля нагрітих поверхонь.

Особливо небезпечними є зони біля завантажувального отвору, камери дроблення, розвантажувального патрубку, приводу та місць розміщення регулювальних пристроїв. У цих зонах можливий контакт працівника з рухомими частинами, а також потрапляння уламків матеріалу або пилу. Тому всі небезпечні зони повинні бути закриті захисними кожухами, огороженнями або обладнані блокувальними пристроями [16].

Під час дроблення будівельних матеріалів значну небезпеку становить пил. Пил мінерального походження подразнює органи дихання, очі та шкіру, погіршує видимість у робочій зоні, а також сприяє швидшому зношуванню механізмів. Для зменшення запиленості необхідно передбачати герметизацію корпусу дробарки, аспіраційні пристрої, місцеве відсмоктування пилу, періодичне

прибирання робочої зони та застосування працівниками засобів індивідуального захисту органів дихання [7], [8].

Шум і вібрація також є характерними факторами при роботі дробарки ударної дії. Їх джерелами є удари матеріалу об біла та відбійні плити, обертання ротора, робота підшипників, приводу та передавальних механізмів. Для зниження негативного впливу шуму та вібрації необхідно застосовувати балансування ротора, справні підшипникові вузли, жорстке кріплення машини до фундаменту, віброізоляційні прокладки, шумозахисні кожухи та засоби індивідуального захисту органів слуху.

4.2 Вимоги безпеки до організації технологічного процесу

Безпечна експлуатація роторної дробарки значною мірою залежить від правильної організації технологічного процесу. Перед початком роботи необхідно перевірити технічний стан машини, справність огорожень, наявність мастила у підшипникових вузлах, стан кріплення бил, футерувальних плит, відбійних плит, пружинних або буферних пристроїв, а також справність електрообладнання, заземлення та аварійної зупинки.

До роботи з дробаркою допускаються лише працівники, які пройшли інструктаж з охорони праці, ознайомлені з будовою машини, правилами її запуску, зупинки, обслуговування та діями в аварійних ситуаціях. Працівник повинен знати небезпечні зони дробарки, порядок подачі матеріалу, правила очищення робочої зони та вимоги щодо використання засобів індивідуального захисту [8], [16].

Перед запуском дробарки необхідно переконатися, що в камері дроблення немає сторонніх предметів, інструменту, залишків металу або недробимих включень. Завантаження матеріалу допускається лише після виходу ротора на робочий режим. Подача матеріалу

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		65

повинна бути рівномірною, без різких перевантажень, оскільки нерівномірне завантаження призводить до збільшення динамічних навантажень, підвищення зносу бил, перегріву електродвигуна та можливого заклинювання ротора.

Не допускається ручне проштовхування матеріалу в завантажувальний отвір під час роботи машини. Для забезпечення стабільної подачі матеріалу слід застосовувати живильники, лотки або конвеєри. У разі зависання матеріалу в зоні завантаження дробарку необхідно зупинити, відключити від електромережі, дочекатися повної зупинки ротора і лише після цього виконувати очищення спеціальним інструментом.

Розвантажувальна зона дробарки повинна бути обладнана огороженнями, які запобігають розлітання подрібненого матеріалу та потраплянню працівників у небезпечну зону. Якщо дробарка працює у складі дробильно-сортувальної лінії, необхідно узгодити роботу дробарки з живильниками, грохотами, бункерами та стрічковими конвеєрами. Безпека конвеєрного обладнання повинна забезпечуватися відповідно до вимог чинних стандартів для машин неперервної дії [18].

Ремонтні, регулювальні та очисні роботи дозволяється виконувати тільки після повної зупинки машини, вимкнення електроживлення і вивішування попереджувальної таблички про заборону вмикання. Особливої обережності потребує заміна бил і футерувальних плит, оскільки ці деталі мають значну масу та можуть травмувати працівника при падінні або неправильному закріпленні.

4.3 Безпека експлуатації роторної дробарки

Під час експлуатації роторної дробарки необхідно забезпечити надійне огороження всіх рухомих частин. Приводні шківи, паси,

муфти, відкриті ділянки валів і з'єднувальні елементи повинні бути закриті кожухами. Кожухи мають бути міцними, зручними для демонтажу під час ремонту та такими, що не перешкоджають огляду і технічному обслуговуванню обладнання.

Корпус дробарки повинен бути достатньо міцним, герметичним і обладнаним футеруванням, яке захищає його від абразивного зношування. Оглядові люки та кришки повинні мати надійні замки або болтові з'єднання. У разі відкривання кришок або люків необхідно передбачати блокування, яке унеможливило б запуск дробарки при відкритій камері дроблення [16].

Ротор дробарки повинен бути статично та динамічно збалансований. Незбалансованість ротора призводить до появи підвищених вібрацій, збільшення навантаження на підшипники, руйнування кріплень і зниження довговічності машини. Після заміни бил або ремонту ротора необхідно перевірити рівномірність їх встановлення, надійність кріплення та відсутність перекосів.

Била дробарки працюють в умовах ударних навантажень та інтенсивного абразивного зношування. Їх необхідно регулярно оглядати, контролювати ступінь зношування і своєчасно замінювати. Експлуатація дробарки з тріснутими, деформованими або нерівномірно зношеними білами не допускається, оскільки це може призвести до руйнування робочих органів, підвищеної вібрації та аварійного виходу машини з ладу.

Відбійні плити повинні бути надійно закріплені та мати справні регулювальні й запобіжні пристрої. Пружинні або буферні пристрої повинні забезпечувати відхід плити при потраплянні недробимого предмета в камеру дроблення. Несправність таких пристроїв може призвести до заклинювання ротора, руйнування бил, пошкодження вала або електродвигуна.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

67

Під час роботи дробарки забороняється:

- відкривати кришки, люки та захисні кожухи;
- перебувати біля відкритих завантажувальних або розвантажувальних отворів;
- очищати завантажувальний лоток або камеру дроблення вручну;
- торкатися рухомих частин машини;
- виконувати регулювання зазорів без зупинки обладнання;
- залишати працюючу дробарку без нагляду;
- експлуатувати машину при підвищеній вібрації, сторонньому шумі, перегріві підшипників або електродвигуна.

У разі появи нехарактерного стуку, різкого збільшення вібрації, зменшення частоти обертання ротора, запаху горілої ізоляції, перегріву підшипників або приводу дробарку необхідно негайно зупинити, відключити від мережі та провести огляд.

4.4 Електробезпека

Електрообладнання роторної дробарки повинно відповідати вимогам безпечної експлуатації машин та електричного устаткування [17]. Основними елементами електричної частини дробарки є електродвигун, пускова апаратура, захисні пристрої, кабельні лінії, кнопки керування, система аварійної зупинки та заземлення.

Для запобігання ураженню працівників електричним струмом усі металеві неструмовідні частини дробарки, які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, повинні бути заземлені. До таких частин належать корпус електродвигуна, станина дробарки, металеві кожухи, шафи керування та інші елементи електрообладнання.

Пускова апаратура повинна забезпечувати захист електродвигуна від короткого замикання, перевантаження, зникнення фази та перегріву. Для аварійної зупинки дробарки необхідно передбачити кнопку «Стоп» або аварійний вимикач, розміщений у доступному для оператора місці. У разі роботи дробарки у складі технологічної лінії аварійна зупинка повинна припиняти подачу матеріалу на дробарку.

Кабелі живлення повинні бути захищені від механічних пошкоджень, перегинів, впливу вологи, пилу та високих температур. Забороняється експлуатувати обладнання з пошкодженою ізоляцією, відкритими контактами, несправними вимикачами або відсутнім заземленням.

Огляд, ремонт і обслуговування електрообладнання повинні виконуватися тільки електротехнічним персоналом відповідної кваліфікації. Перед виконанням ремонтних робіт необхідно повністю відключити живлення, перевірити відсутність напруги та вивісити попереджувальний знак про заборону вмикання обладнання.

4.5 Виробнича санітарія та засоби індивідуального захисту

Під час роботи роторної дробарки важливе значення має забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов праці. Основними шкідливими факторами є пил, шум, вібрація, недостатнє освітлення, забруднення робочої зони уламками матеріалу та можливість контакту працівника з гострими або нагрітими поверхнями.

Для зменшення запиленості робочої зони корпус дробарки повинен бути максимально герметизований. У місцях завантаження і розвантаження доцільно встановлювати аспіраційні укриття або місцеві відсмоктувачі пилу. При дробленні сухих матеріалів може застосовуватися зволоження матеріалу або пилопригнічення, якщо це не погіршує технологічний процес і якість готового продукту.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		69

Робоче місце оператора повинно бути розташоване поза небезпечними зонами, мати достатнє освітлення та зручний доступ до органів керування. Проходи біля дробарки необхідно утримувати вільними, не захащувати інструментом, запасними частинами або матеріалом. Підлога в робочій зоні повинна бути рівною, неслизькою та очищеною від пилу і уламків.

Працівники, які обслуговують дробарку, повинні використовувати засоби індивідуального захисту:

- захисну каску;
- захисні окуляри або щиток для обличчя;
- протипиловий респіратор;
- засоби захисту органів слуху;
- спецодяг із щільної тканини;
- захисне взуття з неслизькою підошвою;
- рукавиці для виконання ремонтних і монтажних робіт.

Під час роботи з важкими деталями, такими як біла, футерувальні плити, кришки корпусу, підшипникові вузли або елементи приводу, необхідно застосовувати справні вантажопідіймальні засоби. Забороняється виконувати переміщення важких деталей вручну, якщо їх маса перевищує допустимі норми або створює небезпеку травмування.

4.6 Безпека вантажопідіймальних і транспортних операцій

Монтаж, демонтаж і ремонт роторної дробарки пов'язані з переміщенням важких вузлів і деталей. До таких елементів належать ротор, вал, біла, відбійні плити, футерувальні плити, електродвигун, шків, підшипникові корпуси та частини станини. Для їх переміщення необхідно використовувати крани, талі, домкрати, стропи та інші вантажопідіймальні пристрої відповідної вантажопідйомності.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

70

Перед початком вантажопідіймальних робіт необхідно перевірити справність стропів, гаків, захватів, траверс і місць зачеплення вантажу. Стропування деталей повинно виконуватися так, щоб під час підйому не виникало перекосу, самовільного зміщення або падіння вантажу. Працівникам забороняється перебувати під піднятим вантажем або в зоні його можливого переміщення.

При транспортуванні матеріалу до дробарки та відведенні готового продукту можуть використовуватися стрічкові конвеєри, живильники або інше транспортне обладнання. Небезпечними зонами такого обладнання є місця набігання стрічки на барабани, роликоопори, натяжні пристрої, пересипні вузли та зони завантаження. Ці місця повинні бути закриті огороженнями або обладнані захисними пристроями [18].

Під час роботи транспортного обладнання забороняється очищати стрічку, ролики або барабани руками, ставати на конвеєр, переходити через нього у невстановлених місцях або виконувати ремонт без повної зупинки. Для безпечного проходу працівників необхідно передбачати містки, проходи та огороження.

4.7 Пожежна та екологічна безпека

Пожежна безпека під час експлуатації роторної дробарки пов'язана насамперед з електрообладнанням, перегрівом підшипників, тертям у приводних передачах, коротким замиканням, накопиченням пилу та використанням мастильних матеріалів. Для запобігання пожежі необхідно підтримувати справний стан електрообладнання, не допускати перевантаження електродвигуна, регулярно контролювати температуру підшипників і стан приводних передач.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

71

Електродвигун, шафа керування і кабельні лінії повинні бути захищені від пилу, вологи та механічних пошкоджень. Місця зберігання мастильних матеріалів повинні бути обладнані відповідно до вимог пожежної безпеки. Поблизу дробарки необхідно розміщувати первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники, ящик з піском, пожежний інвентар. Працівники повинні знати місце їх розташування та порядок використання.

Екологічна безпека роботи дробарки пов'язана зі зменшенням запиленості, шумового впливу, забруднення території відходами та раціональним використанням матеріальних ресурсів. Пил, що утворюється під час дроблення, повинен уловлюватися аспіраційними системами або осаджуватися за допомогою пилопригнічення. Відходи технічного обслуговування, зношені біла, футерувальні плити, мастильні матеріали та інші виробничі відходи необхідно збирати у спеціально відведених місцях і передавати на утилізацію або переробку відповідно до встановлених вимог [7].

Використання роторної дробарки для подрібнення будівельних відходів має позитивне екологічне значення, оскільки дозволяє повторно використовувати бетонний бій, цегляні відходи, асфальтобетон та інші матеріали як вторинну сировину. Це зменшує потребу у видобуванні природних матеріалів, скорочує площі складування відходів і сприяє ресурсозбереженню в будівельній галузі.

4.8 Дії персоналу в аварійних ситуаціях

Аварійні ситуації під час роботи роторної дробарки можуть виникати внаслідок потрапляння недробимого предмета в камеру дроблення, заклинювання ротора, руйнування бил, підвищеної вібрації, обриву приводного паса, перегріву підшипників,

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ

Лист

72

несправності електродвигуна, короткого замикання або виникнення пожежі.

При появі стороннього шуму, сильного стуку, різкого зростання вібрації, зниження частоти обертання ротора або припинення виходу подрібненого матеріалу оператор повинен негайно припинити подачу матеріалу, зупинити дробарку кнопкою аварійної зупинки та повідомити відповідальну особу. Повторний запуск допускається тільки після виявлення і усунення причини несправності.

У разі заклинювання ротора забороняється намагатися повернути його вручну або за допомогою електродвигуна. Необхідно відключити живлення, дочекатися повної зупинки всіх рухомих частин, зафіксувати машину від випадкового запуску, відкрити оглядовий люк і видалити сторонній предмет спеціальним інструментом. Роботи виконуються лише після повного знеструмлення обладнання.

У разі ураження працівника електричним струмом необхідно негайно відключити електроживлення, звільнити потерпілого від дії струму без небезпеки для рятувальника, викликати медичну допомогу та надати першу домедичну допомогу. При виникненні пожежі необхідно зупинити обладнання, відключити електроживлення, повідомити відповідальних осіб і розпочати гасіння пожежі наявними первинними засобами пожежогасіння.

Після будь-якої аварійної ситуації дробарка повинна бути оглянута. Особливу увагу необхідно приділити стану ротора, бил, відбійних плит, футерування, підшипникових вузлів, приводу, захисних кожухів та електрообладнання. Запуск машини після аварії допускається тільки після усунення несправностей і дозволу відповідальної особи.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки

Проведено огляд науково-технічної інформації щодо конструкцій і робочого процесу роторних дробарок, які застосовуються у виробництві будівельних матеріалів. Встановлено, що роторні дробарки є ефективними машинами ударної дії, які забезпечують інтенсивне руйнування кускового матеріалу за рахунок ударів бил ротора та повторного зіткнення частинок з відбійними плитами. Основними перевагами таких дробарок є висока продуктивність, проста конструкція, можливість регулювання крупності готового продукту та отримання більш рівномірного гранулометричного складу подрібненого матеріалу.

Обґрунтовано конструктивну схему роторної дробарки, яка включає корпус, ротор з жорстко закріпленими билами, відбійні плити, регулювальні та запобіжні пристрої, підшипникові вузли і привод. Встановлено, що ефективність роботи дробарки значною мірою залежить від правильного вибору параметрів камери дроблення, розташування відбійних плит, колової швидкості ротора, кількості бил і величини зазорів між робочими органами. Раціональне компоновання цих елементів дозволяє підвищити ступінь подрібнення і зменшити кількість недоподрібнених частинок.

Виконано розрахунки, що підтверджують працездатність запропонованої конструкції роторної дробарки. Визначено основні параметри ротора, бил, завантажувального лотка, відбійних плит, пружинних запобіжних пристроїв і приводу. Проведені розрахунки

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат				
Розроб.	Левченко							
Перев.	Васильєв							
Керівн.								
Н. контр.	Васильєв							
Затв.	Орисенко							
					Висновки			
					Літ.	Лист	Листів	
					Н			
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			

показують, що прийняті конструктивні параметри забезпечують необхідну інтенсивність ударної дії на матеріал, стабільний робочий процес і можливість отримання продукту заданої крупності.

Розглянуто питання надійності та довговічності основних вузлів дробарки. Особливу увагу приділено умовам роботи бил, відбійних плит, вала ротора, підшипникових опор і елементів приводу, які працюють під дією змінних ударних навантажень та абразивного зношування. Запропоновані конструктивні рішення передбачають використання зносостійких матеріалів, змінних футерувальних елементів і регулювальних пристроїв, що підвищує ремонтпридатність і зменшує простой обладнання під час технічного обслуговування.

У роботі обґрунтовано технічну та економічну доцільність використання роторної дробарки у виробництві будівельних матеріалів. Застосування такої машини дозволяє подрібнювати природні кам'яні матеріали, бетонний бій, цегляні відходи та іншу мінеральну сировину з можливістю подальшого використання отриманого продукту у будівництві й дорожньому господарстві. Це сприяє зменшенню витрат на природні матеріали, підвищенню ефективності виробництва та раціональному використанню вторинної будівельної сировини.

Розроблено заходи з безпеки життєдіяльності під час експлуатації роторної дробарки. Визначено основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, серед яких рухомі частини машини, пил, шум, вібрація, електрична небезпека, можливість викидання матеріалу та травмування під час ремонту. Запропоновано застосування захисних кожухів, блокувань, аварійної зупинки, аспіраційних пристроїв, засобів індивідуального захисту,

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

заземлення електрообладнання та організаційних заходів безпечної роботи.

Загалом розроблена роторна дробарка відповідає вимогам до машин для подрібнення будівельних матеріалів. Запропонована конструкція забезпечує ефективне дроблення, можливість регулювання параметрів робочого процесу, зручність технічного обслуговування та безпечну експлуатацію. Результати роботи можуть бути використані при проектуванні, модернізації або впровадженні дробильного обладнання у складі дробильно-сортувальних ліній підприємств будівельної галузі.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Список літератури

1. Назаренко І. І., Берник І. М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв : навчальний посібник. Київ : Аграр Медіа Груп, 2013. 544 с.
2. Кузенко Л. М., Кузенко Д. В., Вантух З. З., Панюра Я. Й. Дорожньо-будівельні машини : навчальний посібник. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2021. 236 с.
3. Онищенко В. О., Онищенко О. Г., Коробко Б. О., Вірченко В. В. Будівельна техніка : навчальний посібник. 2-ге вид., перероб. і допов. Київ : Кондор, 2017. 424 с.
4. Волянський О. А. Технологія бетонних і залізобетонних конструкцій. Ч. 1. Технологія бетону : навчальний посібник. Київ : Вища школа, 1994. 271 с.
5. Рунова Р. Ф. Основи виробництва стінових та оздоблювальних матеріалів : навчальний посібник. Київ : Основа, 2017. 528 с.
6. Хмара Л. А., Шипілов О. С., Онищенко О. Г. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування : навчальний посібник. Полтава : ПолтНТУ, 2009. 209 с.
7. Федоренко О. І., Бондар О. І., Кудін А. В. Основи екології : підручник. Київ : Знання, 2006. 543 с.
8. Охорона праці в будівництві. Інженерні рішення : довідник / В. І. Русин, Г.Г.Орлов, Н. М. Недельников та ін. Київ : Будівельник, 1990. 208 с.
9. Дубинін А. І., Атаманюк В. М., Дулеба В. П., Симак Д. М. Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів : навчальний посібник / за ред. А. І. Дубиніна. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2013. 292 с.
10. Шаповал С. В., Болотських О. М. Будівельна техніка та виробнича

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Список літератури				Лім.	Лист	Листів	
Розроб.	Левченко								Н			
Перев.	Васильєв								Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			
Керівник												
Н. контр.	Васильєв											
Затв.	Орисенко											

база будівництва : конспект лекцій для студентів усіх форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» спеціальності 192 — Будівництво та цивільна інженерія. Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2020. 136 с.

11. Будівельні машини та обладнання : підручник / О. М. Лівінський, О. М. Пшінько, М. В. Савицький та ін. ; за ред. О. М. Лівінського. Київ : МП Леся, 2015. 612 с.

12. Вольтерс О. Ю., Пелевін Л. Є., Пристайло М. О. Машини і механізми міського господарства : навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2017. 268 с.

13. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : Планета-Прінт, 2020. 275 с.

14. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник. Київ : Алерта, 2005. 368 с.

15. Клименко В. М., Шиліна О. П., Осадчук А. Ю. Технологія конструкційних матеріалів. Частина перша. Конструкційні матеріали: властивості, класифікація, виробництво : навчальний посібник. Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005. 97 с.

16. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи проектування. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків (EN ISO 12100:2010, IDT ; ISO 12100:2010, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.

17. ДСТУ EN 60204-1:2019. Безпечність машин. Електричне устаткування машин. Частина 1. Загальні вимоги (EN 60204-1:2018, IDT ; ІЕС 60204-1:2016, MOD). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

18. ДСТУ EN 620:2022. Підіймально-транспортувальне устаткування та системи неперервної дії. Конвеєри стрічкові стаціонарні для сипких матеріалів. Вимоги щодо безпеки (EN 620:2021, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.

					ГММ.401ММ.010-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		