Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Покращення технологічних характеристик молоткової дробарки СМД 147

Виконав: студент групи 6.1332

Максименко С.В.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра
Максименка Станіслава Валерійовича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Модернізація приводу хитного рольгангу керівник кваліфікаційної роботи доцент, Ph.D. Гречаний О.М. затверджені наказом вищого навчального закладу від “23“ грудня 2025 року № 1831-с.
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 13 червня 2026 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи виробничого цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Дробарка молоткова одноротрна СМД-147 – 1А1; 2. Ротор дробарки в зборі – 1А1; 3. Решітка колосникова передня – 1А1; 4. Конвейєр стрічковий – 1А1; 5. Станція приводна конвейєра – 1А1; 6. Фундамент під дробарку СМД-147 – 1А1;7. Місцева витяжка від молоткових дробарок – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
2	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
3	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
4	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційої роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	13.04.2026 – 04.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	05.05.2026 – 10.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	11.05.2026 – 17.05.2026	
4	Виконання графічної частини проєкту	18.05.2026 – 31.05.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.2026 – 09.06.2026	
6	Перевірка проєкту консультантами	10.06.2026 – 11.06.2026	
7	Попередній захист проєкту	12.06.2026	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту	Згідно з графіком	

Здобувач _____ Максименко С.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Гречаний О.М. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Максименко С. В. Покращення технологічних характеристик молоткової дробарки СМД 147

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник О. М. Гречаний. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2026.

Виконано аналіз недоліків завантажувального вузла дробарки з метою виявлення його технологічних резервів. Запропоновано варіант удосконалення завантажувального вузла молоткової дробарки моделі СМД-147. Виконані розрахунки, що обґрунтовують прийняті конструкторські рішення. Приділено увагу питанням безпеки та екології при подрібненні матеріалів.

Ключові слова: дробарка, ротор, привод дробарки, конвейєр, привод конвейєра, анкерні болти, рукавний фільтр

ABSTRACT

Maksymenko S. V. Improving the Technological Characteristics of the SMD 147 Hammer Crusher

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser O. M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2026.

An analysis of the shortcomings of the crusher loading unit was performed in order to identify its technological reserves. A variant of improving the loading unit of the hammer crusher model SMD-147 was proposed. Calculations were performed that substantiate the adopted design decisions. Attention was paid to safety and environmental issues when crushing materials.

Keywords: crusher, rotor, crusher drive, conveyor, conveyor drive, anchor bolts, bag filter

ЗМІСТ

ВСТУП 7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА 8
1.1 Вантажопотоки лінії подрібнення вапняку в умовах виробничого середовища аглоцеху 8
1.2 Коротка технічна характеристика молоткової дробарки моделі СМД-147 11
1.3 Аналіз «вузьких» місць дільниці та пропозиції щодо їхнього усунення 16
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА 19
2.1 Визначення потужності дроблення вапняку та вибір електродвигуна дробарки 19
2.2 Розрахунок приводу стрічкового конвеєра для встановлення в підрешітний простір ґуркоту 27
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА 44
3.1 Розробка фундаменту під монтаж молоткової дробарки СМД-147 44
3.2 Розробка схеми кріплення обладнання молоткової дробарки до фундаменту анкерними болтів 53
3.2.1 Розрахунок анкерних болтів для закріплення обладнання дробарки 53
3.2.2 Розрахунок площі пакету підкладок 58
3.3 Розрахунок траверси для стропування ротора молоткової дробарки при її складанні на фундаментній основі 62
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 71
4.1 Аналіз потенційно-небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища вапняно-дробильного відділення 71
4.2 Пропозиції щодо організаційних заходів зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища вапняно-дробильного відділення 73
4.3 Інженерний розрахунок рукавного фільтра 76

Висновки 81

Список використаної літератури 82

ДОДАТКИ 87

ВСТУП

Сучасний розвиток гірничо-металургійного комплексу вимагає постійного вдосконалення технологічного обладнання, спрямованого на підвищення ефективності виробництва, зниження енерговитрат та забезпечення стабільної якості кінцевої продукції. Одним із ключових етапів підготовки сировини в агломераційному виробництві є процес подрібнення, від якого значною мірою залежить рівномірність гранулометричного складу шихти та ефективність подальших технологічних операцій.

Важливу роль у цьому процесі відіграють молоткові дробарки, які широко застосовуються для подрібнення кускових матеріалів, зокрема вапняку. Серед них значного поширення на підприємствах металургійної галузі набула молоткова дробарка СМД-147, що характеризується відносною простотою конструкції, надійністю та високою продуктивністю. Проте в умовах сучасного виробництва до такого обладнання висуваються підвищені вимоги щодо енергоефективності, зносостійкості робочих органів, рівномірності подрібнення та зниження експлуатаційних витрат.

Актуальність теми кваліфікаційної роботи обумовлена необхідністю покращення технологічних характеристик молоткової дробарки СМД-147 з метою підвищення ефективності її роботи в умовах агломераційного виробництва. Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості підвищення продуктивності дробарки, зниження енергоспоживання, зменшення зносу робочих органів та покращення якості подрібненого матеріалу, що в цілому сприятиме підвищенню ефективності роботи агломераційного виробництва.

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи містить 94 сторінки комп’ютерного набору, на яких 19 рисунків, 7 додатків. Бібліографічний список має 43 найменування літературних джерел.

Об'єкт проєктування – завантажувальний вузол молоткової дробарки.

Мета роботи – покращення технологічних характеристик завантажувального вузла.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вантажопотоки лінії подрібнення вапняку в умовах виробничого середовища аглоцеху

Кінцевим продуктом агломераційного виробництва є агломерат – міцний пористий матеріал, що використовується як основна складова доменної шихти [1]. Основними компонентами для виробництва агломерату є: повернення дрібного агломерату (зворот), аглоруда, концентрат, паливо (кокс), а також флюсуючі добавки, зокрема вапняк, який забезпечує необхідний хімічний склад і шлакоутворення в подальших металургійних процесах.

Молоткова реверсивна дробарка СМД-147 входить до складу технологічної лінії подрібнення вапняку, що є одним із ключових компонентів агломераційної шихти. Її призначення полягає у зменшенні розміру кускового матеріалу до необхідної крупності, що забезпечує рівномірність змішування компонентів і підвищує ефективність процесу спікання агломерату.

Технологічний ланцюжок проходження вапняку має таку послідовність. Вапняк із зовнішніх джерел транспортування надходить безпосередньо на рудний двір, де формується у штабелі. Із цих штабелів матеріал подається в чотири приймальні тічки 1, розташовані в основі рудного двору під штабелем, що забезпечує безперервність відбору сировини.

Із приймальних тічок вапняк рівномірно видається за допомогою електровіброживильників 2, які регулюють подачу матеріалу відповідно до продуктивності лінії. Далі, використовуючи транспортери №54 та №55, вапняк транспортується до прийомних бункерів 4 молоткових дробарок, де здійснюється його попереднє накопичення та стабілізація потоку перед подрібненням.

Безпосередньо в молоткові дробарки з габаритними розмірами 1450×1300 мм вапняк подається стрічковими живильниками 5, що забезпечують безперервне та контрольоване завантаження робочої камери дробарки. У процесі

роботи дробарок матеріал піддається ударному та частково стискальному руйнуванню, внаслідок чого досягається необхідна ступінь подрібнення.

Після проходження стадії дроблення весь подрібнений вапняк транспортується системою стрічкових конвеєрів №№ 60, 61, 63, 64, 71, 72 у дванадцять накопичувальних бункерів. Із цих бункерів матеріал знову подається електровіброживильниками 2 на операцію розсіву – на 12 гуркотів 8, обладнаних ситами з розміром отворів 4×4 мм, що дозволяє ефективно розділяти матеріал за крупністю.

Вапняк дрібної фракції 3-0 мм після проходження через гуркоти відокремлюється як готовий продукт необхідної крупності та за допомогою транспортерів №№ 68, 69, 56 і 58 подається в бункери №17 та №22 шихтового відділення, де він використовується для формування агломераційної суміші.

Вапняк більш крупної фракції (+3 мм), який не пройшов через сито, не втрачається, а повертається в технологічний процес: транспортерами №№ 65, 66, 67 він знову подається в прийомні бункери молоткових дробарок для повторного подрібнення, що забезпечує замкнений цикл і підвищує ефективність використання сировини.

Окрема частина вапняку фракції +3 мм відбирається транспортером №64 і направляється на віброгуркіт 7, де здійснюється додаткове класифікування. У результаті виділяється фракція 3-8 мм, яка транспортується стрічковими конвеєрами №74 і №75 до бункерів вапняних машин ОПР і КМ-4, де вона використовується за спеціальним призначенням у технологічному процесі.

Загалом наведена схема забезпечує безперервність, ефективність та раціональне використання вапняку в агломераційному виробництві, включаючи багаторазове повернення недоподрібненого матеріалу в цикл. Схема технологічного процесу вапняно–дробильного відділення наведена на рисунку 1.1.

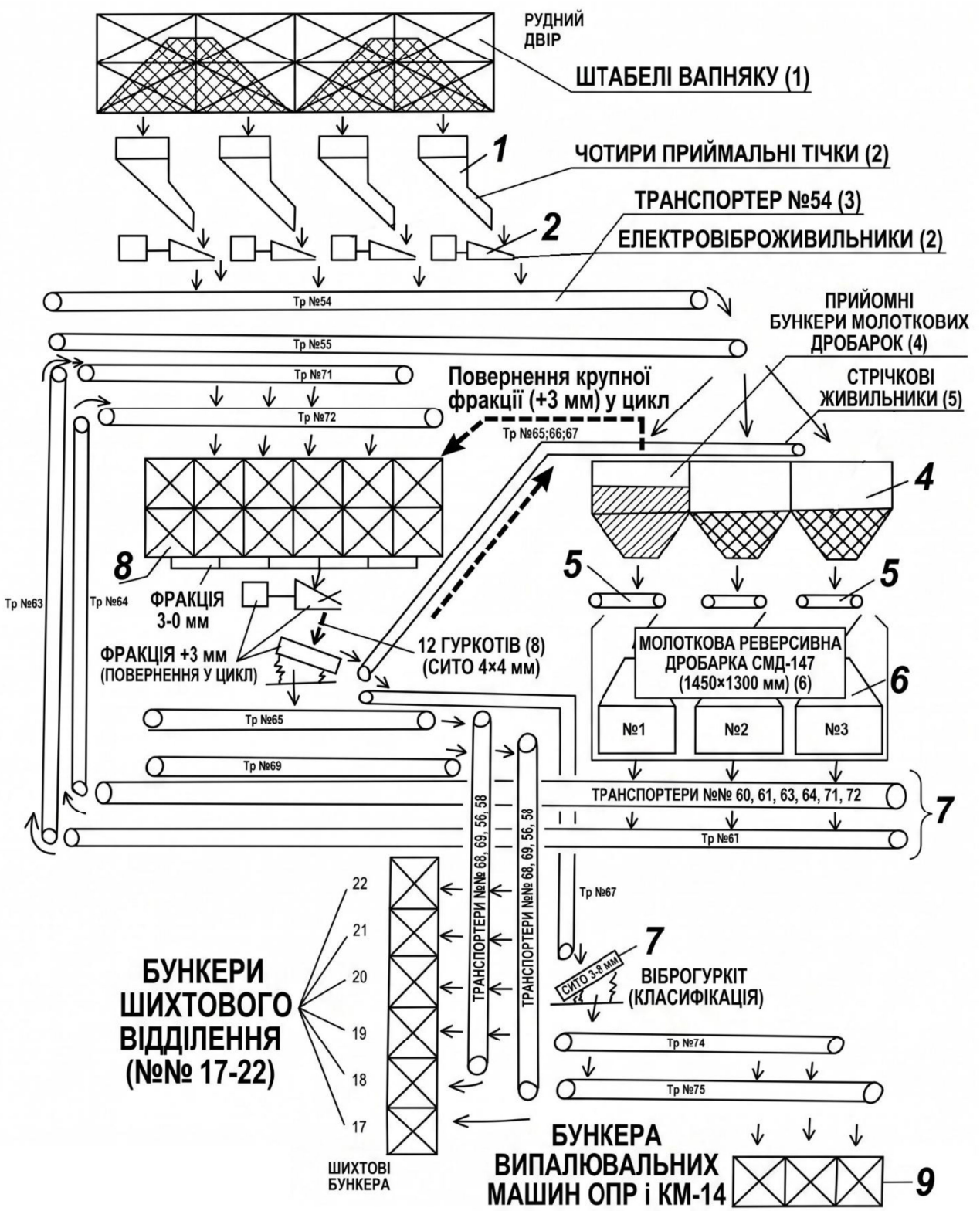


Рисунок 1.1 – Вантажопотоки вапняно-дробильного відділення: 1 – рудний двір; 2 – прийомні тічки рудного двору; 3 – конвеєри №№54, 55; 4 – прийомні бункери молоткових дробарок; 5 – стрічковий живильник молоткової дробарки; 6 – молоткові дробарки; 7 – транспортери №№ 60, 61, 63, 64, 71, 72; 8 – бункера; 9 – бункера випалювальних машин ОПР і КМ-14

1.2 Коротка технічна характеристика молоткової дробарки моделі СМД-147

За конструктивними особливостями молоткові дробарки класифікуються за низкою ознак, що визначають їхню будову, принцип роботи та сферу застосування. Зокрема, розрізняють дробарки із шарнірно підвішеними молотками та з молотками, жорстко закріпленими на обертовому роторі; однороторні й двороторні; реверсивні та нереверсивні; конструкції з колосниковими ґратами й без них; а також дробарки з рухомими або нерухомими відбійними плитами. Така різноманітність виконань дозволяє підібрати оптимальну машину залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу та вимог до кінцевого продукту.

Молоткові дробарки широко використовуються як для крупного, так і для середнього та дрібного подрібнення різноманітних матеріалів – передусім крихких, м’яких і порід середньої твердості, таких як вапняк, мертель, вугілля, гіпс та інші [2]. Їх застосування є особливо ефективним у технологічних лініях, де необхідне інтенсивне руйнування матеріалу з одночасним забезпеченням достатньо рівномірного гранулометричного складу.

Основні конструктивні схеми молоткових дробарок, що відображають зазначені відмінності, наведені на рисунках 1.2 та 1.3. Вони ілюструють принципові варіанти виконання робочих органів, розташування відбійних елементів і наявність або відсутність класифікуючих пристроїв.

Дробарки з жорстко закріпленими молотками часто виділяють в окрему групу і називають роторними дробарками. У таких машинах молотки є невід’ємною частиною ротора, що забезпечує більш стабільну геометрію робочої зони, підвищену інтенсивність ударної дії та можливість обробки більш міцних матеріалів порівняно з шарнірними конструкціями.

Процес подрібнення у дробарках із шарнірно підвішеними молотками має складний багатофакторний характер. Руйнування матеріалу відбувається внаслідок кількох взаємопов’язаних механізмів: ударної дії обертових молотків

по шматках сировини, повторних ударів частинок об відбійні плити, а також часткового роздавлювання матеріалу між молотками та колосниковими ґратами. Така комбінація впливів забезпечує ефективне зменшення розмірів частинок і формування необхідної фракції [3, 4].

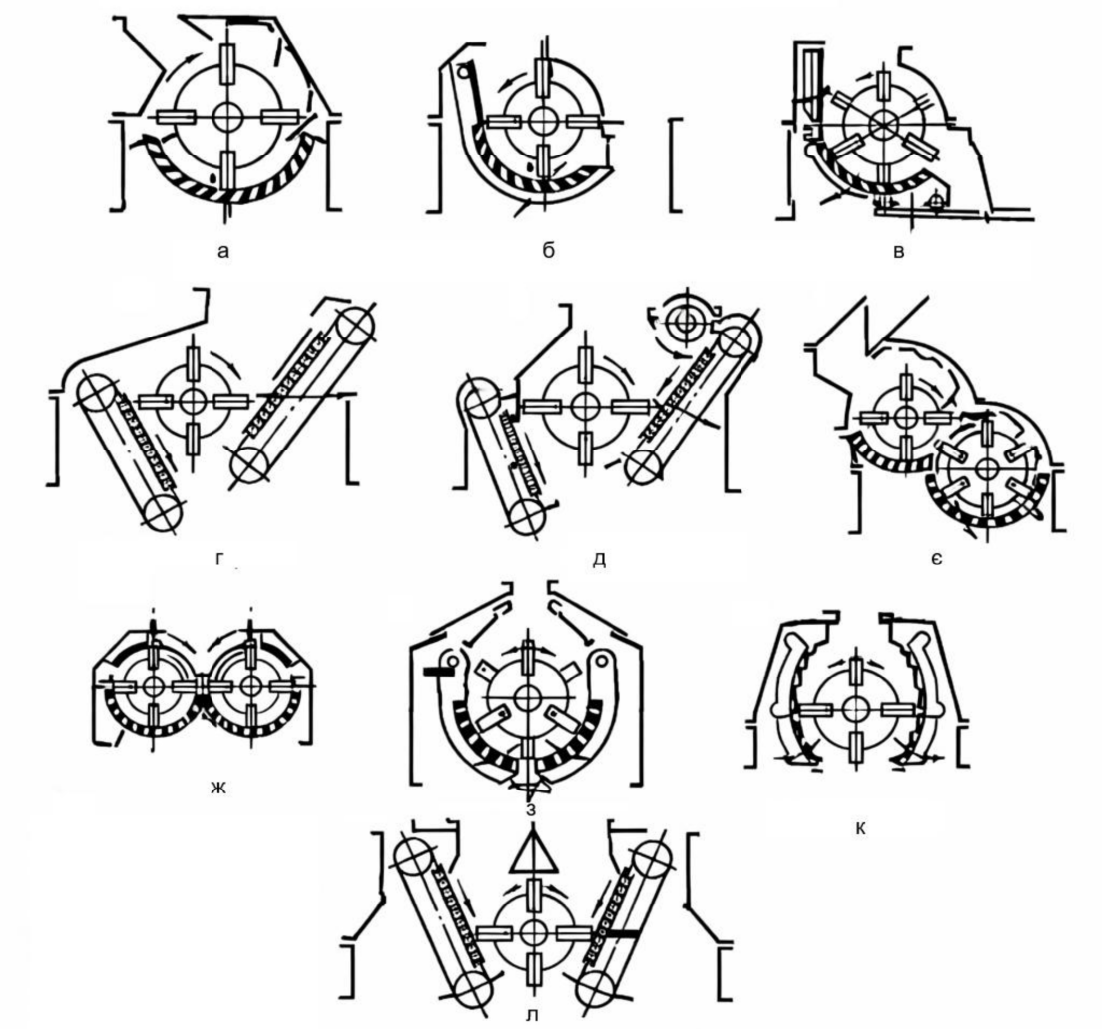


Рисунок 1.2 – Конструктивне виконання молоткових дробарок: а, б, в – з одним ротором та колосниковими ґратами (не реверсивні); з; м, д – з одним ротором та без колосникових ґрат (не реверсивні); є, ж – з двома роторами та колосниковими ґратами; з – з одним ротором та колосниковими ґратами (реверсивні); и, к – з одним ротором та без колосникових ґрат (реверсивні)

Наявність колосникових ґрат відіграє важливу роль у формуванні гранулометричного складу продукту, оскільки вони виконують функцію класифікації: через їхні отвори проходять лише частинки, що досягли заданого розміру [5]. Водночас використання дробарок без колосникових ґрат дозволяє

підвищити продуктивність обладнання за рахунок зменшення опору руху матеріалу, однак це супроводжується погіршенням однорідності продукту – у подрібненому матеріалі з'являється підвищена кількість крупних фракцій, що можуть перевищувати допустимі розміри.

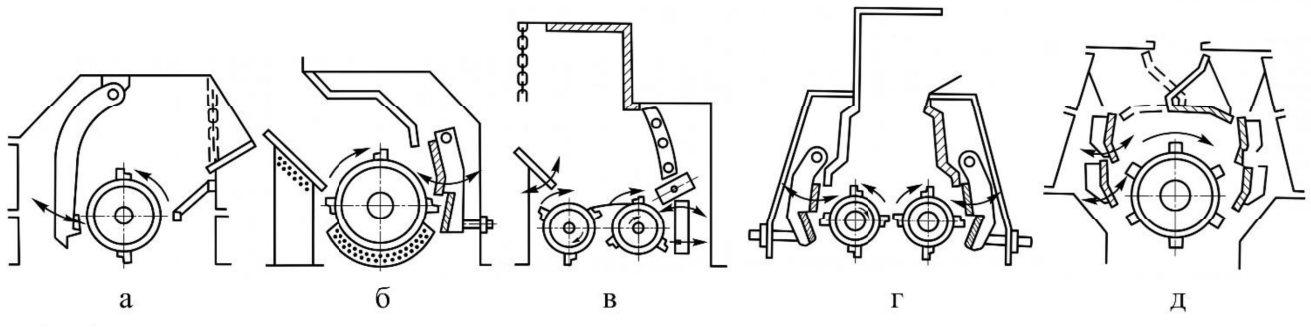


Рисунок 1.3 – Типові компоновки роторних дробарок: а – з одним ротором та колосниковими ґратами (не реверсивні); б – з одним ротором та без колосникових ґрат (не реверсивні); в – з двома роторами та колосниковими ґратами; г – з двома роторами та без колосникових ґрат; д – з одним ротором реверсивна.

У дробарках із жорстким закріпленням молотків основним руйнівним фактором є безпосередній інтенсивний удар била по матеріалу. Завдяки жорсткій фіксації робочих органів досягається більш передбачуваний характер навантаження, підвищується енергія удару та зменшуються втрати енергії на коливальні рухи, що характерні для шарнірних систем. Це, у свою чергу, позитивно впливає на ефективність подрібнення, хоча й може призводити до підвищених динамічних навантажень на елементи конструкції.

Таким чином, вибір конкретного типу дробарки ударної дії визначається технологічними вимогами, властивостями вихідного матеріалу та необхідними параметрами кінцевого продукту, а також умовами експлуатації обладнання.

Молоткова реверсивна дробарка СМД-147 широко застосовується на агломераційних фабриках для підготовки флюсових матеріалів, зокрема вапняку, шляхом його інтенсивного подрібнення до заданої крупності. Використання саме реверсивної схеми забезпечує підвищену ефективність роботи агрегату, оскільки

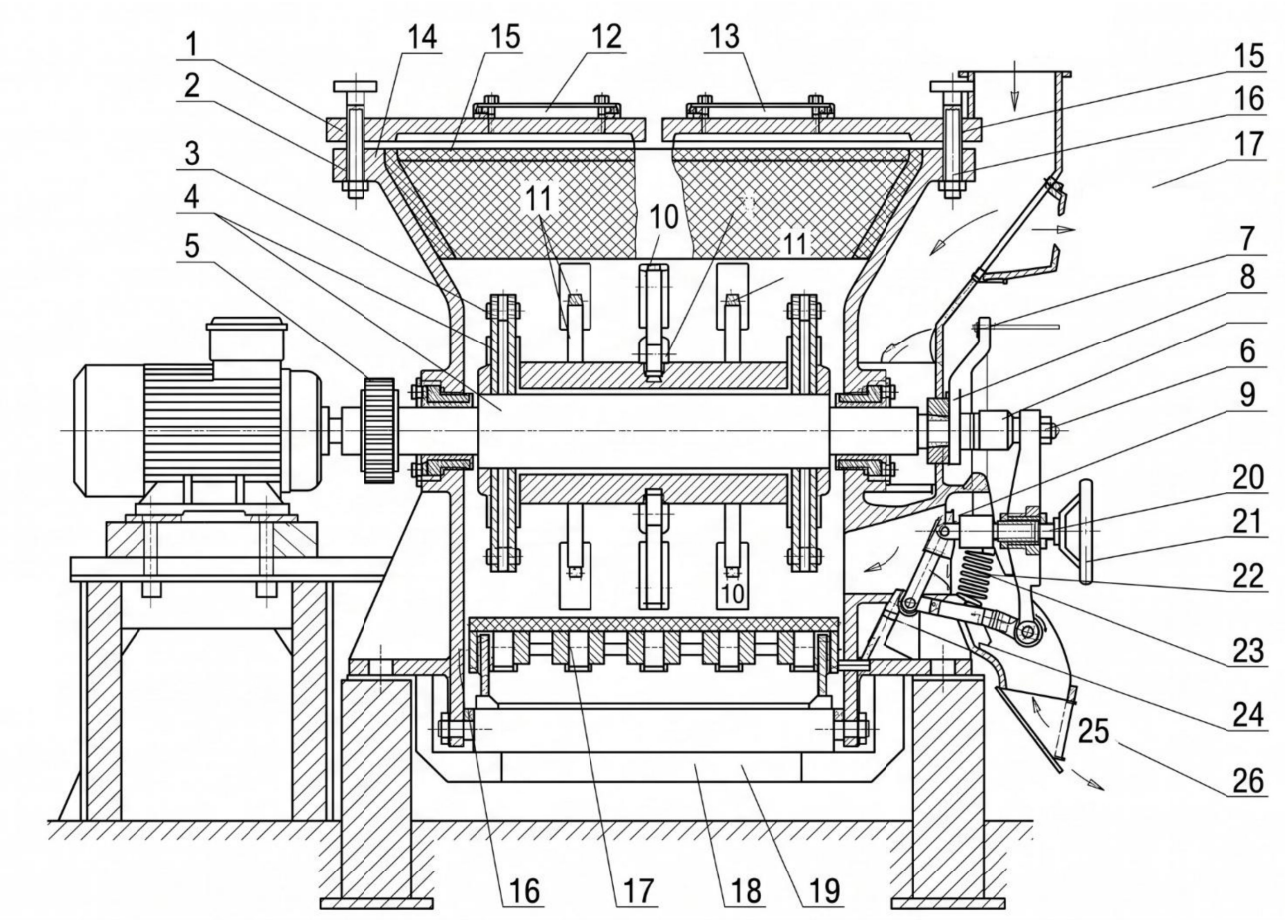
дозволяє рівномірно зношувати робочі органи та подовжує ресурс обладнання.

Ключовим робочим вузлом дробарки є ротор, який являє собою масивний вал із закріпленими на ньому дисками (рисунок 1.4). Між дисками встановлюються дистанційні кільця, що забезпечують необхідний інтервал між ними та формують робочі зони для розміщення молотків. Конструкція передбачає наявність стяжних елементів (шпильок із гайками), які проходять через отвори в дисках і надають ротору додаткової жорсткості. Дробильні молотки встановлюються на осях шарнірно, тобто мають можливість вільного обертання. Це дозволяє їм відхилятися при ударах, зменшуючи динамічні навантаження та запобігаючи передчасному руйнуванню.

Ротор розташований у міцному металевому корпусі, внутрішня поверхня якого, особливо у верхній частині, футерована зносостійкими броньовими плитами. Це суттєво підвищує довговічність корпусу при роботі з абразивними матеріалами. У нижній частині корпусу змонтовані колосникові ґрати, які виконують функцію класифікації матеріалу: частинки, що досягли необхідного розміру, проходять крізь щілини ґрат і вивантажуються, тоді як більші шматки залишаються в зоні дроблення до їх подальшого руйнування.

Колосникові ґрати встановлюються на спеціальних рамах, які шарнірно підвішені у верхній частині корпусу. Така конструкція забезпечує можливість їх регулювання та обслуговування. Для отримання продукту потрібної фракції передбачені механізми зміни положення ґрат. Вони складаються з рукоятки, регулювального гвинта та гайки, яка взаємодіє з важелем, закріпленим на ексцентриковому валу. Завдяки цьому оператор може змінювати зазор між ротором і ґратами, контролюючи ступінь подрібнення.

Для стабілізації положення колосникових рам і компенсації навантажень застосовуються пружини та тяги, які відтягують рами від ротора. Крім того, конструкція дробарки передбачає систему захисних засувок, що запобігають неконтрольованому висипанню матеріалу з робочої камери. Засувки керуються гвинтовими механізмами, що дозволяє точно регулювати їх положення залежно від режиму роботи.



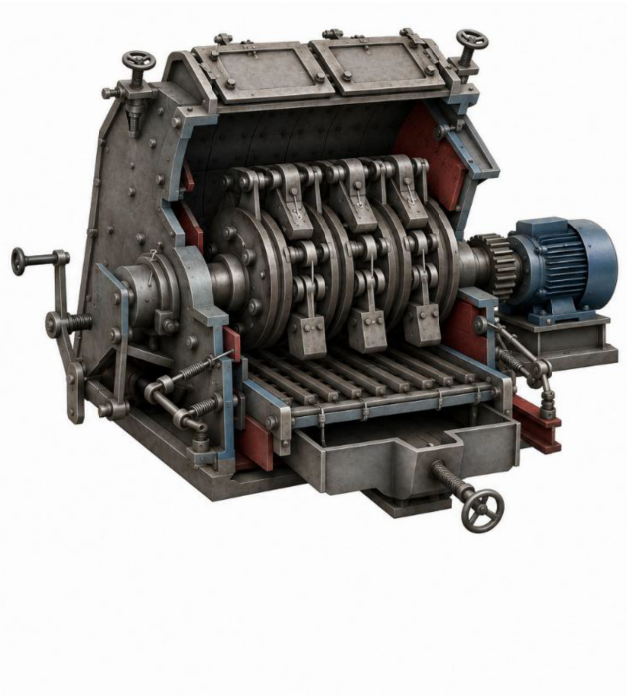


Рисунок 1.4 – Ілюстративна модель молоткової дробарки СМД-147: 1 – корпус; 2 – диски ротора; 3 – вал ротора;4 – зубчаста муфта; 5 – електродвигун; 6 – рукоятка; 7 – гвинт, що регулює підйом кришок; 8 – гайка; 9 – важіль підйому верхньої засувки; 10 – осі молотків; 11 – молотки; 12 – ерхні кришки; 13 – люки для огляду ротора; 14 – броньові плити; 15 – гвинтовий пристрій; 16 – гвинтовий пристрій; 17 – верхня засувка; 18 – рами колосникових ґрат; 19 – колосникові ґрати; 20 – гвинт зі штурвалом кишені для тіл, що не дробляться; 21 – кишеня для тіл, що не дробляться; 22 – вал ексцентрика; 23 – тяги; 24 – пружини; 25 – нижня засувка; 26 – гвинтовий пристрій підйому нижньої засувки

Верхня частина корпусу виконана у вигляді відкидних кришок із закріпленими на них броньовими плитами. Вони встановлені на шарнірах і можуть підніматися за допомогою гвинтових пристроїв, що значно спрощує доступ до внутрішніх вузлів під час технічного обслуговування або ремонту. Для оперативного контролю стану ротора передбачені оглядові люки.

Обертання ротора здійснюється від електродвигуна через зубчасту муфту, що забезпечує надійну передачу крутного моменту. Вал ротора встановлений на підшипниках кочення, які сприймають як радіальні, так і осьові навантаження. Для їх надійної роботи застосовується централізована система змащення густим мастилом, що подається від ручної мастильної станції, а також додаткове ковпачкове змащення.

Особливим конструктивним елементом є кишеня для недробимих включень, яка виконана у вигляді відкидного жолоба. У разі потрапляння сторонніх предметів (наприклад, металевих), вони виводяться з робочої зони без пошкодження дробарки. Положення цієї кишені регулюється за допомогою гвинтового механізму зі штурвалом.

Для підвищення надійності роботи всього комплексу перед дробаркою обов'язково встановлюється магнітний сепаратор на живильному транспортері, що дозволяє вилучати металеві домішки до їх потрапляння в робочу камеру.

Важливою перевагою цієї дробарки є центральне розташування завантажувального отвору, що дає можливість змінювати напрямок обертання ротора. Завдяки цьому забезпечується рівномірне зношування молотків і броньових плит, що суттєво підвищує економічність експлуатації та знижує витрати на обслуговування порівняно з нереверсивними аналогами.

1.3 Аналіз «вузьких» місць дільниці та пропозиції щодо їхнього усунення

«Вузькими місцями» будь якого виробничого агрегату є недосконаліть його конструкції, викликана встановленням помилкових критеріїв на етапі проєктування. З часом впровадження у технологічні процеси це призводить до

скорочення ресурсу устаткування та його передчасних відмов.

На сьогоднішній день найбільш визначними «вузькими місцями» агломераційного цеху є:

– ненадійна та малоефективна конструкція вальниць ковзання корінного вала;

– відкриті зубчасті передачі привода працюють в умовах високої запиленості, без ізоляції від навколишнього середовища, що не дозволяє застосувати систему пластичного змащування. Використання рідинної системи змащування призводить до виникнення абразивної суміші й, отже, до швидкого зношування зубчастого вінця приводу агломераційної машини;

– не врахування специфіки переходу спічних візків на різних ділянках агломераційної машини призвело до того, що кулачки зірочок мають підвищену швидкість зношування, та підлягають частій заміні.на різних ;

– безпосередня близькість горна значно занижує ресурс вальниць опорних роликів спічних візків, які з огляду на схему свого розміщення підпадають під вплив високих температур, що призводить до передчасного виґоряння змащування;

– пружинне ущільнення має низькоефективну конструкцію, яка вимагає великої кількості змащення;

– удар у хвостовій частині, що виникає при переход спічного візка з робочої гілки на холосту гілку супроводжується значним ударним навантаженням на хвостову частину агломашини, що з часом призводить до втом ного руйнування каркаса агломераційної машини;

– в технологічному процесі вапняно-дробильного відділення одним з найбільш проблематичних вузлів є дільниця подрібнення вапняку, обмеженність роботи якої пов’язана з недосконалістю завантажувального вузла дробарок, в яких в якості живильників використовувалися стрічкові конвеєри.

Молоткові дробарки прості та продуктивні, але їхні головні мінуси – це швидкий знос, висока енергоємність, обмеження по матеріалах і нестабільна якість подрібнення [2]. Недоліки молоткових дробарок пов’язані насамперед із

принципом їх роботи – ударне подрібнення на великій швидкості. Основні недоліки можна згрупувати як:

1. Інтенсивне зношування деталей – молотки, футеровка та решітки швидко зношуються, особливо при роботі з такими абразивними матеріалами як вапняк чи вугілля.
2. Значна частина енергії витрачається неефективно (на нагрів, шум, вібрацію), що призводить до значного зростання експлуатаційних витрат, і як наслідок, собівартості кінцевого продукту.
3. Потребують рівномірної подачі матеріалу. Вихідний продукт має нерівномірний гранулометричний склад.
4. Високі швидкості обертання викликають значні вібрації. Тому важливим етапом є розробка міцного фундаментного кріплення та схеми балансування ротора
5. У процесі роботи утворюється багато пилу при цьому рівень шуму дуже високий, що значно погіршує умови праці.

Перший недолік та частково другий з третім було вирішено шляхом модернізації завантажувального вузля, шляхом встановлення замість стрічкових живильників – вібраційних. У випадку використання у якості живильників вібраційних гуркотів можливе повне вирішення проблем пов’язаних з другим та третім недоліками. В цьому випадку вібраційних гуркіт окрім функції живильника буде виконувати і функцію класифікуючого обладанння. Використання вивільненрго стрічкового живильника для встановлення в підрешетний простір гуркоту дозволить значно оптимізувати енергоспоживання. Завдякі такій схемі матеріал який не потребує подрібнення, не буде подаватися в дробарку, а відразу відправляти на наступну технологічну операцію, що дозволить реалізувати принцип запропонований Генріхом Чечоттом: «Не дробити нічого зайвого». Вирішення цієї проблеми потребує визначення необхідної потужності для подрібнення вапняку та розрахунку стрічкового конвеєра, а вирішення четвертого недоліку молоткових дробарок заплановано у третьому розділі кваліфікаційної проботи.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Визначення потужності дроблення вапняку та вибір електродвигуна дробарки

Живлення Електродвигун чере автоматичний вимикач та дублюючий рубильник заживлено від мережі змінного струму напругою 380 В. Вибираємо тиристорні перетворювачі КТЕ U=1600/380 з напругою живлення 380 В, сила струму 1600 А. Силове живлення тиристорних перетворювачів *UZ*1 *UZ*2 (КТЕ U=1600/380) (рисунок 2.1).

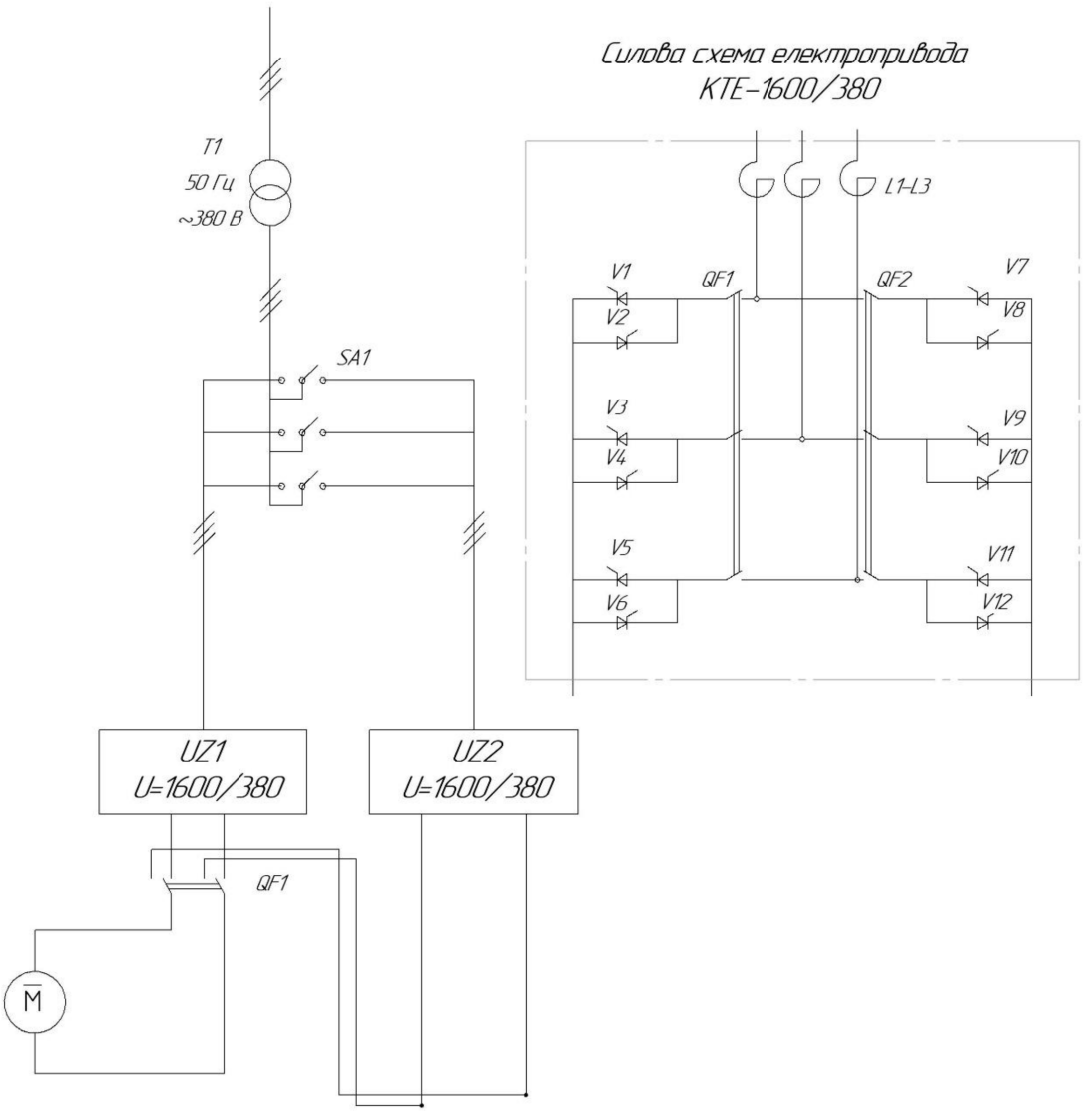


Рисунок 2.1 – Пропонована схема керування приводом дробарки СМД 147

Резервування силового живлення здійснюється як з боку 0,4 кВ так і на виході перетворювачів.

Для управління електродвигунами приводу молоткової дробарки використовуються два тиристорні перетворювачі $UZ1$ $UZ2$. Включення і відключення живлячих фідерів здійснюється за допомогою масляних вимикачів. Управління масляними вимикачами здійснюється універсальним перемикачем $SA1$. Сигналізація про включене або відключене положення вимикача є як на осередку КРУ так і на щиті системи управління.

Живлення схеми управління приводу молоткової дробарки здійснюється від джерела постійного струму 380 В і подається в схему автоматом QF. При включенні автомата подається живлення на обмотку збудження електродвигунів приводу молоткової дробарки. Схему управління захищено на випадок перевантаження або відсутності можливості пуску двигуна приводу дробарки.

Робота приводу дробарки відбувається в тривалому режимі при технологічному процесі зі сталим навантаженням. Споживана потужність витрачається на відновлення енергії, яка використовується молотками для створення ударного навантаження по шматках матеріалу, що руйнується. Також значна чапстина енергії йде на безпосереднє подрібнення матеріалу стиранням на колосникових ґратах, тертя в опорах ротора й подолання опору повітря в дробарці.

Настановна потужність електродвигуна дробарки враховує конструктивні й технологічні параметри й показники машини. При визначені необхідної потужності приводу дробарки має враховуватися енергія руйнування матеріалу, яка встановлюється для кожного матеріалу в індивідуальному порядку в залежності від його фізико-механічних характеристик [7-9]. Також важливим фактором при подрібненні є вага молотка і частота обертів, які одне одного взаємодоповнюють. Так в роботі [3] акцентується увага на тому, що застосування молотків малої маси, навіть за умови їх обертання з високою кутовою швидкістю, не забезпечує ефективної роботи дробарки. У такому випадку спостерігається зниження продуктивності агрегату, підвищене

енергоспоживання, а також інтенсивне утворення надлишкової кількості дрібнодисперсної фракції.

Основною мірою ефективності процесу руйнування матеріалу є величина ударного навантаження, яке формується в момент контакту молотка з частинкою. Ця дія безпосередньо залежить від відносної швидкості руху молотка, а також його маси, що разом визначають енергію удару. Відповідно, для подрібнення матеріалів із різними фізико-механічними характеристиками необхідно забезпечити оптимальне поєднання кінематичних і масових параметрів робочих органів дробарки [5, 10].

Експериментальним шляхом на виробництві встановлено, що для оптимальних умов подрібнення вапняку достатньо молотків вагою 15,6 кг, які створюють ударне навантаження на матеріал при кількості обертів ротора n=740 хв$^{-1}$. Тоді визначити потужність, що споживається при подрібнені матеріалу [11] можна за формулою:

$$N = 7{,}5 D_p^2 L_p \frac{n}{60}; \qquad (2.1)$$

де D_p – діаметр ротора, м;

L_p – довжина ротора, м;

N – число обертів ротора, хв$^{-1}$.

Підставляємо представлені значення у формулу (2.1):

$$N = 7{,}5 \times 1{,}45 \times 2{,}27 \times \frac{740}{60} = 304{,}5 \text{ кВт.}$$

Зважаючи на різні форс-мажорні обставини технологічного характеру обираємо по довіднику електродвигун 4П–355–35–355УЗ, потужністю $P_Н$ =355 кВт, $n_{ном}$ =750 хв$^{-1}$, $J_я$=16,5 кг·м², $U_{ном}$=380 В, $I_{ном}$=930 А, η=0,84 [12].

Статичний момент який виникає під час подрібнення [13]:

$$M_{ст} = \frac{N}{\varpi_{дв}}, Нм \qquad (2.2)$$

де N=304500 – потужність, що затрачається на подрібнення, Н.

$\varpi_{дв}$ – кутова швидкіст двигуна, рад/сек;

$$\omega_{дв} = \frac{n_{дв}}{9,55}, \qquad (2.3)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання двигуна, хв$^{-1}$;

$$\omega_{дв} = \frac{750}{9,55} = 79,1 рад/с$$

$$M_{ст} = \frac{304500}{79,1} = 3850 Нм$$

За величиною статичного моменту будуємо навантажувальну діаграму (рисунок 2.2)

Після вимушених зупинок (аварії, планові ремонти) дробарка запускається досягає номінальної кутової швидкості двигуна при запуску без технологічного навантаження. Час пуску близько 20 сек (рис. 2.3).

Також в зв'язку з тим що дробарка запускається без навантажень, в якості моменту опору виступає динамічний момент що діє під час пуску дробарки і обчислюється за формулою [13]:

$$M_{д(р)} = \frac{J \cdot \omega_{дв}}{t_р}, Н·м \qquad (2.4)$$

де $t_р$ – час розгону, згідно навантажувальної діаграми рис.2.3 $t_р$=20 с;

$\omega_{дв}$=79,1 – кутова швидкість двигуна, рад/с.

J – приведений момент інерції, кгм^2.

$$J=J_{дв}+ 2\cdot J_{м}+ J_{др} \quad (2.5)$$

де $J_{дв}$=16,5 – момент інерції двигуна, кгм^2;

$J_{м}$=2,4 – момент інерції муфти, кгм^2;

$J_{др}$ – приведений момент інерції дробарки (до валу двигуна):

$$J_{др} = \frac{GD^2}{4g}, \text{ кгм}^2 \quad (2.6)$$

де G=980– вага ротора дробарки, Н;

D=1,45 – діаметр ротора дробарки м;

$$J_{дв} = \frac{980 \cdot 1,45^2}{4 \cdot 9,81} = 52,5 \text{ кгм}^2$$

Таким чином використавши числове значення моменту інерції в формулі (2.9) отримаємо:

$$J=16,5+ 2\cdot 2,4+52,5=73,8 \text{ кгм}^2$$

Підставивши розраховані значення в формулу (2.4) отримаємо:

$$M_{д(р)} = \frac{73,8 \cdot 79,1}{20} = 291,9 \text{ Н}$$

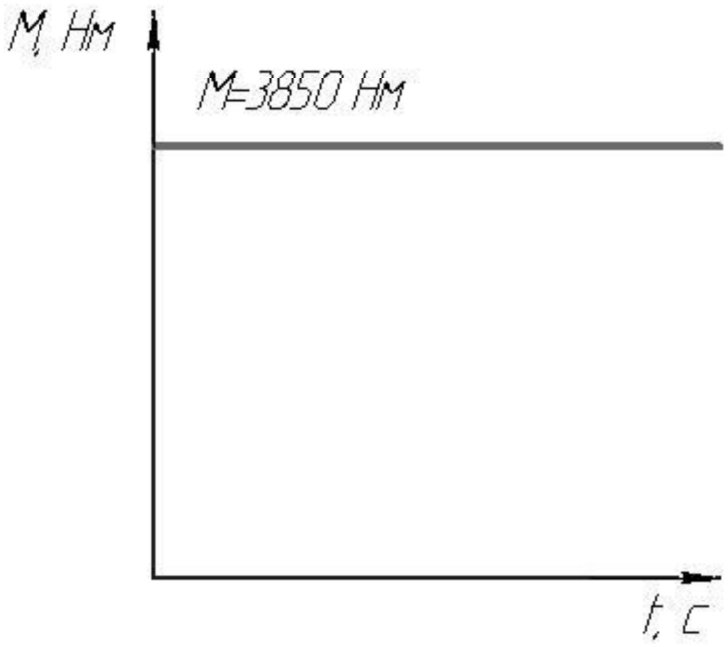


Рисунок 2.2 – Навантажувальна діаграма $M_{ст}=f(t)$

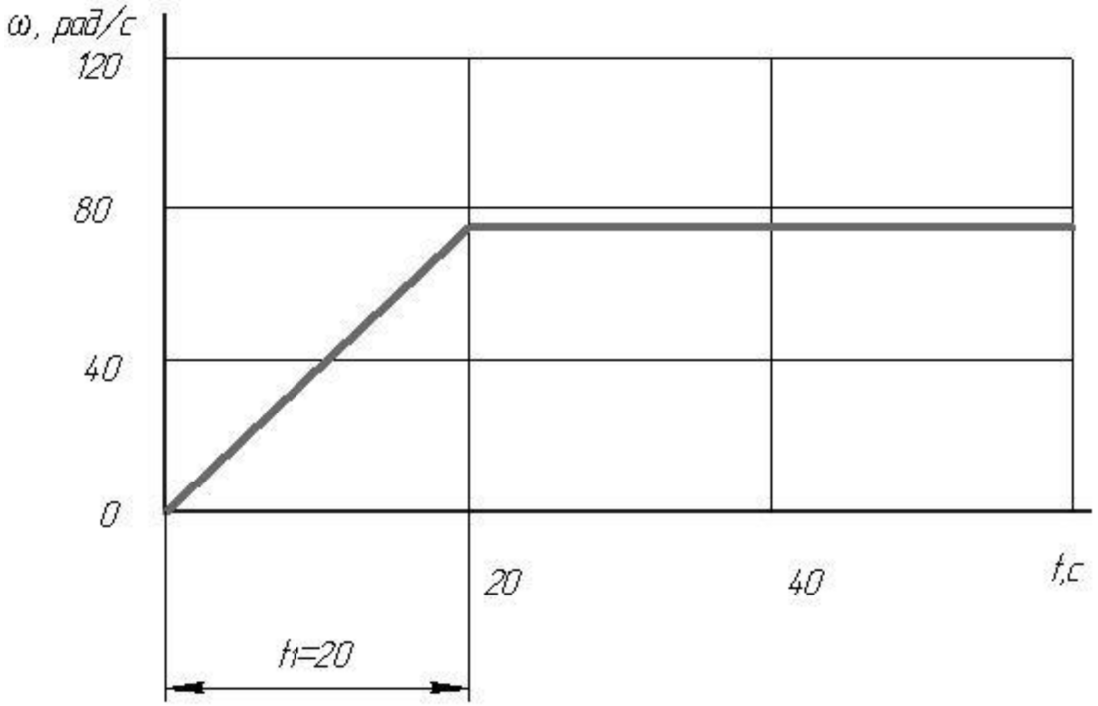


Рисунок 2.3 – Графік залежності ω=f(t)

За значенням динамічного моменту будуємо навантажувальну діаграму $M_д=f(t)$ (рис.2.4).

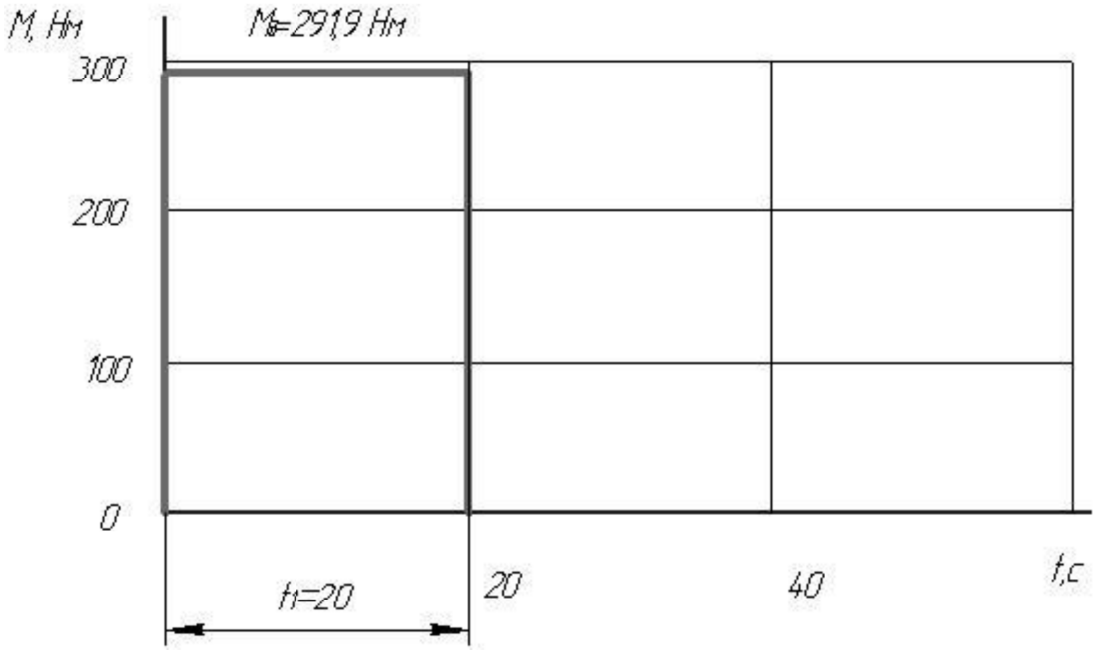


Рисунок 2.4 – Навантажувальна діаграма $M_д=f(t)$

Тоді максимальний момент під час пуску буде дорівнювати:

$$M_{мах}=M_{ст}+M_д, \text{ Нм} \quad (2.7)$$

$$M_{мах}=3850+291,9=4141,9, \text{ Нм}$$

За значенням максимального моменту будуємо навантажувальну діаграму $M_{мах}=f(t)$ (рис. 2.5).

Визначимо номінальній момент двигуна

$$M_{II}=\frac{P_{дв.н}}{\varpi_{дв}}=\frac{355\cdot 10^3}{79,1}=4488\text{Нм}>M_{мах}=4141,9 \text{ Нм} \quad (2.8)$$

Умова виконується.

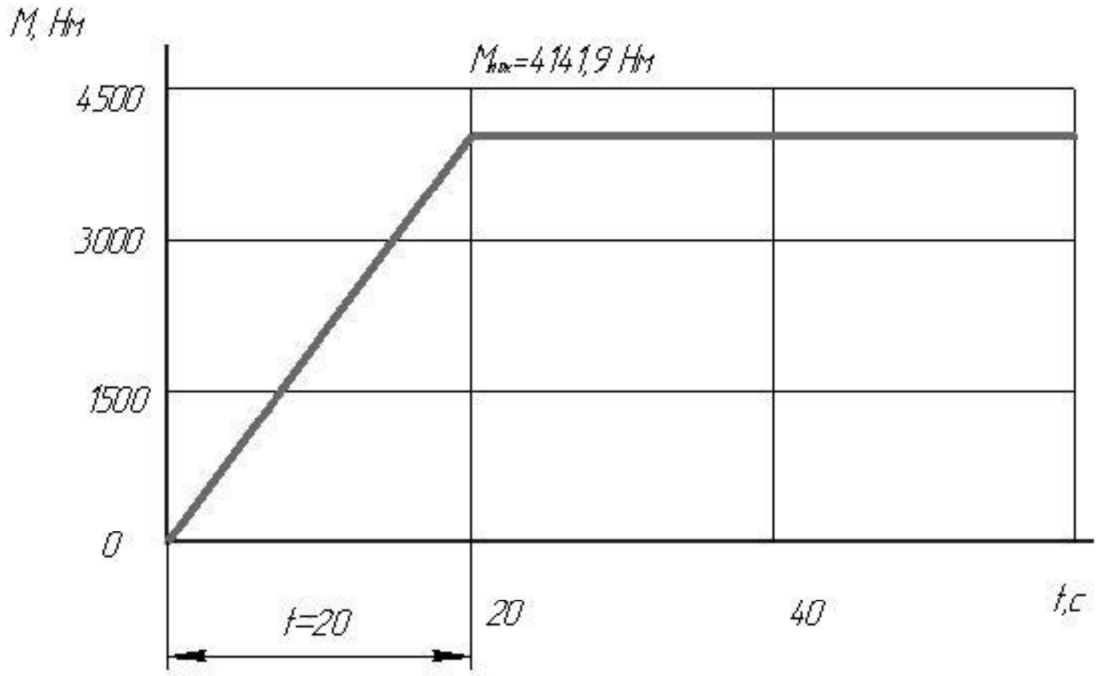


Рисунок 2.5 – Навантажувальна діаграма $M_{max}=f(t)$

Згідно діаграми (рис. 2.5) і розрахованих значень за формулою (2.8) допускається запуск дробарки з дечким навантаженням, що задовольняє умови роботи данного обладнання. Тому остаточно вибираємо електродвигун 4П–355–35–355УЗ, потужністю $P_Н$ =355 кВт, $n_{ном}$ =750 хв$^{-1}$, $J_я$=16,5 кг·м², $U_{ном}$=380 В, $I_{ном}$=930 А, η=0,84.

В зв’язку з тим що двигун приводу дробарки встигає розігрітися до постійної сталої температури (режим роботи тривалий з постійним навантаженням) (рис.2.2) перевірка на перегрів не виконується, а виконується перевірка на перевантаження:

$$\lambda=\frac{N_{max}}{N_н\frac{304,5}{355}}, \qquad (2.9)$$

де N_{max} = 304,5 кВт – розрахункова потужність приводу;

$N_н$=355 кВт – номінальна потужність приводу.

Умова виконується

2.2 Розрахунок приводу стрічкового конвеєра для встановлення в підрешітний простір гуркоту

Необхідно розрахувати стрічковий конвеєр (рис. 2.6) для транспортування продуктів подрібнення з насипною щільністю ρ = 0,5 т/м^3 при заданій продуктивності Q = 180 т/год. Довжина похилої ділянки конвеєра $L_Н = L_1$ = 40 м, довжина горизонтальної ділянки $L_{гор}=L_2$=20 м, висота підйому вантажу Н = 2 м. Швидкість руху стрічки V = 0,8 м/с.

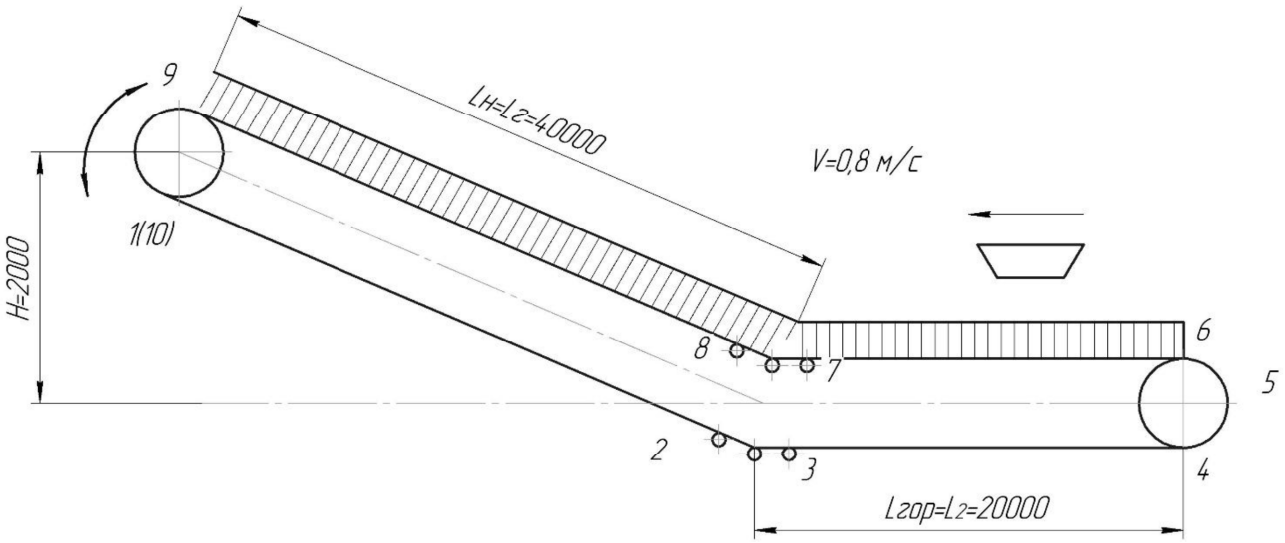


Рисунок 2.6 – До розрахунку похило–горизонтального конвеєра розвантаження дробарки

При русі вантаж знаходиться під кутом (природнього укосу), який приймаємо рівним 30° [14].

Приймаємо для робочих галузей стрічки жолобчасту трьохроликову опору з кутом нахилу бічних роликів 30°. Визначимо кут підйому похилої ділянки конвеєра β:

$$\sin \beta = H / L_1 = 2/40 = 0{,}05;\ \beta = 2°52', \qquad (2.10)$$

тобто менше найбільшого кута нахилу конвеєра (β = 20°)

Ширина стрічки при транспортуванні насипного вантажу визначається:

$$B = 1{,}1\left(\sqrt{\frac{Q}{V \cdot p \cdot k \cdot k_\beta} + 0{,}05}\right) = 1{,}1 \cdot \left(\sqrt{\frac{180}{0{,}8 \cdot 0{,}5 \cdot 550 \cdot 1} + 0{,}05}\right) = 1{,}0499874 \quad (2.11)$$

де Q – продуктивність конвеєра, т/год;

V – швидкість стрічки, м/с;

p – насипна щільність вантажу, т/м^3;

k – коефіцієнт, що залежить від кута природнього укосу вантажу

k_β – коефіцієнт, що залежить від природнього кута конвеєра.

Вибираємо конвеєрну стрічку загального призначення типу 4 шириною B = 1000 мм із двома тяговими прокладками міцністю 100 Н/мм із тканини БКНЛ–100, що допускають робоче навантаження $К_р$ = 12 Н/мм. Товщина гумового обкладення класу міцності – Г: для робочої поверхні $\delta_р$=2 мм, для неробочої поверхні $\delta_п$=1 мм [15].

Позначення обраної стрічки:

Стрічка 1–С (Стрічка конвеєрна типу 4 шириною 1000 мм, із двома тяговими прокладками із тканини типу БКНЛ–100, з робочою обкладкою товщиною 2 мм і неробочої 1 мм із гуми класу Г).

Допускаєма ширина стрічки

$$B = 2a' + 200 = 2 \cdot 0{,}04 + 200 = 200{,}08 < 1000 \text{ мм}, \quad (2.12)$$

де a' – розмір типового шматка, мм.

Товщина стрічки без захисної тканинної прокладки ($\delta_{п.з}$=0)

$$\delta = Z \cdot \delta_{п.т} + \delta_{п.з} + \delta_р + \delta_п = 2 \cdot 1{,}3 + 0 + 2 + 1 = 5{,}6 \text{ мм},$$

де Z = 2 – кількість тягових тканинних прокладок;

$\delta_{п.Т}$ = 1,3 мм – товщина тягової тканинної прокладки без гумового прошарку;

$\delta_р$ =2 мм – товщина гумового обкладення робочої поверхні конвеєрної стрічки;

$\delta_п$= 1 мм – товщина гумового обкладення не робочої поверхні.

Погонна маса гумовотканинної стрічки

$$q_л = \rho_1 \cdot B \cdot \delta = 1100 \cdot 1 \cdot 0{,}0056 = 6{,}16 \text{ кг/м}, \quad (2.13)$$

де ρ_1 = 1100 кг/м^3 – щільність стрічки;

B, δ – відповідно ширина й товщина стрічки, м.

Згідно з рекомендаціями [14] приймаємо діаметр роликів роликоопор $d_р$ = 108 мм.

Погонна маса обертових частин роликів:

Робочої галузі $q_р^р = 21$ кг/м.

Холостої галузі $q_р^х = 9{,}2$ кг/м.

Погонна маса рухомих частин конвеєра

$$q_k=(q_л+q_р^р)+(q_л+q_р^х)=(6{,}16+21)+(6{,}16+9{,}2)=42{,}52\text{кг/м} \quad (2.40)$$

Для попереднього розрахунку визначимо тягову силу конвеєра по формулі:

$$F_0 = [\omega L_r(q + q_k) \pm H_q] \cdot g \cdot k_k + F_{п.р}; \quad (2.14)$$

де ω – коефіцієнт опору, ω = 0,04;

Lr – довжина горизонтальної проекції конвеєра:

$$Lr = LH \cos \beta + L_{гор} = 40 \cdot \cos 2°52' + 20 = 59{,}95 \text{ м}; \quad (2.15)$$

знак мінус у формулі застосовується при переміщенні вантажу вниз, знак плюс – при переміщенні нагору.

k_k – коефіцієнт, що враховує геометричні й конструктивні особливості конвеєра $k_k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5$:

$$kk = 1{,}1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}1;$$

$F_{n.p}$ – опір плужкового розвантажувача:

$$Fn_{.p} \approx (27\ldots36)qb, \quad (2.16)$$

де $q = A \cdot \rho$ – погонна масса вантажу кг/м,

A – площа поперечного перерізa потоку вантажу на конвеєрі, м^2 ($A \approx 0{,}05B^2$ – на плоскій стрічці; $A \approx 0{,}11B^2$ – на жолобчастій стрічці з кутом нахилу бічних роликів 20°; $A \approx 0{,}14B^2$ – на жолобчастій стрічці з кутом нахилу бічних роликів 30°);

$$A = 0{,}14 \cdot 1^2 = 0{,}14 \text{ м}^2;$$

$$q = 0{,}14 \cdot 0{,}5 = 0{,}07 \cdot 1000 = 70 \text{ кг/м};$$

$$Fn_{.p} = (27\ldots36) \cdot 70 \cdot 1 = 1890\ldots2520 \text{ Н};$$

Приймаємо $Fn_{.p} = 2000$ Н.

Тягова сила конвеєра:

$$F_0 = [0{,}04 \cdot 59{,}95\ (70 + 42{,}52) + 70 \cdot 2] \cdot 9\ ,81 \cdot 1{,}1 + 2000 = 6423 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт зчеплення між гумовотканинною стрічкою й сталевим барабаном (для вологого навколишнього повітря) f=0,25. Прийнявши кут обхвату стрічкою приводного барабана α= 180° знайдемо k_s=1,85

Максимальний статистичний натяг стрічки

$$F_{max} = k_s f_0 = 1{,}85 \cdot 6423 = 11883 \text{ Н}. \quad (2.17)$$

Перевіряємо необхідне мінімальне число тягових прокладок у стрічці

$$Z_{min} = \frac{F_{max}}{k_p B} = \frac{11883}{12 \cdot 1000} = 0{,}99 < 2, \quad (2.18)$$

де k_p – максимальне припустиме робоче навантаження прокладок

Найменший діаметр приводного барабана

$$D_{п,б}^{min} = Z \cdot k' = 2 \cdot 140 = 280 \text{ мм}, \quad (2.19)$$

Приймаємо $D_{п.б}$ = 315.

Для визначення тягового зусилля конвеєра скористаємося методом обходу по його трасі руху (контуру). Цей метод враховує перехід між точками сполучення криволінійних та прямих ділянок. Початок нумерації цих точок починається від збігання тягового органа із приводного барабана в напрямку його руху. Згідно методики натяг стрічки визначається в окремо взятих точках траси конвеєра. Обхід починають з першої точки, натяг в якій позначають як F_1 [16].

Натяг стрічки в точці 2

$$F_2 = F_1 + F_{1-2}. \quad (2.20)$$

Опір на прямолінійній ділянці 1–2 холостої галузі конвеєра визначається по формулі

$$F_{1-2} = \omega g\left(q_p^x L_1^x + q_л L_r^x\right) \pm q_л g \ \text{Н}, \qquad (2.21)$$

$$L_r^x = L_1^r = L_1 \cdot \cos\beta = 40 \cdot \cos 2°52' = 39{,}95 \ \text{м}, \qquad (2.22)$$

Знак мінус приймається у випадку розрахунку переміщення вантажу вниз, знак плюс – при розрахунку переміщення вгору.

$$F_{1-2} = 0{,}04 \cdot 9{,}81\ (9{,}2 \cdot 40 + 6{,}16 \cdot 39{,}95) - 6{,}16 \cdot 9{,}81 \cdot 2 = 120 \ \text{Н}$$

Натяг стрічки в точці 2 $F_2 = F_1 + F_{1-2}$,

$$F_2 = F_1 + 120 \ \text{Н}.$$

Опір на криволінійній ділянці 2–3 (батарея роликів).

$$F_{2-3} = F_2\ (k - 1) = F_2(1{,}04 - 1) = 0{,}04\ F_2, \qquad (2.23)$$

де k – коефіцієнт враховуючий збільшення натягу стрічки від опору батареї роликоопор.

$$k = e\omega\alpha, \qquad (2.24)$$

де ω – коефіцієнт опору;

α – центральний кут криволінійної ділянки, рад., α = 1,06…1,08 рад.;

$$k = 24{,}5 \cdot 0{,}04 \cdot 1{,}06 = 1{,}04.$$

Натяг у точці 3.

$$F_3 = F_2 + F_{2-3} = F_2 + 0{,}04F_2 = 1{,}04(F_1 + 120\text{Н}) = 1{,}04\ F_1 + 125\ \text{Н}$$

Опір на прямолінійній горизонтальній ділянці 3–4 холостої галузі

$$F_{3\text{-}4} = \omega g \left(q_p^x L_2 + q_л L_2\right) = 0{,}04 \cdot 9{,}81 (9{,}2 \cdot 20 + 6{,}16 \cdot 20) = 120\ \text{Н}.$$

Натяг у точці 4.

$$F_4 = F_3 + F_{3-4} = 1{,}04\ F_1 + 125\ \text{Н} + 120\text{Н} = 1{,}04\ F_1 + 245\ \text{Н}.$$

Опір на поворотній ділянці 4–5 при $k_п = 1{,}06$ ($\alpha = 180°$).

$$F_4 = F_4\ (k_п - 1) = 0{,}06\ F_4$$

Натяг у точці 5.

$$F_5 = F_4 + F_{4-5} = F_4 + 0{,}06F_4 = 1{,}06F_4 = 1{,}06(1{,}04F_1 + 245\ \text{Н}) = 1{,}1\ F_1 + 259{,}66\ \text{Н}.$$

Опір при завантаженні матеріалу від надання вантажу швидкості тягового органа.

$$F_{погр} = \frac{QgV}{36} = \frac{180 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}8}{36} = 39{,}24\ \text{Н}$$

де Q – продуктивність конвеєра;

V – швидкість переміщення вантажу;

Опір від напрямних бортів завантажувального лотка довжиною l=2м.

$$F_л = 50\,l = 50 \cdot 2 = 100\ Н. \qquad (2.25)$$

Загальний опір при завантаженні $F_{5–6}$ =39,24+100=139,24 Н

$$F_{5–6} = F_{загр} = F_{погр} + F_л$$

Натяг у точці 6.

$$F_6 = F_5 + F_{5–6} = 1{,}1F_1 + 259{,}6\ Н + 139{,}24\ Н = 1{,}1F_1 + 399\ Н$$

Опір на ділянці 6–7

$$F_{6–7} = \omega g[(q + q_л)L_2 + q_p^p L_2] = 0{,}04 \cdot 9{,}81[(70 + 6{,}16) \cdot 20 + 21 \cdot 20] = 762\ Н$$

Натяг у точці 7.

$$F_7 = F_6 + F_{6–7} = 1{,}1F_1 + 399\ Н + 762\ Н = 1{,}1F_1 + 1161\ Н$$

Опір на криволінійній ділянці 7–8,

$$F_{7–8} = F_7(1{,}04–1) = 0{,}04\ F_7, \text{ при } k = 1{,}04$$

$$F_{7–8} = 0{,}04F_7 = 0{,}04(1{,}1F_1 + 1161) = 0{,}044F_1 + 46{,}43\ Н.$$

Натяг у точці 8.

$$F_8 = F_7 + F_{7–8} = 1{,}04(1{,}1F_1 + 1161) = 1{,}144F_1 + 1207\ Н.$$

Опір на ділянці 8–9

$$F_{8-9} = \omega g[(q + q_л)L_1^г + q_р^р L_1] + (q + q_л)g \text{ Н},$$

де $L_1^г = L_1 \cdot \cos\beta = 40 \cdot \cos 2°52' = 39{,}95$ м,

$$F_{8-9} = 0{,}04 \cdot 9{,}81[(70 + 6{,}16) \cdot 39{,}95 + 21 \cdot 40] + (70 + 6{,}16) \cdot 9{,}81 \cdot 2 = 3017{,}8 \text{ Н}.$$

Натяг у точці 9.

$$F_9 = F_8 + F_{8-9} = 1{,}144F_1 + 1207 \text{ Н} + 3017{,}8 \text{ Н} = 1{,}144F_1 + 4224{,}8 \text{ Н}.$$

Натяг в галузі, що набігає на приводний барабан тягового органа з урахуванням опору на поворотній ділянці 9–10 (на приводному барабані)

$$F_{10} = F_9 + F_9(kn - 1) = 1{,}06F_9 = 1{,}06\ (1{,}144F_1 + 4224{,}8 \text{ Н}) = 1{,}21F_1 + 4478 \text{ Н},$$

де k_n=1,06.

Згідно з формулою Ейлера:

$$F_{наб} = F_{сб} \cdot ef\alpha = F_1 \cdot ef\alpha = F_1\, e^{0{,}25 \cdot 3{,}14} = 2{,}19\, F_1, \qquad (2.26)$$

де $F_{сб}$ – натяг в галузі стрічки, що збігає із приводного барабана.

$F_{наб} = F_1$; f=0,25 – коефіцієнт зчеплення між стрічкою й приводним барабаном;

α=180°=3,14 рад – кут обхвату стрічки приводного барабана.

При цьому

$$1{,}21F_1 + 4478 \text{ Н} = 2{,}19F_1;$$
$$2{,}19F1 - 1{,}21F_1 = 4478 \text{ Н};$$

$$F_1 = \frac{5342}{0{,}98} = 4570 \text{ Н}.$$

Визначаємо натяг конвеєрної стрічки в інших точках траси:

$$F_2 = F_1 + 120 \text{ Н} = 4690 \text{ Н};$$
$$F_3 = 1{,}04F_1 + 120 \text{ Н} = 4878 \text{ Н};$$
$$F_4 = 1{,}04F_1 + 245 \text{ Н} = 4998 \text{ Н};$$
$$F_5 = 1{,}1F_1 + 259{,}6 \text{ Н} = 5286 \text{ Н};$$
$$F_6 = 1{,}1F_1 + 399 \text{ Н} = 5426 \text{ Н};$$
$$F_7 = 1{,}1F_1 + 1161 \text{ Н} = 6188 \text{ Н};$$
$$F_8 = 1{,}144F_1 + 1207{,}1 \text{ Н} = 6435 \text{ Н};$$
$$F_9 = 1{,}144F_1 + 4224{,}8 \text{ Н} = 9453 \text{ Н};$$
$$F_{10} = 1{,}21F_1 + 4478 \text{ Н} = 10007{,}7 \text{ Н};$$
$$F_0 = F_{наб} - F_{сб} = 10007{,}7 \text{ Н} - 4570 \text{ Н} = 5438 \text{ Н}.$$

Будуємо графік натягу стрічки (рисунок. 2.7).

За уточненим значенням

$$F_{max} = F_{наб} = 10007{,}7 \text{ Н}$$

перевіряємо міцність стрічки. Необхідне мінімальне число прокладок

$$Z_{min} = \frac{F_{max}}{k_p B} = \frac{10007{,}7}{12 \cdot 1000} = 0{,}8339 < 2, \qquad (2.27)$$

де k_p = 12 Н/мм – максимальне припустиме робоче навантаження прокладок;

B=1000 мм – ширина стрічки.

Перевіряємо правильність вибору діаметра приводного барабана по тиску між стрічкою й барабаном.

$$D_{п.б} \geq \frac{360 F_0}{B \cdot [\rho] \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f} = \frac{360 \cdot 5509}{1 \cdot 10^5 \cdot 3{,}14 \cdot 180 \cdot 0{,}25} = 0{,}138 \text{ м}, \quad (2.28)$$

де [ρ]=105…1,1·105 Па – припустимий середній тиск між стрічкою й барабаном (для гумових стрічок);

α – кут обхвату барабана стрічкою, α=180°;

f – коефіцієнт зчеплення між стрічкою й барабаном, f=0,25.

Прийнятий $D_{п.б}$=0,315 м.

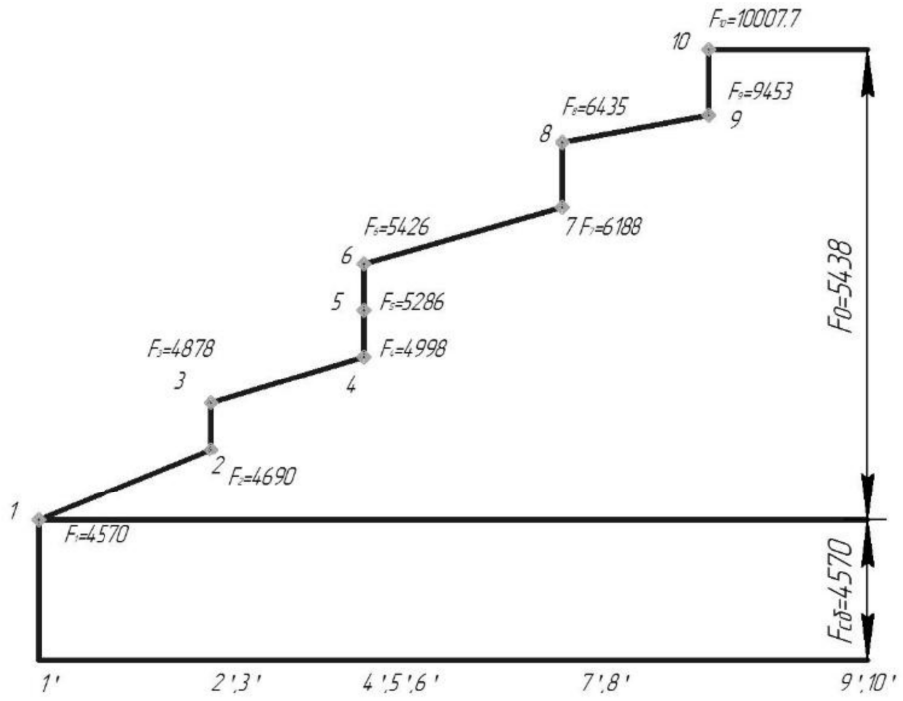


Рисунок 2.7 – Розрахунок натягу стрічки ковеєра

Потужність на приводному валу конвеєра:

$$P_0 = \frac{F_0 V}{10^3 \eta_{бар}} = \frac{5509 \cdot 0{,}8}{10^3} = 4{,}35 \text{ кВт} \quad (2.29)$$

Необхідна потужність двигуна

$$P = кP_0/\eta = 1{,}35 \cdot 4{,}35/0{,}96 = 6{,}1177 \text{ кВт}, \quad (2.30)$$

де к=1,1…1,35 – коефіцієнт запасу;

η=0,96 – ККД привода.

Вибираємо електродвигун типу 4А132S6В3 номінальної потужності $P_{дв}$ =7,5 кВт при частоті обертання n=870 хв$^{-1}$. Момент інерції ротора $I_р$=5,75·10–2 кг·м^2. Кратність максимального моменту Ψ_{max}=2,2 [17].

Частота обертання приводного барабана

$$N_{п.б}= 60V/\pi \cdot D_{п.б}= 60 \cdot 0,8/(3,14 \cdot 0,315)= 48,528 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.31)$$

Необхідне передаточне число привода $i=n/n_{п.б}=870/48,528=17,93$

Вибираємо редуктор Ц2–400 з передаточним числом $i_р$=19,8, що має при частоті обертання швидкохідного вала $n_б$=1000 хв$^{-1}$ – потужність Р =7,8 кВт; ККД редуктора η=0,96 [18].

З'єднання двигуна з редуктором створенне завдяки сполучній муфті, для обрання якої необхідно визначити номінальний крутний момент двигуна:

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{п} = 9550 \frac{7,5}{870} = 82,32 \text{ Н·м} \quad (2.32)$$

З огляду на те, що номінальний момент двигуна може бути збільшено на коефіцієнт кратності моменту розрахунковий момент муфти варто також прийняти з цієї умови:

$$T_М^Р = \psi_{max} \cdot T_{ном} = 2,2 \cdot 82,32 = 181 \text{ Н·м.}$$

Припускаючи, що для запобігання зворотного руху завантаженої конвеєрної стрічки необхідне гальмо, передбачаємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмовим шківом. Вибираємо муфту №1 з найбільшим переданим крутним моментом $T_М = 500$ Н·м, з діаметром гальмового шківа D=200 мм.

Момент інерції муфти $I_м$=0,125 кг·м^2.

Уточнюємо швидкість стрічки:

$$V_ф = \pi \cdot D_{п.б}\, п/ (60 \cdot и_ф)= 3,14 \cdot 0,315 \cdot 870 / (60 \cdot 19,8)= 0,7243 \text{ м/с},$$

при фактичнім передаточнім числі привода (передаточне число редуктора)

$$i_ф= i_п=19,8.$$

Фактична продуктивність конвеєра

$$Q_ф= k \cdot k_β\, (0,9B–0,05)^2 \cdot V_ф\, ρ=550 \cdot 1(0,9 \cdot 1–0,05)^2 \cdot 0,7243 \cdot 0,5=172,3<180 \text{ т/год},$$

де ρ – насипна щільність вантажу, т/м^3.

Зусилля натяжного пристрою

$$F_н = F^н_{наб} + F^н_{сб} = 4998 + 5286 = 10284 \text{ Н},$$

де $F^н_{наб} = F_4$ – сила натягу конвеєрної стрічки в точці на натяжному барабані;

$F^н_{сб} = F_5$ – сила натягу в точці збігання з натяжного барабана.

Визначаємо діаметри барабанів: натяжного $D_Н$=0,8·$D_{н.б}$=0,8·315=252 мм, з конструктивних міркувань приймаємо $D_Н$=250 мм. Відхиляючого $D_{от}$=0,65·$D_{н.б}$=0,65·315=204,2 мм, з конструктивних міркувань приймаємо $D_{от}$=200 мм.

Необхідний мінімальний натяг у стрічці:

$$F_{min}=(50…100)(q+q_л)\cdot l_р,$$

де $l_р$ – крок роликоопор робочої галузей конвеєра, м

$$F_{min}=(50…100)(70+6,16)\cdot 1,3=4950…9901 \text{ Н}.$$

Фактичний мінімальний натяг стрічки $F_{min}^{ф}=4570$ Н, перебуває в необхідних межах.

Час пуску конвеєра

$$t_n=\frac{\delta\cdot I\cdot n}{9,55\left(T_{ср.п}-T_c\right)}+\frac{C}{п\cdot\left(T_{ср.п}-T_c\right)\eta}<3…6 \text{ с},$$

$$t_n=\frac{1,2\cdot 0,182\cdot 870}{9,55\left(126,41-45,05\right)}+\frac{24793}{870\cdot\left(126,41-45,05\right)\cdot 0,96}=0,609<3 \text{ с},$$

де δ=1,1…1,25 – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас привода механізму;

I=IP+IM – момент інерції ротора двигуна (IP) і муфти (IM)

$$I=5,75\cdot 10–2+0,125=0,182 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$C=9,55k_y\left[\left(q+q_л\right)L^г+q_л\left(L^п+L^x\right)+\left(q_p^pL^p+q_p^xL^x+m_δ\right)\cdot k_c\right]\cdot V^2=$$

$$=9,55\cdot 0,65\left[\left(70+6,16\right)54+6,16\left(6+60\right)+\left(21\cdot 60+8,2\cdot 60+400\right)\cdot 0,8\right]0,64=24793,4$$

k_y=0,5…0,7 – коефіцієнт, що враховує пружність тягового органа (для гумовотканинних стрічок);

$L^г$, $L^п$ – довжина відповідно завантаженої й порожньої ділянок робочої галузі;

$$L^г=L_Н+L_{гор}-L^п$$

$$L^п=L_{5–6}=6 \text{ м};$$

$$L^г=40+20-6=54 \text{ м};$$

L_X, L_P – довжина відповідно холостої та робочої галузей конвеєра;

$$L_Р = L_Н + L_{гор} = 40+20 = 60 \text{ м};$$

$$Lх = L_Н + L_{гор} = 40+20 = 60 \text{ м};$$

$m_б$=400 кг – маса обертових частин барабанів;

$k_с$ – коефіцієнт, що вводиться для врахування зменшення швидкості частин конвеєра, що обертаються, по відношенню до швидкості тягового органу: для стрічкових конвеєрів $k_с$ =0,7…0,9.

Середній пусковий момент двигуна (Н·м)

$$T_{ср.п} = 0{,}85^2 \frac{\psi_п + \psi_{max}}{2} T_{ном} = 0{,}85^2 \frac{2+2{,}2}{2} \cdot 83{,}32 = 126{,}41 \text{ Н·м},$$

де $\psi_п = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ кратність пускового моменту двигуна ;

$\psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{ном}}$ – максимальна кратність пускового моменту двигуна.

Момент статичних опорів на валу двигуна

$$T_с = T_{с.в} \cdot \frac{1}{и \cdot \eta} = 856{,}48 \frac{1}{19{,}8 \cdot 0{,}96} = 45{,}05 \text{ Н·м},$$

де $T_{с.в}$ – момент опору на приводному валу за умови статичного навантаження конвеєра.

$$T_{с.в} = 0{,}5F_0D_{п.б} = 0{,}5 \cdot 5438 \cdot 0{,}315 = 856{,}48 \text{ Н·м},$$

і – передаточне число привода;

η =0,96 – ККД механізму привода тягового органа.

Момент інерції на валу двигуна (Н·м) при пуску конвеєра

$$T_{ін} = T_{ср.п–тс} = 126{,}41 – 45{,}05 = 81{,}35 \text{ Н·м}.$$

Момент на приводному валу при пуску конвеєра

$$T_{пуск}= T_{ин}\cdot i\cdot \eta+0,5F_0D_{п.б}=81,35\cdot 19,8\cdot 0,96+0,5\cdot 5438\cdot 0,315=2402,78 \text{ Н·м.}$$

Окружне зусилля на приводному барабані (Н) при пуску конвеєра

$$F_{пуск}= 2T_{пуск}/ D_{п.б}=2\cdot 2402,78/0,315=15255,78 \text{ Н.}$$

Зусилля в стрічці, що набігає на приводний барабан, в момент запуску конвеєра:

$$F_{наб}^{пуск}=k_s\cdot F_{пуск}=1,85\cdot 15255,78=28223,19 \text{ Н}$$

де k_s – коефіцієнт перевантаження конвеєрної стрічки при пуску.

$$k_{пер} = F_{наб}^{пуск} / F_{доп} < 1,5,$$

де $F_{доп}$ – навантаження, що допускається, на тяговий орган.

Для гумовотканинних конвеєрних стрічок

$$F_{доп}<k_pbz=12\cdot 1000\cdot 2=24000 \text{ Н,}$$

де k_p – максимально припустима робоче навантаження прокладок

$$k_{пер} = 28223,19 / 24000 = 1,175 < 1,5,$$

Момент від сили інерції під час гальмування двигуна

$$T_{ин}^{т} = \frac{\delta\cdot I\cdot n}{9,55t_т} + \frac{C\cdot \eta}{n\cdot t_т} = \frac{1,2\cdot 0,182\cdot 870}{9,55\cdot 6,25} + \frac{24793,4\cdot 0,96}{870\cdot 6,25} = 7,56 \text{ Н·м.}$$

Час зупинки

$$t_T = \frac{2 \cdot l_T}{V} = \frac{2 \cdot 2{,}5}{0{,}8} = 6{,}25 \text{ с},$$

де l_t – максимальний шлях зупинки конвеєра, який необхідний для уникнення переповнення вузла перевантаження, примаємо рівним 2,5 м.

Момент статичних опорів на валу двигуна при гальмуванні

$$T_c^T = T_{c.в}^T \frac{\eta}{u} = -161{,}58 \cdot \frac{0{,}96}{19{,}8} = -7{,}83 \text{ Н·м},$$

де

$$T_{с.в}^T = \eta_{бар} \left[qH\text{-}k\left(\frac{F_0}{g}\text{-}gH\right)\right] g\frac{D}{2} = 0{,}96\left[70\cdot 2\text{-}0{,}6\left(\frac{5438}{9{,}8}\text{-}70\cdot 2\right)\right]\cdot 9{,}81\frac{0{,}315}{2} = \text{-}161{,}58 \text{ Н·м}$$

η=0,96…0,98 – ККД барабана;

k=0,55…0,6 – коефіцієнт можливого зменшення опорів стрічкового конвеєра.

Розрахунковий гальмовий момент на валу двигуна

$$T_р^T = T_{ин}^T - T_с^T = 7{,}56 + 7{,}83 = 15{,}39 \text{ Н·м}.$$

Вибираємо гальмо ТКТ–200/100 з найбільшим гальмовим моментом 40 Н·м, який слід регулювати на потрібний гальмовий момент [19]. Вибір цього типорозміру гальма обумовлене вибором муфти даного діаметра.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Розробка фундаменту під монтаж молоткової дробарки СМД-147

Заводи-виробники відправляють замовникам дробарки в залежності від їх розмірів у зібраному вигляді або укрупненими складальними одиницями. Монтаж дробарок, що надходять у зібраному вигляді, полягає в установці на фундамент, вивірки на фундаменті у плані та на горизонтальність.

Монтаж дробарок, що поставляються в розібраному вигляді укрупненими складальними одиницями, виконують згідно з заводськими інструкціями і схемами монтажно-складального маркування [20].

Дробарки, що поставляються в зібраному вигляді, монтують в зборі на установочних гвинтах. Установочними базами при монтажі служать установочні майданчик на корпусах і оброблені поверхні ротора. Приводи дробарок монтують за установочними базами на рамі. Великогабаритні дробарки монтують складальними одиницями, послідовно встановлюючи корпус, рухливу плиту, ротор і привод ротора.

Корпус дробарки роблять звареним або литим. В обох випадках він має рознімання по площині, що проходить через вісь ротора. Стінки корпуса зсередини футерують сталевими броньовими плитами. У корпусі дробарки передбачені люки, через які виймають молотки й секції колосникових ґрат.

При вивірянні корпусних деталей базою слугують оброблені майданчики, призначені для встановлення вальницями ротора. Заводами поставляються дробарки з відбалансованим ротором [21].

До складу ротора молоткової дробарки відносяться наступні основні частини: вал, комплект дисків, комплект розподільчих шайб (втулок) і комплект молотків.

Перед пуском дробарки в хід необхідно перевірити напрямок обертання ротора [21]. Воно повинне бути обране відповідно до розташування відбійних плит, укріплених на корпусі дробарки: при обертанні ротора шматки

матеріалу, що вдаряються об молотки, повинні відкидатися ними на найближчу ділянку відбійної плити (броні). Для реверсивних дробарок напрямок обертання ротора змінюють після однобічного зношування молотків [22, 23].

Швидкозношуваними робочими органами дробарки є молотки й колосникові ґрати. Молотки виготовляють вагою від 3,5 до 180 кг. Масу молотка обирають спираючись на створення необхідної енергії руйнування молотків [24]. Для матеріалу в шматках 100÷200 мм застосовують легкі молотки від 3 до 15 кг; молотки середньою вагою від 30 до 40 кг використовують для матеріалів у шматках до 600-800 мм. Для великогабаритних шматків матеріалу з великою енергією руйнування використовують найважчі молотки вагою 50÷180 кг, що виготовлені у вигляді скоби. Як правило молотки виготовляють із твердої вуглецевої сталі з наваркою твердим сплавом, для подрібнення більш міцних матеріалів ставлять молотки зі сталі легованої марганцем, яка схильна до самозміцнення завдяки ефекту наклепування від співударяння молотка з дробимим матеріалом.

Для перестановки молотків у радіальному напрямку (після їхнього зношування) у дисках ротора, на яких кріпляться молотки, роблять додатковий ряд отворів, більш віддалених від осі дробарки.

Колосникові ґрати комплектують пристосуванням для регулювання величини зазору між зовнішньою окружністю, описуваної молотками й внутрішньою циліндричною поверхнею самих ґрат. Для цього криволінійну балку, у якій закріплені колосники, виготовляють із двох половин, що можуть повертатися на шарнірах. Шарніри укріплені усередині ексцентрикових втулок, поворотом яких регулюється необхідний зазор. Ґрати роблять знімними через необхідність частої їхньої зміни. Колосники мають трапецеїдальний перетин, що полегшує проходження дробленого матеріалу.

Робочий зазор між внутрішньою поверхнею колосників і ротором вибирають залежно від необхідної крупності продукту подрібнення. По Л.Б. Левинському, діаметр найбільших шматків у готовому продукті може бути у

два – три рази менше робочого зазору. Так, наприклад, при зазорі 10÷15 мм, найбілаша крупність продуктів буде близько 5 мм, при зазорі 15÷25 мм поперечник шматків доходить до 10 мм. Для вугілля приймають трохи інше співвідношення: по Ромадіну при зазорі 25÷25 мм верхня межа крупності вугілля 5 мм, а при зазорі 75÷100 мм – гранична крупність 50 мм.

Правила монтажу, ремонту й експлуатації молоткових дробарок подібні з відповідними правилами для щокових, конусних і зубчастих дробарок [25].

У дробарному відділенні, обладнаному молотковими дробарками, повинні бути передбачені вантажопідйомні засоби, необхідні для монтажу й ремонту. Вага окремих частин дробарок, по якому вибираються вантажопідйомні засоби, наведені у технічних характеристиках дробарок.

Для компенсації технологічного навантаження та передачі вібраційних навантажень, що неминуче виникають під час технологічного процесу подрібнення, на ґрунт дробарки монтують на фундаменти. Для зменшення струсів фундаменту під раму машини закладають дерев'яні бруси. Фундамент повинен бути відділений від фундаменту стін і колон будівлі. Вага рами береться не менш потроєної ваги самої машини.

Початковими даними, якими потрібно керуватися виконуючи проєктування фундаменту для встановлення молоткової дробарки виступають габарити обладнання в плані, схема прикладення технологічних навантажень. Також до факторів впливу на правильно підібрану фундаментну основу відносять дані про геологію, гідрогеології та фізико-механічні властивості грунту [26, 27], схеми прив'язки фундаменту до будівлі, розташування закладних частин, приямків і каналів.

Фундамент молоткової дробарки виконують у вигляді двох масивних цоколів, розділених випускною ринвою (рисунок 3.1), при цьому має дотримуватися наступна умова:

$$\rho = K_{Д}\left(\frac{G_{облад.} + G_{фунд.} + P_{тех.}}{a'' \cdot b''} + \sum_{i=1}^{n}\frac{M_{пер}}{W}\right) \le [\rho], \qquad (3.1)$$

де $К_Д$ – коефіцієнт динамічности фундамента, $К_Д$ = 2,1;

$G_{облад.}$ – загальна вага обладнання, що встановлюється на фундамент, $G_{облад}$ = 4300 кг;

$G_{фунд.}$ – вага фундаменту знаходжу з наступної формули.

$$G_{фунд.} = V_{фунд.} \cdot \rho', \quad (3.2)$$

де $V_{фунд.}$ – обсяг фундаменту, який обирають враховуючи те, що на одну тону встановленого обладнання витрачають орієнтовно 3÷5 $м^3$ бетону. Також з урахуванням того, що в фундаменті виконується технологічна ніша (рис. 3.1) розмірами 1,150×1,5×0,6 м під встановлення конвеєра, загальний розрахунковий об'єм запланованого фундаменту варто зменшити на об'єм цієї ніші $V_н$=1,15·1,5·0,6=1,04 $м^3$

тоді

$$V_{фунд.} = 3 \cdot V_{дроб} - V_н = 3 \cdot 4,3 - 1,04 \approx 12 \text{ м}^3;$$

ρ' – щільність бетону, для армованого бетону приймаємо ρ = $2,2 \cdot 10^3$ кг/$м^3$ [28].

Виходячи з формули (3.2) знаходимо вагу фундаменту

$$G_{фунд} = 12 \cdot 2,2 \cdot 10^3 = 26\,400 \text{ кг}$$

$Р_{тех.}$ – в даному випадку вертикальна складова технологічного навантаження дорівнює 150 кг і складається з сили ваги матеріалу що подрібнюють.

В загальному вигляді фундамент під встановлення будь-якого обладнання складається з двох основних частин: безпосередньо фундаменту і підошви фундаменту.

Базовою точкою для встановлення розмірів фундаменту (рис.3.1) слугує довжина та ширина встановленого обладнання, тобто всі його розміри в плані.

Визначаємо розміри підошви фундаменту з наступних формул:

$$a'' = a' + 2\delta', \tag{3.3}$$

$$b'' = b' + 2\delta', \tag{3.4}$$

де a', b' – розміри фундаменту,

δ' = 200–300 мм – припуск фундаменту по відношенню до габаритів обладнання, необхідний для забезпечення технологічності монтажу.

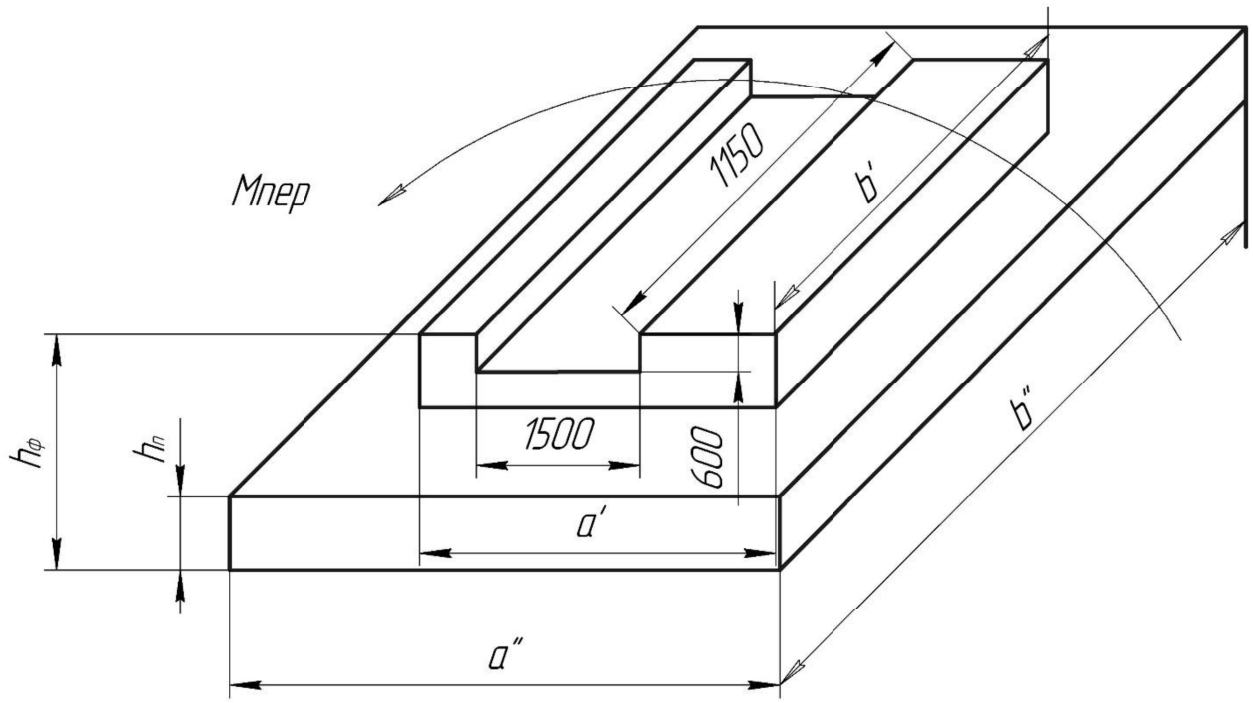


Рисунок 3.1 – Фундамент під монтаж молоткової дробарки моделі СМД-147

Розміри фундаменту знаходимо з наступних формул

$$a = a + 2\delta, \tag{3.5}$$

$$b' = b + 2\delta, \tag{3.6}$$

де a, b – габаритні розміри устаткування a − 1,26 м, b − 2,22 м, (δ − 100–200 мм)

Виходячи з формул (3.5 , 3.6) знаходимо розміри фундаменту

$$a' = 1{,}26 + 0{,}2 = 1{,}46 \text{ м}$$

$$b' = 2{,}22 + 0{,}2 = 2{,}42 \text{ м}$$

Виходячи з формул (3.5, 3.6) знаходимо розміри підошви фундаменту

$$a'' = 1{,}46 + 0{,}3 = 1{,}76 \text{ м}$$

$$b'' = 2{,}42 + 0{,}3 = 2{,}72 \text{ м}$$

З врахуванням тієї обставини що дробарка з’єднана жорстко з двигуном через муфту та заплановано монтаж дробарки з приводом до фундаменту за допомогою анкерних болтів, що додає стійкості всій конструкції, приймаємо загальний перекидний момент рівним 40 % від перекидного моменту електрудвигуна

Знаходимо перекидний момент $M_{пер.дроб}$ з наступної формули

$$M_{пер.дроб} = M_{пер.дв} \cdot 0{,}05, \tag{3.7}$$

де $M_{пер.дв}$ – перекидний момент двигуна, знаходиться по формулі:

$$M_{пер.дв} = 9550\frac{P_{дв}}{n_{дв}}, \quad (3.8)$$

де $P_{дв}$ – потужність двигуна, $P_{дв}$ = 355 кВт;

$n_{дв}$ – максимально допустимі оберти двигуна, $n_{дв}$ – 1500 $хв^{-1}$:

$$M_{пер.дв}=9550\frac{355}{1500}=2260Н\cdot м=230\ кг\cdot м=2300\ кг\cdot см$$

Виходячи з формули (3.7) знаходимо перекидний момент дробарки

$$M_{пер.дроб} = 2300 \cdot 0,4 = 920\ кг\cdot см$$

Момент оперу вигину зріза *W* знаходимо з формули

$$W = \frac{(b'')^2 \cdot a''}{6}, \quad (3.9)$$

Виходячи з формули (3.9) знаходимо момент опору вигину

$$W = \frac{2,72^2 \cdot 1,76}{6} = 2,2м^3 = 2200000см^3$$

Допускаємий тиск на ґрунт, залежить від типу ґрунту, приймаємо для Запорізької області [ρ] = 2 $кг/см^2$.

Підставивши всі значення у формулу (3.1), знайдемо чинний тиск на грунт

$$\rho=2,1\cdot\left(\frac{4300+26400+150}{176\cdot 272}+\frac{920}{2200000}\right)=1,4\,\frac{кг}{см^2}<[\rho]=2\,\frac{кг}{см^2}$$

отже, горизонтальний перетин фундаменту підібрано вірно.

Визначимо загальну висоту фундаменту $h_{заг}$ і висоту його складових частин

Визначимо загальну висоту фундаменту:

$$h_{заг}=\frac{V_ф}{S_ф}=\frac{12}{1,46\cdot 2,42}=3,39\approx 3,4\,м \qquad (3.10)$$

Висота підошви фундаменту:

$$h_п=\frac{1}{5}\cdot h_{заг}=\frac{1}{5}\cdot 3,4=0,68\,м \qquad (3.11)$$

Висота власне фундаменту:

$$h_ф=h_{заг}-h_п=3,4-0,68=2,72\,м; \qquad (3.12)$$

Об'єм підошви фундаменту:

$$V_п=h_п\cdot a''\cdot b''=0,68\cdot 1,76\cdot 2,72=3,26\,м^3 \qquad (3.13)$$

Для підошви фундаменту приймаємо $V_п$=4 $м^3$ та бетон марки Б50 (5 $кг/см^2$)

Об'єм власне фундаменту:

$$V_ф=h_ф\cdot a'\cdot b'=2,72\cdot 1,46\cdot 2,42=9,61\,м^3 \qquad (3.14)$$

Для фундаменту приймаємо $V_ф$=10 м^3 та бетон марки Б150 (15 кг/см^2)

Загальний об'єм фундаменту:

$$V_\Sigma = V_п + V_ф = 4 + 10 = 14\,м^3.$$

Вага фундаменту:

$$G_ф = V_\Sigma \cdot \rho = 14 \cdot 2{,}2 = 30{,}8\,т;$$

Уточнюємо вагу фундаменту:

$$\Delta G_ф = 30{,}8 - 26{,}4 = 4{,}4\,т;$$

Уточнюємо тиск на грунт:

$$\Delta\rho = \frac{4400}{176 \cdot 272} \approx 0{,}1\,кг/см^2;$$

$$\rho_{факт}=\rho+\Delta\rho=1{,}4+0{,}1=1{,}5кг/см^2<2кг/см^2 \qquad (3.15)$$

Остаточно приймаємо розміри фундаменту:

– підошва 1,8 х 2,75 х 0,7
– фундамент 1,5 х 2,45 х 2,75

Таким чином вимога щодо забезпечення допустимого тиску на ґрунт від технологічного зусилля встановленого на фундамент обладнання виконується, що підтверджує вірність обраних рішень. Отримані результатаи створюють передумови для розроюки схеми закріплення обладнання на фундаменті.

3.2 Розробка схеми кріплення обладнання молоткової дробарки до фундаменту анкерними болтів

3.2.1 Розрахунок анкерних болтів для закріплення обладнання дробарки

З метою нівелювання впливу перекидного моменту технологічне обладнання до фундаменту прикріплюють спеціальними пристроями – анкерними болтами [29]. За принципом організації встановлення безпосередньо самих болтів їх поділяють на глухі і заводні. Глухі встановлюють до бетонування, приварюючи їх до арматур фундаменту. Заводні встановлюються в анкерні колодязі, виконані у фундаменті.

Зусилля попереднього затягування анкерних болтів має забезпечувати умову стійкості

$$К_{стійк} = \frac{М_{відн}}{М_{пер}} \geq 1{,}4 \ , \qquad (3.16)$$

Виходячи із формули (3.14) знаходимо $М_{відн}$

$$М_{відн} = 1{,}4 \cdot М_{пер} \ , \qquad (3.17)$$

Таким чином

$$М_{відн} = Q_{болт} \cdot a_{болт} \cdot n_{болт} + G_{облад.} \cdot \frac{a_{болт}}{2} = 1{,}4 \cdot М_{пер} \cdot К_{Д} \ , \qquad (3.18)$$

Виходячи із формули (3.18) знаходимо зусилля затягування $Q_{болт}$

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 \cdot К_{Д} \cdot М_{пер.дроб.} - G_{облад.} \cdot \frac{a_{болт}}{2}}{a_{болт} \cdot n_{болт}} \ , \qquad (3.19)$$

де $a_{болт}$ – відстань проміж болтів, $a_{болт}$ = 0,8 м;

$n_{болт}$ – кількість болтів в ряді, $n_{болт}$ = 4;

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 \cdot 2{,}1 \cdot 97{,}3 - 4300 \cdot \frac{0{,}8}{2}}{0{,}8 \cdot 4} = -448\text{кг}$$

На підставі того що знайдене зусилля затягування болта зі знаком мінус – обладнання не потребує закріплення. Але враховуючи вібраційну складову навантаження обираємо анкерний болт із стандартного ряду – болт М 30: d=26,211мм, шаг різьблення 3,5 мм, вільна висота закручування 80 мм (рис.3.2).

Визначимо зусилля затягування:

$$Q_{болт} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot [\sigma], \qquad (3.20)$$

$$Q_{болт} = \frac{3{,}14 \cdot 26{,}211^2}{4} \cdot 160 = 86289\text{Н} = 8796\text{кг}$$

Обмежимо зусилля затягування болта $Q_б$=2000 кг≈19620 Н

Кут закручування різьблення

$$\varphi = \frac{Q_{болт} \cdot 360 \cdot b}{E \cdot t \cdot A} = \frac{2000 \cdot 360 \cdot 80}{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 3{,}5 \cdot 539{,}3} = 1{,}45^\circ, \qquad (3.21)$$

де b – вільна висота закручування, b =80 мм (рис.3.2);

E – модуль пружності = $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

t – шаг різьблення, мм;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 26{,}211^2}{4} = 539{,}3\text{мм}\ .$$

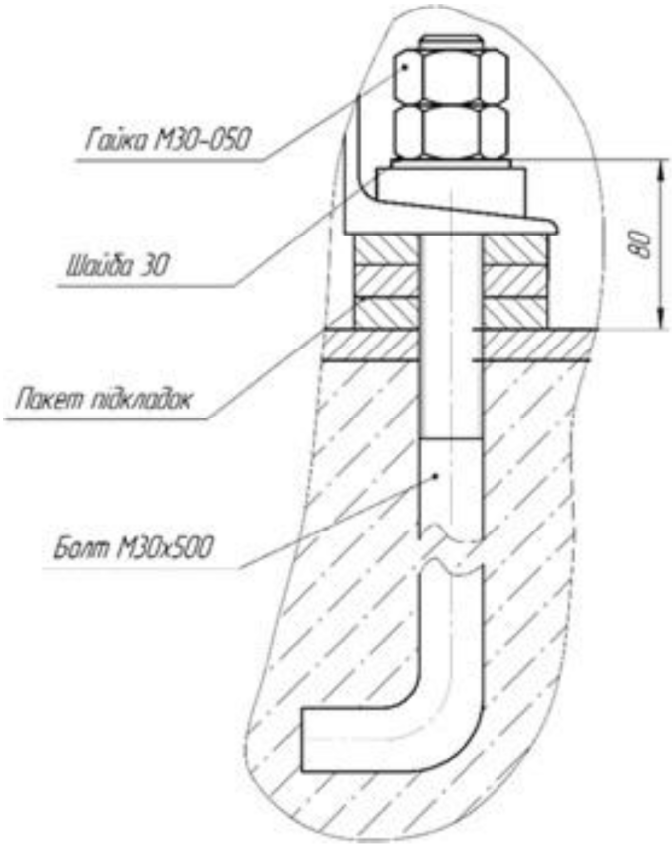


Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку заводного анкерного болта для закріплення дробарки

Зусилля попереднього затягування анкерних болтів має забезпечувати умову стійкості (3.16)

$$К_{\text{стійк}} = \frac{М_{\text{відн}}}{М_{\text{пер}}} \geq 1{,}4\,,$$

Виходячи із формули (3.16) знаходимо $М_{\text{відн}}$

$$М_{\text{відн}} = 1{,}4 \cdot М_{\text{пер}}\ ,$$

Таким чином

$$M_{\text{відн}} = Q_{\text{болт}} \cdot a_{\text{болт}} \cdot n_{\text{болт}} + G_{\text{облад}} \cdot \frac{a_{\text{болт}}}{2} = 1{,}4 \cdot M_{\text{пер}} \cdot K_{\text{д}},$$

Виходячи із формули (3.18) знаходимо зусилля затягування $Q_{\text{болт}}$

$$Q_{\text{болт}} = \frac{1{,}4 \cdot K_{\text{д}} \cdot M_{\text{пер.дв.}} - G_{\text{облад}} \cdot \frac{a_{\text{болт}}}{2}}{a_{\text{болт}} \cdot n_{\text{болт}}},$$

де $a_{\text{болт}}$ – відстань проміж болтів, $a_{\text{болт}} = 0{,}42$ м;

$n_{\text{болт}}$ – кількість болтів в ряді, $n_{\text{болт}} = 2$;

$G_{\text{облад}}$ – вага обладнання, що закріплюється. З огляду на те , що двигун муфтою жорстко з'єднанно з дробаркою $G_{\text{облад}}$=4300 кг.

$$Q_{\text{болт}} = \frac{1{,}4 \cdot 97{,}5 - 4300 \cdot \frac{0{,}42}{2}}{0{,}42 \cdot 2} \cdot 2{,}1 = -1916{,}25 \text{кг}$$

На підставі того що знайдене зусилля затягування болта зі знаком мінус – двигун не потребує закріплення. Але враховуючи вібраційну складову навантаження, що передається від дробарки обираємо анкерний болт із стандартного ряду болт М 20: d_1 =15,294 мм, шаг різьблення 2,5 мм, вільна висота закручування 32 мм (рис.3.3).

Визначимо зусилля затягування:

$$Q_{\text{болт}} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot [\sigma],$$

$$Q_{болт} = \frac{3{,}14 \cdot 15{,}294^2}{4} \cdot 160 = 29378\text{Н} = 2995\text{кг}$$

Обмежимо зусилля затягування болта $Q_б$=2000 кг

Кут закручування різьблення

$$\varphi = \frac{Q_{болт} \cdot 360 \cdot b}{E \cdot t \cdot A} = \frac{2000 \cdot 360 \cdot 32}{2 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5 \cdot 183{,}6} = 2{,}5^\circ \ ,$$

де b – вільна висота закручування, b =32 мм (рис.3.3);

E – модуль пружності = $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

t – шаг різьблення, мм;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 15{,}294^2}{4} = 183{,}6\text{мм}\ .$$

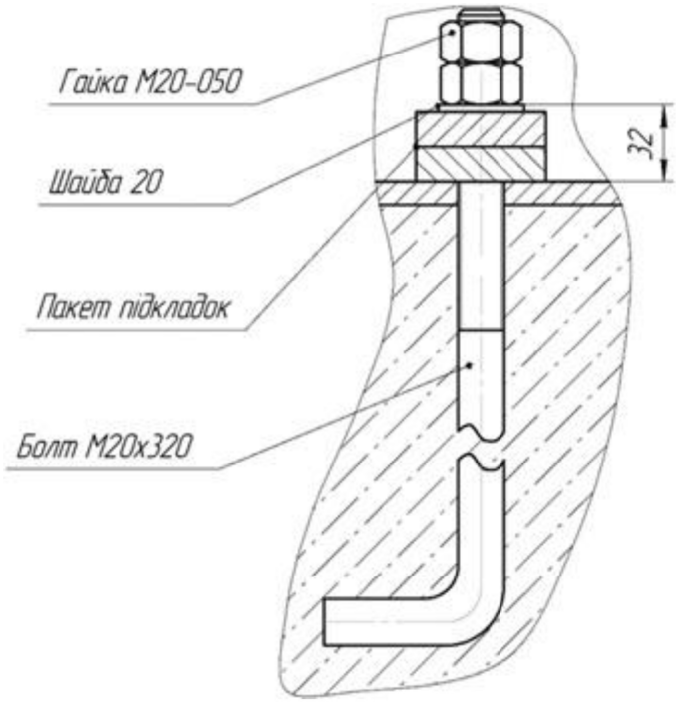


Рисунок 3.3 – Схема до розрахунку заводного анкерного болта для закріплення платформи електродвигуна

3.2.2 Розрахунок площі пакету підкладок

З часом експлуатації, з огляду на постійні значні вібраційні навантаження, можливе усадження фундаменту, що може призвести до порушення вивірки обладнання. Тому рекомендується встановлювати обладнання на пакет підкладок, який з часом експлуатації дозволяє досить швидко та оперативно реагувати на різного роду відхилення від попереднього вивіряння обладнання на проєктній відмітці. При цьому площа нижньої підкладки визначається з умови:

$$G_{облад} < [\sigma_{фунд}]$$

Знаходимо силу діючу на підкладку з наступної формули

$$R = \frac{G_{облад.}}{n} + \frac{2 \cdot M_{перек.дроб}}{a_{болт} \cdot n_{болт}}, \qquad (3.22)$$

де n – загальна кількість болтів, n = 8

Виходячи з формули (3.22) знаходимо силу діючу на підкладку

$$R = \frac{4300}{8} + \frac{2 \cdot 973}{0{,}8 \cdot 4} = 1146 кг \cdot см^2 = 115 МПа$$

Знаходимо площу підкладки А з наступної формули

$$A = \frac{R}{[\sigma_{фунд}] \cdot к}, \qquad (3.23)$$

де $[\sigma_{фунд}]$ – допустиме навантаження на фундамент, приймається за марку бетону $[\sigma_{фунд}] = 200$ кг/см^2;

к – коефіцієнт контакту фундаменту з підкладкою, к = 0,5.

Виходячи з формули (3.23) знаходимо площу підкладки

$$A=\frac{1146}{200\cdot 0,5}=11,5\text{см}^2$$

Приймаю підкладку прямокутної форми (рис. 3.4), зі стороною

$$b = \sqrt{A} \qquad (3.24)$$

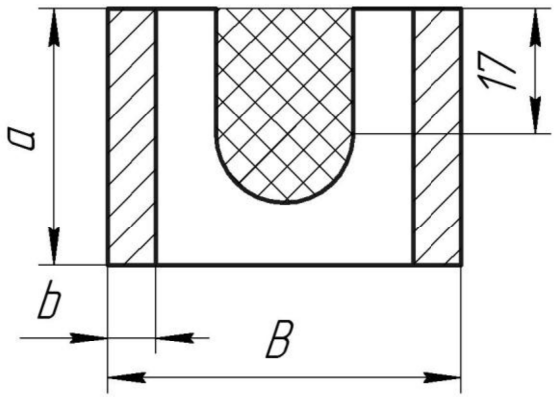


Рисунок 3.4 – До разрахунку площі пакету підкладок для дробарки

Виходячи з формули (3.24) знаходимо сторону квадратної підкладки

$$b=\sqrt{11,5}=3,4 \text{ см}$$

$$S=\left(\frac{\pi d^2}{4}/2\right)+\left(\frac{a\cdot b}{2}\right)=\left(\frac{3,14\cdot 3,4^2}{4}/2\right)+\left(\frac{3,4\cdot 3,4}{2}\right)=10,28\text{см}^2 \qquad (3.25)$$

$$S_{заг}=S+A=10,28+11,5=21,78 \text{ см}^2 \qquad (3.26)$$

$$a=b=\sqrt{S_{заг}}=\sqrt{21,78}=4,6\text{ см}=46\text{ мм} \quad (3.27)$$

Аналогічно розроблюємо і конструкцію підкладок під електродвигун. Знаходимо силу, що діє діє на підкладку:

$$R=\frac{G_{облад}}{n}+\frac{2\cdot M_{перек.дроб}}{a_{болт}\cdot n_{болт}},$$

де n – загальна кількість болтів, n = 4

Виходячи з формули (3.22) знаходимо силу діючу на підкладку

$$R=\frac{4300}{4}+\frac{2\cdot 975}{0,42\cdot 2}=3453\text{кг}\cdot\text{см}^2=345,3\text{МПа}$$

Знаходимо площу підкладки А з наступної формули

$$A=\frac{R}{[\sigma_{фунд}]\cdot к}$$

де $\lfloor\sigma_{фунд}\rfloor$ – допустиме навантаження на фундамент, приймється за марку бетону $\lfloor\sigma_{фунд}\rfloor$ = 200 кг/см^2;

к – коефіцієнт контакту фундаменту з підкладкою, к = 0,5.

Виходячи з формули (3.23) знаходимо площу підкладки

$$A=\frac{3453}{200\cdot 0,5}=34,53\text{см}^2$$

Приймаємо підкладку квадратної форми, зі стороною

$$b=\sqrt{A}$$

Виходячи з формули (3.24) знаходимо сторону квадратної підкладки

$$b = \sqrt{34,53} = 5,8см$$

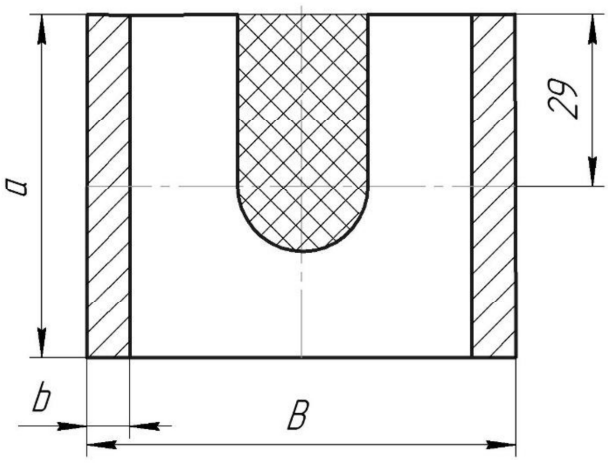


Рисунок 3.5 – До разрахунку площі пакету підкладок для електродвигуна

$$A = \left(\frac{\pi d^2}{4}/2\right) + (d \cdot b/2) = \left(\frac{3.14 \cdot 22^2}{4}/2\right) + (22 \cdot 58/2) = 827,97мм^2$$

$$a = \frac{A/2}{b} = \frac{827,97/2}{58} = 7,25мм,$$

$$B = b + 2a = 58 + 2 \cdot 7,25 = 72,5мм.$$

Таким чином розроблена схема встановлення обладнання дробарки на фундаментну основу має забезпечити надійну та довгострокову роботу обладнання дробарки за умови виконання всіх експлуатаційних вимог. З огляду на необхідність монтажу дробарки в умовах діючого виробництва необхідно виконати розрахунок такелажних пристосувань.

3.3 Розрахунок траверси для стропування ротора молоткової дробарки при її складанні на фундаментній основі

Сталеві дротяні канати є найбільш поширеними гнучкими вантажопідйомними і тяговими органами в підйомно-транспортних машинах [31]. Канатний дріт з межею міцності на розтяг 1400÷2000 МПа отримують шляхом багаторазового холодного волочіння високовуглецевої і високомарганцовистої гарячекатаного світлого дроту діаметром 5÷8 мм з проміжною термічною і хімічною обробкою. При роботі на відкритому повітрі і в сирих приміщеннях застосовуються канати з оцинкованого гарячим способом сталевого дроту; при цьому канат, внаслідок термічного впливу на метал, втрачає приблизно 10 % своєї міцності.

Органічним сердечником для канатів, що працюють у нормальних температурних умовах, служить пенька, а при експлуатації в гарячих цехах – азбест. Також розповсюджені конструкції канатів, у яких сердечник сталевий [31].

За направленням звивання розрізняють канати односторонні, коли напрям звивання дротів у пасмі збігається з напрямком звивання пасом у канат, і хрестові, у яких напрямок звивання дротів у пасмах і пасом у канаті – протилежні. Крім цього, звивка всіх канатів може бути права і ліва. Звивка вважається правою, коли пасма каната спрямовані знизу вгору направо, і лівою, коли пасма, відповідно спрямовані знизу вгору наліво.

Канати одностороннього звивання відрізняються від хрестових підвищеною гнучкістю і меншим питомим тиском між дротами внаслідок більшої контактної площі їх зіткнення. До недоліків таких канатів слід віднести здатність до розкручування під навантаженням, тому в мостових кранах найбільше застосування мають канати з хрестовим звиванням. Останнім часом канатні заводи випускають канати,які не розкручуються, звиті з попередньо деформованих дротів, при цьому кожен дріт і пасмо заздалегідь отримують форму, відповідну їхньому положенню в канаті, у зв'язку з чим

навантаження на окремі дроти розподіляється рівномірно і канат має більшу гнучкість.

По виду звивання дротів сталеві канати ділять на канати з точковим дотиком окремих дротів в пасма, що мають дроти однакового діаметра ТК, канати з лінійним дотиком дротів у пасмі ЛК, канати з точковим і лінійним торканням дротів у пасмі ТЛК.

Стандартні дротяні канати, як вироби стандартні, вибирають по розривному зусиллю згідно «Правил устрою і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів». В стандартах і паспортах заводів – виробників вказується величина розривного зусилля кожного каната в цілому, що визначається випробуванням його на розривній машині.

Сталеві канати, які використовують для створення спеціальних такелажних пристроїв – стропів, шляхом зачаоення кінців канату, називають чалочні. Умови роботи чалочних канатів вельми важкі, тому що при зчалюванні вони піддаються крутим перегинам, ривкам від усадки.

Із–за конструктивних особливостей ротора його стропування повинно здійснюватися за допомогою траверси, конструкція якої продемонстрована на рисунку 3.4. Таким чином виникає потреба у розробці основних елементів траверси, а саме визначити площу поперечного перерізу гака, обрати швелер з умови міцності при роботі на вигин, а також розробити конструкцію стропа для кріплення валу ротора до монтажної траверси.

Вихідні дані для розрахунку: відстань між гаками l = 750 мм; матеріал гака Ст3; [σ] = 160 МПа. Визначаємо силу,що діє на один гак F, керуючись тим, що ротор буде переміщуватися скомплектованим разом з усіма конструктивним елементами:

$$F=(z_1 m_1+z_2 m_2+z_3 m_3+z_4 m_4+z_5 m_5+m_{в.р.})\cdot g/2, \qquad (3.28)$$

де z_1 – кількість молотків закріплених на роторі;

z_2 – кількість дистанційних втулок змонтованих на осі;

z_3– кількість осей зібраних на валу ротора;

z_4– кількість дистанційних втулок між молотками;

z_5– кількість дисків, що обмежують осі;

m_1 – маса безпосередньо одного молотка, кг ;

m_2– маса однієї дистанційної втулки на осі, кг;

m_3 – маса безпосередньо однієї осі, кг;

m_4– маса безпосередньо однієї дистанційної втулки, кг;

m_5– маса одного диска, кг.

$m_{вр}$– маса безпосередньо вала ротора, кг;

g – прискорення вільного падіння.

Так як $z_1 = z_2 = z$, то формулу можна перетворити до наступного виразу:

$$F=[z(m_1+m_2)+z_3m_3+z_4m_4+z_5m_5+m_{в.р.}]\cdot g/2, \quad (3.29)$$

Підставивши значення у формулу отримаємо:

$$F = \frac{[24 \cdot (10{,}5 + 0{,}55) + 6 \cdot 6{,}3 + 4 \cdot 12{,}9 + 5 \cdot 16{,}3 + 41] \cdot 9{,}81}{2} = 2340 \text{ Н}$$

За своїм конструктивним виконанням гак являє собою стрижень, що відчуває навантаження від розтягування, тому використовуємо формулу з курсу опору матеріалів [32]:

$$\sigma = \frac{F}{A} = [\sigma], \quad (3.30)$$

де А – площа поперечного перерізу стрижня

Звідси:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{F}{[\sigma]}, \tag{3.31}$$

З цього виразу можемо визначити діаметр стрижня гака:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2340}{3{,}14 \cdot 160}} \approx 4{,}3 мм, \tag{3.32}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо діаметр рівний 10 мм.

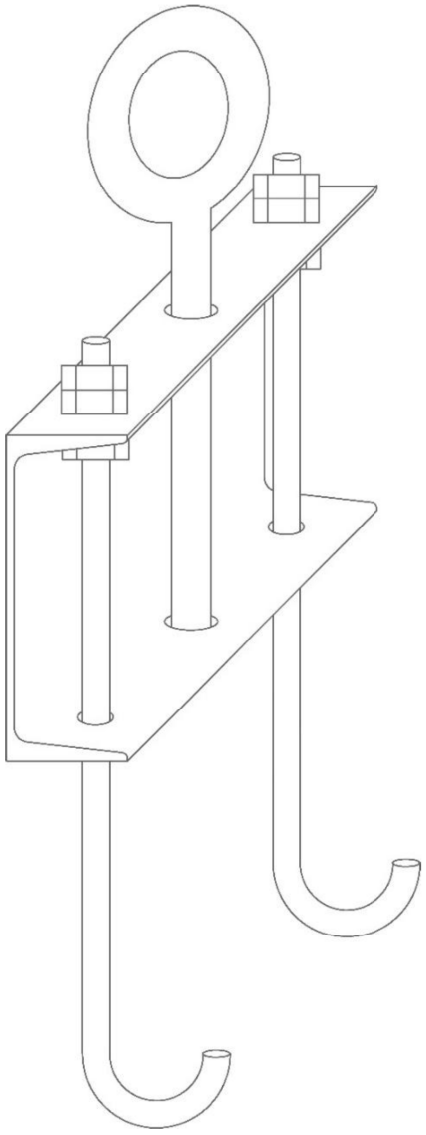


Рисунок 3.6 – Монтажна траверса

Виконаємо розрахунок висоти гайки, що кріпить стрижень гака до балки, із умови міцності на зминання різьби:

$$H_{Г} = \frac{4 \cdot F \cdot p}{\pi\left(d^2 - d_1^2\right) \cdot \left[\sigma_{см}\right] \cdot 10^6} = \frac{4 \cdot 2340 \cdot 1{,}5}{3{,}14 \cdot \left(10^2 - 8{,}16^2\right) 30} = 4{,}4 \text{ мм}, \quad (3.33)$$

де F=2340 – сила , що діє на один гак, Н;

d=10 – зовнішній діаметр різьблення, мм;

d_1=8,16 –діаметр різьблення по дну западин, мм;

p=1,5 – крок різьблення, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаєме напруження на зминання для різьблення $[\sigma_{см}]$= 30 МПа;

Заріплення стрижня гака – різьбове, двома гайками М10. Висота однієї гайки згідно 8,4 мм, що задовольняє виконання умови (3.43).

Зробимо розрахунок балки траверси, яка буде виготовлятися із стандартного швелера номер якого необхідно підібрати перевіривши на міцність при вигині.

Вихідні дані для розрахунку: відстань l = 375 мм; сила,що діє на балку 2F=4680 Н; матеріал Ст3 [σ]=160 МПа.

При розрахунку згинальних елементів по допустимим напруженням виходять із умови міцності за нормальними напруженнями:

$$\frac{M_{макс}}{W_z} \le [\sigma], \quad (3.34)$$

де $M_{макс}$– максимальний згинальний момент;

W_z–момент опору перерізу відносно нейтральної осі.

При виборі поперечного перерізу балки варто враховувати небезпечні перерізи, в яких згинальний момент досягає максимальної величини.

З умови міцності при заданому вигинаючому моменті визначається необхідний момент опору:

$$Wz = \frac{M_{макс}}{[\sigma]}, \qquad (3.35)$$

Для цього необхідно визначити $M_{макс}$:

$$M_{макс} = 2F \cdot l = 4680 \cdot 0{,}375 = 1755 \text{ Н·м}, \qquad (3.36)$$

$$W_z = 1755 / 160 \cdot 10^6 = 1{,}097 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 = 10{,}97 \text{ см}^3,$$

З конструктивних міркувань для отвору під римболт нам потрібно $D_{ном}$=21мм,тому вибираємо швелер №20П: W_x = 152 см^3, $D_{ном}$=23,5мм.

Для розрахунку стропів необхідно враховувати масу траверси, яку необхідно визначити. Довжина балки дорівнює $l_ш$= 750 мм, вага одного погонного метра швелера № 20П $m_ш$ = 13,8 кг.

$$m_б = l_ш \cdot m_ш = 13{,}8 \cdot 0{,}75 = 10{,}35 \text{ кг}, \qquad (3.37)$$

Визначимо масу гака при наступних даних $d_к$=10 мм; ρ = 7850 кг/м^3; $l_к$ = 900 мм:

$$m_к = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 7850 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}01^2 / 4 = 0{,}75 \text{ кг}, \qquad (3.38)$$

Загальна маса траверси:

$$m_{тр} = m_б + 2m_к = 10{,}35 + 2 \cdot 0{,}75 = 11{,}85 \text{ кг}, \qquad (3.39)$$

Тепер у нас є всі дані для вибору стропа, оскільки траверса підіймається на одному канаті.

Вихідні дані: z – кількість стропів =1 α = 0 – кут між стропом і вертикаллю; $к_3$ – коефіцієнт запасу міцності, для чалочних сталевих канатів з гаками, петлями, сережками = 6. Вага транспортуємого обладнання $G_{об}$:

$$G_{об}=[z(m_1+m_2)+z_3m_3+z_4m_4+z_5m_5+m_{в.р.}+m_{тр}]\cdot g, \quad (3.40)$$

де z_1 – кількість молотків закріплених на роторі;

z_2 – кількість дистанційних втулок змонтованих на осі;

z_3– кількість осей зібраних на валу ротора;

z_4– кількість дистанційних втулок між молотками;

z_5– кількість дисків, що обмежують осі;

m_1 – маса безпосередньо одного молотка, кг ;

m_2– маса однієї дистанційної втулки на осі, кг;

m_3 – маса безпосередньо однієї осі, кг;

m_4– маса безпосередньо однієї дистанційної втулки, кг;

m_5– маса одного диска, кг.

$m_{вр}$– маса безпосередньо вала ротора, кг;

g – прискорення вільного падіння.

$$G_{об}=[24\cdot(10,5+0,55)+6\cdot6,3+4\cdot12,9+5\cdot16,3+41+11,85]\cdot9,81=4797\ Н$$

При розрахунку стропів необхідно визначити натяг,що виникає в кожній гілці каната:

$$S_{стр}=\frac{G_{об}}{z\cdot\cos\alpha}=\frac{4797}{\cos0}=4797Н, \quad (3.41)$$

Тепер визначимо розривне зусилля в стропі, за яким виберемо канат:

$$P_{разр.} = S_{стр.} \cdot к_з = 4797 \cdot 6 = 28782 \text{ Н}, \quad (3.42)$$

Вибираємо канат подвійного звивання типу ЛР–К, конструкції 6х19(1+6+6/6)+1о.с: d=9,1мм, $[P_{разр.}] = 41550$ Н.

Визначимо діаметр стрижня затискачів:

$$D = 0,8 \cdot d_k = 0,8 \cdot 9,1 = 7,28 \text{ мм}, \quad (3.43)$$

Приймаємо стрижні з М8.

Розраховуємо число затискачів з умови:

$$2F_{тр} \geq S_{стр}, \quad (3.44)$$

де $F_{тр}$ – сила тертя між канатами;

$S_{стр}$ – зусилля в гілці стропа.

$$F_{тр} = n \cdot N_i \cdot f, \quad (3.45)$$

де n – кількість затискачів;

N_i – нормальне зусилля, створюване одним затискачем;

f – коефіцієнт тертя між канатами, f = 0,15.

Нормальний тиск, створюваний одним затискачем:

$$N_i = \frac{\pi d_{сп}^2 n_{ст} [\sigma]}{4}$$

де $d_{ст}$ – розрахунковий діаметр стрижня;

$n_{ст}$= 2– кількість стрижнів у затискачі;

$[\sigma]$ – допускаєма напруга матеріалу на розрив, $[\sigma]$ = 120 МПа.

Тоді число затискачів визначаємо з вираження:

$$n = \frac{2 \cdot S_{стр}}{\pi \cdot d_{сп}^2 \cdot n_{ст} \cdot f \cdot [\sigma]} = \frac{2 \cdot 4797}{3{,}14 \cdot 8{,}0^2 \cdot 2 \cdot 0{,}15 \cdot 120} = 1{,}33, \qquad (3.46)$$

Приймаємо число затискачів n = 3.

Визначаємо довжину стропа приймаючи наступні розміри (рис.3.4):

– радіус закруглення $r \approx 2d_к = 2 \cdot 9{,}1 = 18{,}2$ мм

приймаємо r = 20 мм;

– відстань від центра закруглення до першого затискача L = 150 мм;

– відстань між затискачами L_1 = 100 мм.

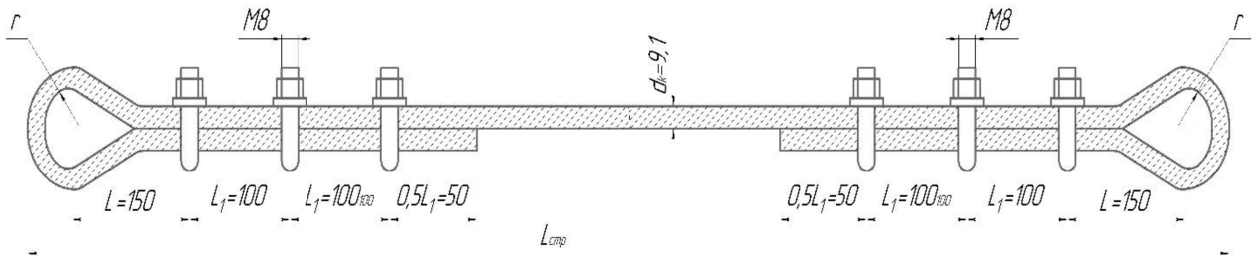


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема до визначення довжини стропа

Таким чином ділянка стропа необхідна для розміщення затискачів і створення монтажної петлі дорівнює:

$$\begin{aligned} L' &= r + L + 2{,}5 \cdot L_1 = 20 + 150 + 250 = 420\text{мм} \\ 2L' &= 2 \cdot 420 = 840\text{мм} \end{aligned}, \qquad (3.47)$$

Приймаємо довжину стропа $L_{стр}$ = 2000 мм.

Обраним стропом також можна виконувати переміщення по ділянці інших складових обладнання дробарки при її монтажі, за умови їхньої відповідності вагомим та габаритним вимогам врахованим при розрахунках.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз потенційно-небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища вапняно-дробильного відділення

Вапняно-дробильне відділення характеризується наявністю низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів (НШВФ), зумовлених специфікою технологічного процесу: прийманням сировини, її подрібненням (у щокових, конусних, молоткових та роторних дробарках), сортуванням на ґуркотах та транспортуванням стрічковими конвеєрами [34].

Відповідно до класифікації праці за ДСанПіН [35], фактори діляться на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні. У вапняно-дробильноve відділенні визначальними є фізичні та хімічні фактори.

Згідно виконаного аналізу переважаючими є фактори фізичного характеру, так під час скидання вапняку з автотранспорту чи залізничних вагонів у приймальні бункери, у процесі безпосереднього дроблення, пересипання матеріалу з конвеєра на конвеєр та при роботі ґуркотів виникає підвищена запиленість повітря робочої зони.

Основними джерелами підвищеного рівня шуму та вібрації є безпосередньоі дробарки (особливо під час руйнування великих шматків породи), вібраційні ґуркоти, вузли приводу конвеєрів та робота аспіраційних систем. Шум є широкосмуговим, часто постійним або коливним. Вібрація (загальна та локальна) передається через підлогу та органи управління.

Окрему небезпеку становлять відкриті пасові та зубчасті передачі приводів, щоки та ротори дробарок, рухомі частини ґуркотів, а також натяжні та приводні барабани стрічкових конвеєрів. Особливо небезпечними є зони набігання стрічки на барабан.

Усе обладнання відділення (потужні електродвигуни дробарок, конвеєрів, насосів) заживлено від електромережі змінного струму напругою 380 В та вище, що створює ризик ураження струмом при пошкодженні ізоляції.

Існує ризик випадіння шматків породи з конвеєрних стрічок або бортів пересипних лотків, а також травмування при завантаженні бункерів.

Залежно від пори року, у приміщенні змінюються мікрокліматичні умови через перепади температури, а також протяги через відкриті технологічні прорізи (наприклад, галереї конвеєрів).

До шкідливих хімічних шкідливі факторів варто віднести наявність у повітрі пилу вапняку ($CaCO_3$) з домішками діоксиду кремнію (SiO2). Хоча вапняковий пил належить до речовин переважно фіброгенної дії (4-й клас небезпеки), тривале вдихання пилу, що містить вільний діоксид кремнію, може викликати професійні захворювання легень (силікоз, коніотуберкульоз), а також подразнення слизових оболонок очей та верхніх дихальних шляхів.

Згідно з підсумковим аналізом технологічної карти наданої представниками відділення, на робочому місці слюсаря-ремонтника діє така кількість шкідливих факторів:

- 1-го ступеня шкідливості (Клас 3.1) – 4 фактори (хімічні речовини, вологість);
- 2-го ступеня шкідливості (Клас 3.2) – 2 фактори (загальний пил та еквівалентний шум);
- 3-го ступеня шкідливості (Клас 3.3) – 2 фактори (дрібнодисперсний пил із вмістом діоксиду кремнію та аномально висока температура повітря).

Відповідно до принципу гігієнічної класифікації, інтегральна оцінка умов праці встановлюється за найвищим класом і ступенем із тих, що були зафіксовані [36]. На підставі екстремальних перевищень ГДК пилу з діоксидом кремнію в 6,6 раза та температури повітря до 40,5 °C робоче місце слюсаря-ремонтника атестується за класом 3.3 (Шкідливі умови праці III класу 3-го ступеня).

Атестація робочого місця за класом 3.3 є юридичною підставою для підтвердження права слюсаря-ремонтника на отримання соціально-економічних пільг і компенсацій за роботу в несприятливих умовах:

1. Пільгове пенсійне забезпечення: посада слюсаря-ремонтника у цих умовах підпадає під дію Списку № 2 виробництв, робіт та професій, що дає право

на пенсію за віком на пільгових умовах (за умови зайнятості в цих умовах не менше 80% робочого часу зміни).

2. Додаткова оплачувана відпустка: надання щорічної додаткової відпустки за роботу із шкідливими умовами праці тривалістю до 14 календарних днів, що регламентується колективним договором підприємства.
3. Доплата до тарифної ставки: встановлення обов'язкової грошової доплати за шкідливість у розмірі до 24% від тарифної ставки (окладу) за роботу у важких і шкідливих умовах.
4. Безплатне лікувально-профілактичне харчування: з огляду на постійний контакт із пиловидною фракцією та токсичними сполуками (хром, марганець) працівник має право на безкоштовне отримання молока або інших рівноцінних харчових продуктів (0,5 л за зміну).

4.2 Пропозиції щодо організаційних заходів зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища вапняно-дробильного відділення

Для нейтралізації або мінімізації впливу зазначених у попередньому розділі факторів на підприємстві передбачено комплекс технічних, організаційних та медико-профілактичних заходів (рис. 4.1) [37].

До засобів технічного спрямування можна віднести:

1. Боротьба з пилом:
   - герметизація місць пересипання матеріалу за допомогою укриттів та кожухів [38];
   - встановлення систем місцевої витяжної вентиляції (аспірації) від дробарок та грохотів із подальшим очищенням повітря в циклонах або рукавних фільтрах [39];
   - застосування гідропригнічення (зрошення водою або водо-повітряною сумішшю) у місцях приймання та первинного дроблення вапняку (якщо це допустимо за технологією);

2. Зниження шуму та вібрації [40]:
   - встановлення дробильного обладнання та ґуркотів на ізольовані масивні фундаменти з використанням віброізолюючих пружин або гумових амортизаторів;
   - облаштування звукоізольованої кабіни (пункту) дистанційного керування для оператора відділення.
3. Механічна безпека:
   - встановлення суцільних або сітчастих захисних огороджень на всі рухомі частини (муфти, вали, шківи, зони набігання стрічки конвеєра);
   - обладнання стрічкових конвеєрів тросовими вимикачами екстреної зупинки по всій їх довжині;
   - встановлення захисних бортів на конвеєрах для запобігання падінню шматків породи.
4. Електробезпека:
   - виконання захисного заземлення (занулення) всіх металевих корпусів електроустановок, заземлення станин дробарок та конвеєрів;
   - використання апаратури захисного вимкнення (АЗВ).

Заходи організаційного характеру:

- допуск до роботи осіб не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, вступний та первинний інструктажі на робочому місці;
- наявність чіткої світло-звукової сигналізації, що попереджає про запуск дробарок та конвеєрних ліній;
- суворе дотримання графіків планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) [41]:

- для захисту органів дихання від пилу – респіратори (наприклад, класу захисту FFP2/FFP3);

- для захисту органів слуху від шуму – протишумові навушники або вкладники (беруші);
- для захисту тіла, голови та очей – спеціальний одяг (костюм від механічних пошкоджень та пилу), захисна каска, спецвзуття з металевим підноском, захисні окуляри.

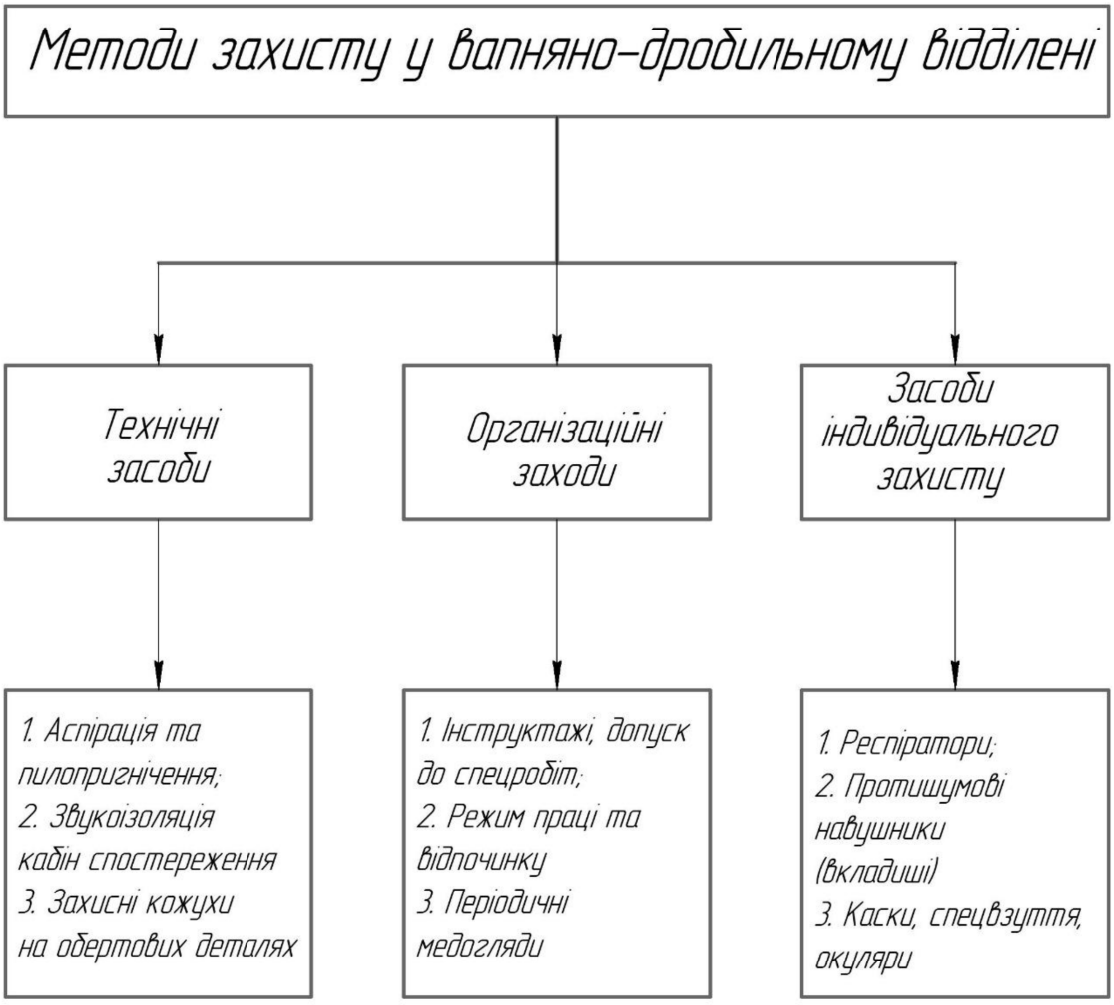


Рисунок 4.1 – Комплекс технічних, організаційних та медико-профілактичних заходів для нейтралізації або мінімізації впливу потенційно-небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища вапняно-дробильного відділення

4.3 Інженерний розрахунок рукавного фільтра

Рукавні фільтри являють собою високоефективне пилогазоочисне обладнання, призначене для очищення потоків стисненого або технологічного повітря від твердих механічних домішок. Основною сферою їх застосування є сухе відокремлення пилових частинок із газоповітряного середовища, а також уловлювання цінних дрібнодисперсних матеріалів, з можливістю їхнього рециклінгу шляхом повторного використання у виробничому процесі [42, 43].

Принцип роботи рукавних фільтрів базується на проходженні забрудненого повітря крізь спеціальний фільтрувальний матеріал, який затримує пил та інші тверді включення на своїй поверхні. Завдяки високій ефективності фільтрації такі установки забезпечують значне зниження концентрації пилу у викидах. Після очищення залишковий вміст пилових домішок у повітрі, як правило, не перевищує 10 мг/м³, а ступінь очищення досягає 99,99 %. Це дозволяє суттєво покращити екологічні показники виробництва, зменшити забруднення атмосфери та створити безпечніші умови праці для персоналу [42, 43].

Для покращення екологічної ситуації у відділенні виконаємо розрахунок рукавного фільтру для встановлення в аспіраційну систему місцевої витяжки від дробарки, за наступними вихідними даними:

- щільність газів при нормальних умовах $\rho_{0=}$1,29 кг/м^3;
- температура газів $T_г$=40 ^{0}C;
- динамічна в'язкість при нормальних умовах μ=24,8$\cdot$10^{-6} Па с;
- барометричний тиск $P_{бар}$=101,84 кПа;
- розрідження у фільтрі $P_ф$= -30 Па;
- початкова концентрація пилу в газах z_1=50,4мг /м^3;
- середньомедіанний діаметр часток пилу $d_т$=1,2 мкм;
- логарифм середньоквадратичного відхилення розміру часток від середньомедіанного діаметра lg δ n=0,53;
- щільність часток пилу $\rho_п$=3200 кг/м^3.

Об'ємна витрата газів при нормальних умовах

$$V_0=V_{03}+\frac{[Z-V_{03}(Z_{03}-Zї)]}{Zó-Zї}, \qquad (4.1)$$

де V_{03} – кількість повітря, що видаляється з робочої або обслуговуваємої зони, приміщення місцевими відсмоктувачами, загальобмінною вентиляцією, на технологічні або інші потреби, м^3/год;

z – кількість шкідливих речовин, що надходять у повітря приміщення, мг/год;

z_{03} – концентрація шкідливих речовин відповідно в повітрі, що видаляється з робочої або обслуговуваємої зони, місцевими відсмоктувачами, загальобмінною вентиляцією, на технологічні або інші потреби, мг/м^3;

$z_у$ – концентрація шкідливих речовин у повітрі, що видаляється із приміщення за межами робочої або обслуговуваємої зони, мг/м^3;

$z_п$ – концснтрація шкідливих рсчовин у повітрі, що подається в приміщення, мг/м.

$$V_0=9600+\frac{[117,9-9600(0,65-0,0383)]}{0-2,33}=12070,94\text{м}^3/\text{год}.$$

Щільність газів при робочих умовах

$$\rho=\rho_0\frac{273(Рбар\pm Рф)}{(273+Тг)101,3\cdot 10^3} \qquad (4.2)$$

де 101,3 кПа – нормальний атмосферний тиск;

$$\rho = \frac{1,29 \cdot 273\left(101,84 \cdot 10^3 - 30\right)}{\left(273 + 40\right)101,3 \cdot 10^3} = 1,13 \text{кг/м}^3.$$

Витрата повітря при робочих умовах

$$V = \frac{V_0 \cdot \rho_0}{\rho \cdot 3600}, \qquad (4.3)$$

$$V = \frac{12070,94 \cdot 1,29}{1,13 \cdot 3600} = 3,82 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Діаметр всмоктуючого фільтра при оптимальній швидкості

$$D_ф = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot W_{îïò}}}, \qquad (4.4)$$

де $W_{опт}$=3,5 м/с.

$$D_ф = \sqrt{\frac{3,82}{0,785 \cdot 3,5}} = 1,17 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий стандартний діаметр $D_ф$=1,2 м.

Дійсна швидкість повітря у фільтрі

$$W_ф = \frac{V}{0,785 \cdot D_ф^2}, \qquad (4.5)$$

$$W_ф = \frac{3,82}{0,785 \cdot 1,2^2} = 3,37$$

Через те, що дійсна швидкість відрізняється від оптимальної менше ніж на 15%, зупиняємося на обраному діаметрі фільтра.

Коефіцієнт опору фільтра

$$\xi=K_1\cdot K_2\cdot\xi_{500}+K_3, \tag{4.6}$$

де K_1 – поправочний коефіцієнт на діаметр фільтра;

K_2 – поправочний коефіцієнт на запиленність газів;

ξ_{500}– коефіцієнт гідравлічного опору одиночного фільтра діаметром 500 мм;

K_3 – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати тиску, пов'язані з компановкою фільтрів у групу.

$$\xi=1\cdot 0{,}91\cdot 155+0=141.$$

Гідравлічний опір циклона

$$\Delta P_ф=\frac{\xi\cdot W_ф^2\cdot\rho}{2}, \tag{4.7}$$

$$\Delta P_ф=\frac{141\cdot 3{,}37^2\cdot 1{,}13}{2}=904\ \text{Па}.$$

Розмір часток, що вловлюються обраним фільтром при робочих умовах з ефективністю 50%.

$$d_{50}=d_{50}^m\sqrt{\frac{D_ф\cdot\rho_п^T\cdot\mu\cdot W_ф^T}{D_ф^T\cdot\rho_п\cdot\mu^T\cdot W_ф}}, \tag{4.8}$$

де d_{50}^T–параметр, що характеризує ефективність обраного типу циклона;

$D_ф$, $ρ_п$, $μ$, $W_ф$ – величини, що відповідають дійсним умовам роботи фільтра;

$D_ф^T$, $W_ф^T$, $ρ_п^T$, $μ^T$ – величини, що відповідають умовам, при яких отримана величина $d_{50}^т$

$$d_{50}=45\sqrt{\frac{1{,}2\cdot 1930\cdot 24{,}8\cdot 10^{-6}\cdot 3{,}5}{1\cdot 3200\cdot 22{,}2\cdot 10^{-6}\cdot 3{,}37}}=4{,}12 \text{ мкм.}$$

Величина

$$X=\frac{\lg d_м}{d_{50}\sqrt{\lg^2 \delta_η+\lg^2 \delta_п}} \qquad (4.9)$$

де $lg\,\delta_\eta$ – логарифм стандартного відхилення у функції розподілу порціальних коефіцієнтів очищення для фільтра даного типу, приймаємо $\lg\delta_\eta = lg\,\delta_\eta^T$

$$X=\frac{1{,}018}{4{,}12(0{,}352^2+0{,}53^2)}=0{,}51$$

Ступінь уловлювання пилу у фільтрі η=52,1%

Кінцева запиленність газів

$$Z_2=(1-\eta\ )z_{1;} \qquad (4.10)$$

$$Z_2=(1-0{,}52)\cdot 50{,}4 = 23{,}95 г/м^3.$$

Що відповідає виробничим потребам, та майже вдвічі зменшує наявність пилу у виробничому середовищі.

Висновки

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням вапняно-дробильного відділення показало, що з точку зору конструктивної недосконалості проблемним є завантажувальний вузол молоткової дробарки моделі СМД-147.
2. На підставі проведеного вивчення й аналізу технічної літератури та з умов впровадження у виробничі процеси у світовій практиці молоткових дробарок встановлено, що класифікацію крихких матеріалів варто виконувати на підготовчому етапі їхнього завантаження до молоткових дробарок.
3. Завдякі запропонованим змінам в завантажувальному вузлі, при використанні у якості вібраційних живильників інерційних ґуркотів відразу вирішується дві задачі – попередня класифікація матеріалів та підвищення ресурсу молотків та колосникових ґрат. Вивільнений при цьому стрічковий живильник дозволяє транспортувати продукцію з підрешетного простору ґуркоту відраз на склад готової продукції.
4. Виконані розрахунки підтверджують вірність обраних ідей та прийнятих конструкторських рішень.
5. Для організації ефективної роботи машини, з огляду на її надійність та безвідмовність, варто враховувати вимоги щодо її монтажу та експлуатації, які наведено в розділі 3, а для покращення умов виробничого середовища в цілому, необхідно застосувати заходи, які наведено в розділі 4.
6. Згідно розрахованій необхідній потужності та вимогам до електроприводу в даному технологічному процесі підібрано двигун змінного струму типу 4П–355–35–355УЗ, потужністю 355 кВт.
7. Запропоновані ідеї та концепції можуть бути використані не тільки у вапняно-дробильному відділенні, але й на інших підприємствах основні виробничі процеси яких пов’язані з технологічним подрібненням різного роду матеріалів.

Список використаної літератури

1. Шлях сталі. VR тур. *Запоріжсталь Метінвест*. URL: https://zaporizhstal.online/ (дата звернення: 13.05.2026).
2. Васильченко Т. О., Шевченко І. А., Кобрін Ю. Г. Аналіз прцесу руйнування крихких матеріалів ударом. *Металургія*. 2017. Т. 38, № 2. С. 116–121.
3. Кобрін Ю. Г. Дослідження дробимих матеріалів ударним навантаженням. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. 2018. №7. С. 61–66.
4. Wills B. A., Finch J. A. Crushers. *Wills' Mineral Processing Technology*. 2016. P. 123–146. URL: https://doi.org/10.1016/b978–0–08–097053–0.00006–6 (date of access: 14.05.2026).
5. Визначення швидкості відносного руху частинки подрібнювального матеріалу робочою поверхнею молотка. / О. В. Явтушенко та ін. *Металургія*. 2018. Т. 39, № 1. С. 115–118.
6. What are the disadvantages of a hammer mill?. *LINKER*. URL: https://www.lkmixer.com/blog/what–are–the–disadvantages–of–a–hammer–mill/ (date of access: 14.05.2026).
7. Визначення енергії руйнування дробимого матеріалу пекового коксу / Ю. Г. Кобрін та ін. *Матеріали міжнародної науково–технічної конференції інформаційні технології в металургії та машинобудуванні*, м. Дніпро. Дніпро, 2019. С. 11.
8. Brittle Destruction of Carbon Based Materials / Y. Koza et al. *Physica Scripta*. 2004. T111, no. 1. P. 167. URL: https://doi.org/10.1238/physica.topical.111a00167
9. Huda Z. Mechanical Behavior of Materials. Cham : Springer International Publishing, 2022. URL: https://doi.org/10.1007/978–3–030–84927–6
10. Кулік Д., Шевченко І. А. Обґрунтування основних критеріїв, що впливають на ступінь подрібнення. Збірник наукових праць студентів,

аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука–2023» Запоріжжя: ЗНУ, 2023. Т. 5 С. 361–363. URL: https://sites.znu.edu.ua/stud–sci–soc//2023/tom_5_2023_r__k_.pdf .

11. Шевченко І. А., Купрін Д. В., Ткачов М. Є. Аналіз можливостей збільшення енергоефективності процесів подрібнення матеріалів. Матеріали І Всеукраїнської науково–практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених «Актуальні питання сталого науково–технічного та соціально–економічного розвитку регіонів України». Запоріжжя: ЗНУ, 2021. С. 10–12.
12. Півняк Г.Г., Бешта О.С., Фількін М.П. Автоматизований електропривод у прокатному виробництві. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. 352с.
13. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
14. Михайлов В.М., Шевченко А.О., Бабкіна І.В., Михайлова С.В. Машини для транспортування неперервної дії. У 6 частинах. Частина 2. Стрічковий конвеєр: метод. вказівки. Харків: Харківський державний університет харчування та торгівлі (ХДУХТ), 2014. 21 с.
15. ДСТУ EN ISO 14890:2022 Конвеєрні стрічки. Технічні умови для текстильних конвеєрних стрічок загального використання з гумовим або пластиковим покриттям (EN ISO 14890:2013, IDT; ISO 14890:2013, IDT). *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=117117 (дата звернення: 14.05.2026).
16. ДСТУ 4156–2003 Конвеєри стрічкові. Системи електропривода. Методика розрахунку та вибору. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/document.html?id_doc=83681 (дата звернення: 14.05.2026).
17. Бондаренко В.І. Основи електричного привода: навч. посіб. Запоріжжя:

ЗНТУ, 2003. 314 с.

18. Редуктор Ц2–400. Ціна. Технічні характеристики. *AIP Україна*. URL: https://xn—80aqy.com.ua/uk/reduktory/ts2–400/ (дата звернення: 14.05.2026).
19. ТКТ 100, ТКТ 200, ТКТ 300 Гальмо ТКТ гальмо колодкове, ТКТ–100, ТКТ–200, ТКТ–300 томоз крановий: продаж, ціна у Києві. Запасні частини та комплектуючі до кранового обладнання від "ТОВ "ТК ПРОМЕЛ"" – 264208. *"ТОВ "ТК ПРОМЕЛ"" – контакти, товари, послуги, ціни*. URL: https://profmaster.com.ua/ua/p264208–tkt–100–tkt.html (дата звернення: 15.05.2026).
20. Монтаж металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2018. 382 с.
21. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 288 с.
22. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 236 с.
23. Шевченко І. А., Кобрін Ю. Г. Аналітичне дослідження зношення робочого органу молоткових дробарок. *Металургія. Наукові праці запорізької державної інженерної академії*. 2017. № 1(37). С. 122–127.
24. Li Ya, Jiming H. Design optimization of hammer blade crusher to improve the crushing performance. *Journal of Engineering Research and Reports*. 2023. Vol. 25, no. 6. P. 143–152. URL: https://doi.org/10.9734/jerr/2023/v25i6930
25. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин : підручник. 4–е вид., перероб. і доп. Донецьк : ТОВ «Юго – Восток, Лтд», 2008. 379 с
26. Шашенко О.М., Пустовойтенко В.П., Хозяйкіна Н.В. Механіка ґрунтів К.: Новий друк, 2009. 200 с. ISBN 971–966–8527–57–9
27. Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи і фундаменти : підручник. Видання друге перероблене і доповнене. / М. Л. Зоценко та ін. Полтава

: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2003. 560 с. ISBN: 5–11–003835–X

28. Корнієнко М.В. Основи і фундаменти: навч. посіб. К.: КНУБА. 2009. 150 с.
29. Анкерні болти: конструкція, розрахунок, проектування, технологія влаштування : навч. посіб. / Л. М. Шутенко та ін. Х. : ХНАМГ, 2010. 204 с. ISBN: 978–966–695–169–3
30. Кріплення технологічного обладнання і металевих конструкцій до фундаментів та безпека праці: навч. посіб. / Л. М. Шутенко та ін. Харків: ХНАМГ, 2008. 285 с.
31. Погорєлов С. В., Ведмідь Ю.П. Підйомно–транспортні машини: лабораторний практикум. З: Видавництво ЗДІА, 2005. 48 с.
32. Колосов Д.Л., Кіба В.Я. Опір матеріалів у прикладах та завданнях: навч. посібник. Дніпро: Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка», 2021. 106 с.
33. ДСТУ 8999:2020 Вапняки флюсові для сталеплавильного, агломераційного, доменного та феросплавного виробництв. Технічні умови. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=89555 (дата звернення: 20.05.2026).
34. Державні санітарні норми та правила. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=58073 (дата звернення: 20.05.2026).
35. Методичні рекомендації для проведення атестації робочих місць за умовами праці. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–

page.html?id_doc=52872 (дата звернення: 22.05.2026)

36. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
37. НПАОП 27.0–1.01–08 Правила охорони праці в металургійній промисловості.
38. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
39. ДСТУ EN 12097:2022. Вентиляція будівель. Повітроводи. Вимоги до складових повітроводів для полегшення обслуговування систем повітроводів. На заміну EN 12097:2006, IDT; чинний від 2024–09–01. Вид. офіц. 2024.
40. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
41. НПАОП 27.0–3.01–08. Норми безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам металургійної промисловості. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=25712 (дата звернення: 22.05.2026)
42. Рукавні фільтри. Призначення і принцип дії. *AB Technologies*. URL: https://abtechnologies.com.ua/korysni–instrumenty/rukavni–filtri–priznachennya–i–printsip–diyi/ (дата звернення: 22.05.2026).
43. 15.2.2. Рукавні фільтри. *StudFiles*. URL: https://studfile.net/preview/9364418/page:70/ (дата звернення: 22.05.2026).

ДОДАТКИ