

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти

бакалавр

на тему: «Обґрунтування конструктивних параметрів та розрахунок
молоткової дробарки»

КРБ.133ГМбд_31[2].05.00.00.000.ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*«Машини та обладнання
сільськогосподарського виробництва»*
спеціальності 133 *«Галузеве
машинобудування»*
ступеня вищої освіти *бакалавр*
групи 133ГМбд_31[2]
ЗАМУРЕЙ Євгеній

Керівник: канд. техн. наук, доцент
ЛЕВЧЕНКО Юлія

Полтава – 2024 року

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1.ЗАГАЛЬНИЙ.....	8
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ.....	12
2.1 Опис існуючих конструкцій та запроєктованого обладнання. Правила експлуатації.....	12
2.2 Ремонт і монтаж обладнання.....	22
2.3 Технологічний розрахунок.....	27
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ.....	30
3.1 Енергетичний розрахунок.....	30
3.2 Конструктивний розрахунок.....	35
3.3 Кінематичний розрахунок.....	48
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІКА, ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	55
4.1. Заходи щодо безпечної експлуатації обладнання.....	55
4.2. Охорона навколишнього середовища.....	63
4.3. Розрахунок економічної ефективності від провадження діяльності.....	65
ВИСНОВКИ.....	70
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОСИЛАНЬ.....	72

ВСТУП

У воєнний та післявоєнний період для збереження внутрішньоекономічної стабільності в Україні необхідно терміново знайти внутрішні резерви наповнення бюджетів, підвищення рівня зайнятості та заробітної плати, відновлення господарської діяльності підприємств, забезпечення детінізації ринків, підвищення експортний потенціал нашої країни тощо. Усе це може забезпечити розвиток аграрного сектору національної економіки, зокрема реалізацію заходів, спрямованих на економічне відродження аграрної економіки. Водночас важливо враховувати безпекові ризики, які є певними обмежуючими факторами для розвитку агропромислового комплексу в окремих регіонах нашої країни. Тому важливо визначити регіональні тенденції та надати пріоритет розвитку агробізнесу на найближчу перспективу.

Проблеми розвитку аграрного господарства були актуальними ще до початку загальновійськової війни. Наукові підходи до їх вирішення охопили практично всі сфери діяльності суб'єктів господарювання аграрного сектору національної економіки.

З початком повномасштабного вторгнення та окупації значних територій півдня та сходу України, які зробили вагомий внесок у розвиток вітчизняного аграрного сектору, відбувся різкий спад господарської діяльності сільськогосподарських підприємств.

Збереження та раціональне використання всіх вирощуваних культур, а також вилучення із сировини максимальної кількості продукції є одним із найважливіших державних завдань сьогодення в агропромисловому виробництві.

Зважаючи на сезонність виробництва зерна, в нашій країні виникає необхідність зберігати запаси зерна для використання на різні цілі протягом року і більше. Значна частина зерна псується під час зберігання і недостатня для задоволення потреб людини. Тому збереження запасів зерна людиною — велике і складне завдання.

У міру розвитку людства змінювалася якість знарядь праці та з'являлися нові можливості впливу людини на природу. Удосконалювалися способи зберігання сільськогосподарської продукції, в т.ч кількість та якість [2].

На місці старих зерносклади з'явилися механізовані, а згодом і автоматизовані склади зерна. Вони відрізняються конструкцією, технологічними схемами, засобами та ступенем механізації та автоматизації. Це пов'язано з особливостями історичного розвитку, технічного прогресу, кліматичними умовами та особливостями вирощуваних культур.

Повільно, але неухильно в елеваторній промисловості відбуваються значні зміни, подібні до тих, що відбуваються в США та інших країнах з розвинутим виробництвом зерна. Жорсткі конкурентні рамки змушують підприємців приділяти увагу вдосконаленню виробництва за рахунок впровадження найсучаснішого обладнання, сучасних технологій, пошуку оптимальних структурних рішень та ефективних форм господарювання.

Питання проведення широкомасштабних заходів щодо оновлення та розширення основних фондів усієї галузі з післязбиральної обробки та зберігання зерна, що спрямовані на забезпечення конкурентоспроможності світової економіки.

Будівництво металевих силосів вважається важливим напрямком технічної політики елеваторної галузі. Використовуються в складі зерноперевантажувальних комплексів розширити виробничі площі хлібоприймальних пунктів елеваторів господарства, а також у вигляді окремих силосів або міні-елеваторів ферм.

Мета роботи – розрахувати режимні та конструктивні параметри молоткової дробарки, обґрунтувати особливості введення в експлуатацію та обслуговування технологічного обладнання, запроектувати за результатами проведених розрахунків.

Предметом дослідження є молоткова дробарка продуктивністю 6 т/год.

Об'єктом досліджень є конструктивні та режимні параметри обладнання для подрібнення зерна.

У кваліфікаційній роботі поставлені **наступні завдання**:

1. Проаналізувати існуючі дані та інформацію щодо проектування сучасного обладнання для подрібнення зерна.

2. Дослідити особливості розрахунку та проектування молоткової дробарки, проаналізувати існуючі конструкції.

3. Провести розрахунки та обґрунтувати режими роботи зерноочисного обладнання.

3. Проаналізувати існуючі небезпеки при експлуатації обладнання; розглянути заходи щодо охорони праці та безпечної роботи на елеваторах та зерноприймальних пунктах.

5. Провести розрахунки економічної ефективності від введення в експлуатацію даного обладнання .

РОЗДІЛ 1- ЗАГАЛЬНИЙ

Процес дроблення та подрібнення окремих компонентів – один із найважливіших процесів в технології виробництва комбікормів. Від крупності частинок отриманих в результаті дроблення та подрібнення та від рівномірності подрібнення залежить ефективність використання тваринами поживних речовин, які містяться в сировині. Подрібнення кормів дає також можливість рівномірно змішувати їх в змішувачах.

Суть процесу дроблення та подрібнення заключається в тому, що внаслідок удару, злому та стирання, робочими органами молоткових дробарок сировина, що надходить в дробарку подрібнюється на окремі більш або менш крупні частини. Робочі органи (сита, молотки, деки) та режим роботи (колову швидкість молотків, відстань між молотком та ситом і т.д.) підбирають з урахуванням властивостей сировини, що надходить в машину, щоб одержати максимальний технологічний ефект. Зерно, що надходить подрібнюється молотками і внаслідок ударів об поверхню деки. Подрібнення продовжується в просторі між ротором і ситом, що обертаються під дією удара і тертя, що виникає між продуктом, молотками та ситовою поверхнею. Частини, розміри яких менші або рівні розміру отворів сита, проходять через них та виводяться з дробарки транспортуючим обладнанням, а більш крупні частини залишаються на ситі та піддаються подальшому подрібненню.

Правильне ведення процесу дроблення та подрібнення і встановлення ефективного режиму роботи машин, які здійснюють цей процес, важливо і тому, що із загальної витрати електроенергії, що затрачається на весь технологічний процес виробництва комбікормів, до 70% витрачається на дроблення та подрібнення. Тому для цього процесу необхідно правильно вибрати не тільки тип машини, але і найбільш раціональні загрузочні та кінематичні характеристики.

Саме тому на комбикормовому заводі, де вся продукція на основі зернових приділяється велика увага лінії виробництва комбикормів, а саме дробильним установкам.

Найбільшого розповсюдження набули молоткові дробарки вертикального типу, які прийшли на заміну молотковим дробаркам горизонтального типу. Нижче в таблиці 1 приведено технічні характеристики дробарки вертикального типу марки А1-ДМ2Р-22В та горизонтального типу марки А1-ДМ2Р-22.

Таблиця 1. Технічні характеристики молоткових дробарок

	А1-ДМ2Р-22В	А1-ДМ2Р-75М
Продуктивність, т/год	6	5
Потужність електродвигуна, кВт	75	75
Габаритні розміри:		
довжина	1000	2150
ширина	1000	1200
висота	2460	890

По будові та принципу роботи дані дробарки не відрізняються. Але суттєвою перевагою звісно є те, що дробарка А1-ДМ2Р-22В має більшу продуктивність при однаковій потужності електродвигуна та габаритним розмірам. Для підприємства з великим обсягом виробництва це економічно вигідно.

По даним, приведеним вище можна стверджувати, що вертикальна дробарка А1-ДМ2Р-22В має ряд значних переваг над горизонтальною А1-ДМ2Р-75М, що робить її технічно та економічно вигіднішою.

Річний економічний ефект використання дробарки А1-ДМ2Р-22В згідно розрахунків складає 90,85 тис. грн..

Технологічні схеми виробництва комбикормів суттєво відрізняються між собою. Вибір схеми залежить від складу компонентів комбикорму, способу

дозування і змішування та конструктивних особливостей обладнання. Існує три схеми виробництва.

Перша схема включає в себе дозування на подрібнення компонентів зернової сировини з наступним подрібненням.

Друга – подрібнення кожного виду зернової сировини окремо з наступним дозуванням.

Третя технологічна схема – дозування не подрібненої зернової сировини з наступним подрібненням, дозування шротів, КВХП з наступним подрібненням, дозування екструдованої зернової сировини, преміксів, важко сипучих компонентів, та дозування мікродобавок окремо в окремих дозаторах, змішування їх в окремих змішувачах і віддозовані змішані групи компонентів комбікорму змішуються у основному змішувачі. На Лохвицькому комбікормовому заводі впроваджено третій вид технологічних схем. -

РОЗДІЛ 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ

2.1 Опис існуючих конструкцій та запроєктованого обладнання. Правила експлуатації

Молоткові реверсивні дробарки А1-ДДП та А1-ДДР (рисунок 1). Призначені для подрібнення зерна злакових та плівчастих культур, а також шроту. Ці дробарки по конструкції не відрізняються одна від іншої, за виключенням розмірів, числа молотків, площі сит і т.п..

Дробарка має дві бокові кришки однакової конструкції. Кожна з них виготовлена з листової сталі товщиною 10 мм. Через одну (зі сторони подачі компоненту) встановлюють деку 4, а через іншу – сито 2. В нижній частині кришок на шарнірі встановлений прижим. При відкритті кришки він пружинами втримується в крайньому нижньому положенні. При закриванні кришки ричаги знаходяться на болти та перекривають стик сит (або стик сита і деки). Болтами можна регулювати ступінь приживання до сита, що дозволяє встановлювати сита різної товщини.

Пастки 13 в кожній кришці призначені для вловлювання металоманітних домішок та інших крупних предметів. Їх прикривають дверцятами, в яких є два продовгуваті отвори для підсмоктування повітря.

Кронштейни для встановлення корпусів роликів сферичних підшипників винесені на окремі опори. На внутрішніх поверхнях торцевих стінок основи розташовані направляючі для сита 2. Його кріплять двома (в дробарці А1-ДДП) та трьома (в дробарці А1-ДДР) стрічками, які натягуються за допомогою гвинтів. В нижній частині основи встановлено нахилене дно та розташовано випускний пристрій 9 для приєднання до матеріалопроводу.

Під живильником 7 знаходиться заслінка 5, яку можна повертати на осі 6 в обидві сторони за допомогою рукоятки. Це дозволяє подавати компоненти в будь-яку сторону в залежності від напрямку обертання ротора. На цій же осі

змонтований ричаг, який при повороті заслінки в одному з крайніх положень натискає на шток кінцевого вимикача, який блокує положення заслінки з напрямом обертання ротора 12.

Ротор складається з вала 11, дисків та молотків 10. На центральну частину валу насаджені диски (25 для дробарки А1-ДДП та 37 для дробарки А1-ДДР), між якими знаходяться розпірні кільця.

Молоткові дробарки типу А1-ДМР. Уніфіковані молоткові дробарки типу А1-ДМР призначені для подрібнення зерна злакових, плівчастих культур, бобів, зерна кукурудзи, зернових сумішей, шроту, дрібно кускового жмиху, гранул трав'яної муки. Їх відмінна конструктивна особливість – однотипність всіх основних вузлів, за виключенням тільки довжини ротора, величини просіюваної поверхні та потужності електродвигунів.

Основний робочий орган дробарки А1-ДМР-20 (рисунок 2) – молотковий ротор 18. Він представляє собою вал 14, на центральній частині якого змонтовані диски 15 товщиною 6 мм. Їх чило для дробарки А1-ДМР-6 – 10 шт., А1-ДМР-12 – 16шт. та А1-ДМР-20 – 20шт.. Між двома дисками товщиною 6 мм на вісях 16, які є несучими для молотків, розташовані по два тонких диска (товщиною 3 мм) для розділення молотків один від одного. Крім того, на валу ротора встановлені два крайніх диска товщиною 9 мм з пристроєм для закріплення осей від їх осьового переміщення. Між дисками на осях діаметром 26 мм встановлені молотки 17 розміром 200х60 мм, товщиною 6 мм.

В одному крайньому диску діаметр отвору менше діаметру осі для її виїмки, що дозволяє замінити молотки 14. В іншому крайньому дискі, який складається з двох частин з надрізами, між якими змонтований еластичний елемент зі спеціальними металевими зажимами, діаметр отвору також менше діаметра осі. Фіксація осей від повздовжнього зміщення забезпечується в результаті натягу, який виникає при забиванні осей в конічні отвори одного з крайніх дисків.

Основа 22 корпусу 8 дробарки зварної конструкції представляє собою станину з швелерів, яка служить для встановлення та кріплення до неї основних частин дробарки: молоткового ротора, електродвигуна та ін.. Нижня частина

корпусу має знизу фланець для під'єднання бункера 21 до пневмоприймальника. Корпус дробарки складається з двох стінок з фланцями, скріпленими між собою в верхній частині двома стяжками. Обидві стінки корпусу в нижній його частині мають прорізи для вала ротора, які ущільнені накладками, прикріпленими до стінки болтами. Корпус оснащений прокладками 12 для звукоізоляції.

В корпусі дробарки встановлені: два поворотних сито-декових блока 10, нижнє сито, два прижима, які перекривають стики нижнього сита 20 з верхнім ситом або з декою, два ланцюги 19 для кріплення сита, механізм натягу ланцюгів.

Кожний сито-дековий блок має каркас з направляючими для верхнього сита та шарнірно встановлені прижими сита. До каркасу болтами кріплять змінну деку. На валу одного сито-декового блоку зроблений ричав для контакту з кінцевим вимикачем, який перелаштовує електричну схему на реверсивний режим. Крім того, на валах обох сито-декових блоків встановлені ричаги 7 для фіксації цих блоків в робочому положенні за допомогою болтів.

Сито-декові блоки зв'язані між собою ричагами, які утворюють з блоками чотирьох ланковий механізм. Ричаги регулюються по довжині для забезпечення щільного притискання обох блоків до прижимів 13. На валу одного сито-декового блоку наявна вилка, зв'язана з гвинтовим механізмом. За допомогою гвинтового та чотирьох ланкового механізмів сито-декові блоки повертаються та встановлюються в робочих положеннях. В сито-дековому блоці, у якого сито знаходиться в робочому положенні, дека виконує роль нахиленої поверхні, яка подає сировину, що надходить з живильника в камеру подрібнення в напрямку робочої деки другого сито-декового блоку.

В дробарці А1-ДМР-6 на відміну від дробарки А1-ДМР-20 в верхній частині корпусу, який складається з двох взаємозамінних боковин, зблочених стяжками, шарнірно встановлені кронштейни для кріплення дек та фіксації додаткового сита в робочому положенні. Один з двох кронштейнів на кожній з боковин оснащений рукояткою з фіксатором для зручності повороту дек та забезпечення їх фіксації. Рукоятка, взаємодіючи з кінцевим вимикачем, закріпленим під нею на боковині, забезпечує також правильний напрям обертання ротора, що

відповідає робочому положенню дек в корпусі. Деки кріплять до кронштейнів болтами та встановлюють поворотом рукоятки в одне з двох робочих положень в залежності від необхідного напрямлення обертання ротора.

Молоткові дробарки ДМ та ДДМ. Використовують для подрібнення зернових компонентів та шроту. За призначенням та конструкціями основних збірних одиниць ці дробарки однакові, відрізняються тільки розмірами та деякими показниками технічної характеристики.

В комбікормовій промисловості широко застосовують дробарку ДДМ з двома деками (рисунок 3). Вібраційний живильник 1 має бункер та вібраційний лоток 18 з заслінкою, що регулюється вручну. Живильник розташований в верхній частині корпусу та забезпечує рівномірну подачу компонентів комбікормів в дробарку. Електродвигун 14 через клинопасову передачу приводить в обертання ексцентриковий вал 2 живильника. В середній частині корпусу на осі встановлені чавунні деки 3 та 4, які навколо осі повертають гвинтом 5.

В нижній частині корпусу встановлено сито, положення якого регулюють двома сталевими стрічками 22. Вони, з однієї сторони, фіксуються вручну, а з іншої – гвинтами 7 з маховиком 10. Сито 6 прижимається до виступів корпусу двома кутиками за допомогою гвинтів. В простір, створений стінками та кришкою, потрапляють мілке каміння та крупні металеві домішки. За допомогою спеціального гвинта можна повертати деку навколо осі и тим самим змінювати вхідний отвір пастки, а для видалення домішок з неї передбачені дверцята. Наявність кришок забезпечує легкий доступ до ротора 20, дисків 23 з молотками 24 та ситам 6,21.

Вал 19 ротора дробарки, що опирається на два роликівих сферичних підшипника 11, 15, приводиться в рух від електродвигуна 17 через пружну фрикційну муфту 16. Ротор складається з вала з дисками, що мають отвори, в яких встановлені на осях молотки. Між дисками розташовані втулки.

Конструкція розвантажувального пристрою дробарки передбачає можливість транспортування продуктів подрібнення як механічно, так і

пневматично. В останньому випадку до нижньої частини розвантажувального пристрою під'єднують пневмоприймальник 9.

Молоткова дробарка ДДО. Призначена для подрібнення різних зернових компонентів комбікормів. До бокових стінок корпусу приварені кронштейни для підшипників вала ротора 13, який муфтою з'єднаний з валом електродвигуна (рисунок 4). В верхній частині корпусу розташований живильник 9, лопатевий барабан якого приводиться в рух від електродвигуна 10 через редуктор, варіатор-11 та шків. Магнітний апарат 8 представляє собою блок підков, розміщених в корпусі.

В нижній частині корпусу встановлюють сито 16, яке складається з двох половин 225x400 мм кожна, що фіксується двома сталевими стрічками 15. Нерухому ребристу деку 12, розташовану в верхній частині, кріплять болтами до корпусу. Рухому ребристу деку 4 за допомогою механізму регулювання 5 можна повертати маховиками 6 та 14 відносно осі так, щоб розмір клиновидної щілини між ротором 13 з молотками 17 та металевими дисками з втулками (шайбами) між ними та деками забезпечував нормальне надходження компоненту в зону подрібнення. Для запобігання його попаданню в простір між стінкою корпусу 2 та декою 4 встановлений клапан 4. В роторі діаметром 500 мм на кожному диску є чотири отвори для осей. До осей шарнірно підвішені по 128 молотків. Якщо подрібнюють жми, число молотків зменшують вдвоє.

Продукти подрібнення, які пройшли через отвори сита, потрапляють для пневматичного розвантаження в бункер 18, що має кріплення 1, та далі в пневмоприймальник 19, в якому для зміни кількості повітря встановлений клапан. При механічному транспортуванні пневмоприймальник знімають.

Дробарка А1-ДМ2Р-22В має наступну будову.

Корпус (поз. 1) являє собою зварну конструкцію на якій встановлено основні вузли дробарки.

Кришка (поз. 2) – несуча зйомна частина дробарки на якій встановлено робочі органи дробарки.

Основа (поз. 3) виконана у вигляді трьох дисків, зварених між собою.

Патрубки завантаження (поз.4) являють собою конструкцію самопливів, які забезпечують рівномірне розподілення потоку подрібнюваного продукту на два потоки.

Дозатор (поз. 6) призначений для рівномірної подачі сировини в дробильну камеру та видалення при цьому металомагнітних та важких домішок. Дозатор обладнаний гідравлічною заслінкою (поз. 5) регулювання подачі зерна.

Ротор (поз. 7) - основний робочий орган дробарки. Він складається з основи та молотків, які встановлені на пальцях основи.

Двері обслуговування (поз.8) забезпечують доступ до ситового корпусу та молотків і дозволяє виконувати обслуговування робочих органів. Для заміни сит використовуються тільки одні двері.

Камера вибухорозрядна (поз. 9) – призначена для відводу вибуху в аварійній ситуації має вихідний діаметр 200 мм., комплектується трубою для відводу вибуху.

Шахта вивантаження (поз. 10) призначена для відводу подрібненого продукту з дробарки.

Дробарка працює за наступною схемою: продукт надходить через заслінку до дозатора, звідки, розподілившись на два потоки по патрубкам завантаження самотічно поступає в дробильну камеру та подрібнюється молотками ротора. Молотки, вдаряючи зерно об сито та деки, розбивають його. Зруйновані зерна просипаються через сито та виводяться з дробарки через шахту вивантаження.

Електрообладнання включає в себе встановлений на дробарці електродвигун (поз. 12) приводу ротора, електродвигун дозатора, та три кінцевих вимикача. Підключення здійснюється згідно рекомендованої схеми підключення, що постачається з дробаркою.

Щоб уникнути нещасних випадків необхідно:

- дробарку тримати в чистоті і справному стані;
- при роботі і технічному обслуговуванні дозволяється користуватися тільки справним інструментом згідно з його призначенням;
- призначаються особи, відповідальні за безпечну експлуатацію та ремонт;

-перед початком роботи проводиться візуальний огляд обладнання.

Категорично забороняється:

-проводити ремонт обладнання при працюючому приводі установки;

-проводити ремонт обладнання без використання спеціальних опор;

-працювати з пошкодженим обладнанням;

-неприпустиме попадання металевих предметів в робочий орган.

Перед пуском дробарки в роботу оператор повинен перевірити надійність заземлення, наявність та міцність установки огорожень. Герметичність під'єднання труби вибухорозрядника та труби, яка відводить подрібнений продукт з бункера, чистоту аспіраційної системи, стан електродвигуна.

Під час експлуатації дробарки необхідно систематично спостерігати за її роботою, не допускаючи перевантажень чи недовантажень, вчасно переходити на реверсивний режим роботи по мірі зносу молотків на роторі дробарки, періодично замінювати сита, що зносилися та молотки. Необхідно слідкувати за справною роботою аспіраційної системи.

Виконувати чистку дробарки або ремонтні роботи тільки при відключених головних включають апаратах з ручним керуванням і вивішених на них плакатах «Не включати – працюють люди!».

При обслуговуванні працюючого обладнання забороняється:

-працювати без засобів індивідуального захисту;

-торкатися руками, одягом або будь-якими іншими предметами до рухомих частин обладнання;

-знімати захисні і огорожувальні пристрої;

- обпіратися і сідати на огорожі, перила, кожухи;

-робити змащування рухомих частин дробарки та іншого обладнання, які не мають спеціальних пристосувань для безпечного проведення річній дистанційній мастила;

-регулювати будь-які механізми;

-користуватися для освітлення факелом або переносною лампою напругою вище 12 В.

Забороняється робота молоткової дробарки при наявності дисбалансу ротора, а також при відсутності або несправності аспіраційних відсмоктувачів розвантажувальних пристроїв.

Стежити за сигналами, що попереджають виникнення небезпеки, дотримуватися заходів особистої безпеки.

Обладнання необхідно зупинити при:

- загрозі аварії або нещасного випадку;
- несправній системі звукової та світлової сигналізації;
- відключенні освітлення цеху;
- попаданні на живильник сторонніх предметів або негабаритних шматків матеріалу;
- виявленні несправностей устаткування, робота при яких заборонена правилами технічної експлуатації.

У разі поломки молоткової дробарки або допоміжного обладнання необхідно зупинити роботу і повідомити про це майстра або начальника цеху.

2.2 Ремонт і монтаж обладнання

В процесі експлуатації дробарки зношуються: живильник, сита, дека, ротор з молотками, підшипники.

Розбирання дробарки. Відєднують самотічні труби для подачі сировини від верхньої кришки корпусу живильника дробарки, знімають електродвигун та виконуючий механізм повороту заслінки живильника. Демонтують в середині корпусу живильного механізму ексцентриковий привід лотка, приймальний патрубок, заслінку та лоток. Відкривають бокові кришки дробарки, розбирають корпуси підшипників ротора. Послаблюють стрічки, вигвинчують натяжні гвинти, з іншої сторони знімають квадратні стержні та опускають по направляючих, що знаходяться на внутрішніх поверхнях торцевих стінок основи корпусу. Відвівши упор, що перекриває стик сит, в нижнє положення, знімають

сита. Деку знімають, розбираючи кріпильні елементи, та виймають через кришку (зі сторони подачі продукту).

Ремонт живильника. Під дією потоку зерна, що надходить в живильник, зношується приймальний патрубок, заслінка, поверхня віброблоку. При неможливості усунення наявних дефектів в перелічених вище деталях їх заміняють новими (виготовлення нових можливе в умовах підприємства). Валик та підвіску лотка, вал, заслінки, ексцентриковий привід з підшипниками та сам корпус живильника ремонтують по загальним правилам технології ремонту. При сильному зношуванні всіх збірних одиниць живильник заміняють.

Ремонт ротора. Основними робочими деталями дробарки являються молотки, виготовлені з високоякісної легированої сталі. Зношування молотків призводить до зменшення продуктивності, зниження якості комбікормів, підвищенню енергоємності та вібрації. Середній час міжремонтного періоду дробарок в загальних випадках залежить від виду подрібнюваного продукту, продуктивності машин, форми, розмірів та характеристики матеріалу молотків.

Факторами, які впливають на інтенсивність зношування молотків, є форма, розмір та матеріал. Із збільшенням товщини молотка його зносостійкість зростає. В зв'язку з цим розроблена конструкція молотка, яка представляє собою циліндр діаметром 18 мм. Попередні випробовування таких молотків виготовлених із сталі марки 25, показали, що їх стійкість збільшується в 1,5..1,8 рази тільки в результаті зміни форми і розмірів робочої частини.

З практики відомо, що зношення молотків суттєво залежить від їх розташування вздовж осі ротора. Крайні молотки більше зношуються. Для рівномірного зношування всіх молотків їх розташування вздовж осі ротора повинно бути таким, щоб щільність молотків в ряду зростала від центру до периферії. В крайніх рядах молотків повинно бути майже в два рази більше, чим в середніх.

Молотки заміняють новими після зношування всіх кутів. При заміні зносившихся молотків ротор балансують. Для цього набори молотків, що знаходяться на одному стержні, зважують на вагах. Два найбільш близькі по масі

набори встановлюють на діагонально протилежних несучих валиках ротора дробарки в одній площині. Диски та несучі валики при великому зношуванні не ремонтують, а заміняють. Шийки вала ротора дробарки, що зносилися відновлюють наплавкою електрозваркою з послідуною обробкою на токарному станку.

Ремонт сит та деки. Зношуються сита дуже швидко і при ремонті їх знімають та заміняють. Поверхню деки відновлюють наплавкою, після чого рихлі обробляють. При великому зношуванні деку заміняють.

Збирання дробарки. Перед тим як приступити до збирання, необхідно провести балансування ротора на двох строго горизонталях та паралельних ножах. Відбалансувавши ротор та підготувавши всі деталі та збірні одиниці, дробарку збирають в послідовності, зворотній розбиранню. Вільний простір всередині корпусів підшипників вала ротора заповнюють консистентною змазкою УС не більше чим на половину, оскільки надлишок змазки призводить до перегріву.

Приймання дробарки після ремонту. Після збирання дробарки перевіряють напрям обертання ротора. На холостому ході дробарка повинна працювати без підвищених вібрацій та стороннього шуму. При пуску дробарки під навантаженням продукт подають поступово. Неперервність та рівномірність подачі продукту збільшують міжремонтний період.

Молоткові дробарок постачаються заводом-виготовлювачем вже у зібраному стані, тому не потребують збірних операцій при його монтажі. Монтаж технологічного обладнання зводиться в основному до його транспортуванні зі складу в зону монтажу; такелажними роботами всередині монтажної зон; розпаковці; розконсервації; установці на фундамент, опорну металічну конструкцію; кріплення фундаментними (анкерними болтами); випробування на холостому ході.

Після вивірки та попереднього чи кінцевого закріплення обладнання, підливають, заповнюючи бетонною сумішшю, зазор між опірною частиною обладнання та фундаментом.

Внаслідок високої динамічності дробарки встановлюють на віброізоляційних опорах ОВ-31. Перед монтажем дробарок на фундаментах, працюючих в системах пневмотранспорту, до вихідного отвору дробарки приєднують пневмоприймач з дроселем-регулятором.

У процесі експлуатації дробарок інтенсивно спрацьовуються: ротор із молотками, підшипники, сита і деки. Для ремонту та заміни окремих частин дробарку розбирають.

Досвід експлуатації дробарок свідчить, що найбільше нарікань буває на подрібнювальний ротор із молотками, які спрацьовуються швидше, ніж інші деталі. В разі спрацювання грані молотків до осі, їх повертають на 180° . Цю операцію можна повторити тричі, використовуючи всі чотири грані молотка, не порушуючи зрівноваженості ротора. Особливу увагу слід звернути на цю його властивість. Під час заміни або перестановки спрацьованих молотків ротор балансують. Для цього пакети молотків, що містяться на одному стержні зважують. Два найближчих за масою набори встановлюють на протилежних несучих осях ротора дробарки в одній площині. Різниця між масою пакетів, встановлених на протилежних осях, не повинна перевищувати 10г.

Диски та несучі осі у разі великого спрацювання (до 0,8–1,2 мм) підлягають заміні. В окремих випадках спрацьовані осі можуть бути відновлені наплавленням у середовищі захисних газів із дальшою механічною і термічною обробкою. Твердість зовнішньої поверхні осі має бути 40–45 HRC.

Важливими елементами подрібнювальної камери є також решета і дека. Із збільшенням діаметра отвору на 0,3мм решета заміняють. У разі пробивання решіт їх відновлюють приклепуванням або приварюванням латок.

Дека виготовляють із чавуну СЧ-18. Їх працездатність визначають висотою рифів. Деки замінюють, якщо рифлі спрацьовані до 1,8–3,0 мм (залежно від вимог щодо модуля помелу подрібненого продукту). За бічного спрацювання рифлів дека переставляють боком у напрямку обертання ротора. Пробиті ж дека можна відновити, приваривши до них окремо виготовлені та підігнані вставки, із дальшою слюсарною обробкою.

Встановлено, що основними дефектами вала ротора є спрацювання посадочних місць під підшипники і напівмуфту, а також спрацювання шпонкової канавки. Спрацьовану частину вала відновлюють електроконтактним приварюванням металевої стрічки із дальшим шліфуванням.

Після ремонту дробарок у них регулюють механізми та проводять змащення машини. Випробування дробарки здійснюють на холостому ході; за номінальних обертів упродовж 30 хвилин і під навантаженням — 2 години. Дробарка має працювати без вібрацій і шумів.

При щоденному технічному обслуговуванні дробарки необхідно перевірити комплектність, технічний стан електрообладнання, надійність гвинтових з'єднань та стан манжет.

Після 50 годин роботи машини перевіряють стан молотків і осей, стан сита і стан манжет.

Після 500 годин роботи перевіряють стан робочих деталей дробарки (вентиляторний ротор, вентилятор, молотки, осі, сито) та стан електродвигуна.

Після 1500 годин роботи необхідно проводити зміну мастила в підшипниках.

В процесі експлуатації можливе виникнення наступних неполадок: зниження продуктивності, поява неподрібнених зерен в помелі, надмірна вібрація, підвищений нагрів електродвигуна (не більше 90), дробарка «пливе по підлозі», подрібнений матеріал не відповідає вимогам крупного помелу.

До зниження продуктивності можуть призвести: засмічене сито, слабка «тяга» матеріалу для дроблення, підвищена вологість матеріалу для дроблення (вологість не більше 18%) та підвищений тиск при подачі матеріалу в змішувач, для усунення даних несправностей необхідно відповідно очистити сито, закрити куточок-регулятор відкрити кільце-заслінку і очистити вузол аспірації змішувача.

До появи неподрібнених зерен в помелі призводять пошкоджене сито, великий діаметр вікна сита або якщо сито нещільно прилягає до корпусу

дробарки. Для ліквідації цих неполадок необхідно замінити сито, поставити менший діаметр вікна сита, поставити сито без зазорів відповідно.

До надмірної вібрації призводять зламаний молоток, потрапляння стороннього предмета, зношені молотки, не розфасований по вазі по осям комплект молотків, поставлені молотки не по конструкторській документації. Для усунення несправностей необхідно замінити комплект фірмовими молотками і видалити сторонній предмет відповідно.

Підвищений нагрів електродвигуна може виникати внаслідок підвищеного тиску при подачі матеріалу в змішувач кормів, неправильно підбраного сита, перекосу фаз по струму та напрузі, відсутності однієї фази, неправильно налаштованого теплового реле та струму відсічки або якщо вологість матеріалу більше 18%. Щоб виправити неполадки потрібно очистити вузол аспірації на змішувачі кормів, зменшити забір матеріалу, прикрити кільце-заслінку, звернутися до головного енергетика, поставити блок-захисту БЗ-06, як додаткову функцію відповідно.

Якщо на виході з дробарки подрібнений матеріал не відповідає вимогам крупного помелу, то можливими неполадками можуть бути неправильно підбране сито, неправильно визначена кількість молотків при замовленні або при вологості матеріалу вище 18%. Для усунення даних неполадок необхідно звернутися на підприємство-виробник, а вологість була не більше 18%.

2.3 Технологічний розрахунок

З формули продуктивності молоткової дробарки визначаємо частоту обертання ротора n_p (в об/с) [2, с.168]

$$N_p = \sqrt{\frac{G \times (i-1)}{K \times D_p^2 \times L_p}}, \quad (2.1)$$

де G = бт/год – продуктивність дробарки;

i – ступінь подрібнення матеріалу $i=4$;

K – умовний коефіцієнт, величина якого залежить від типу та розмірів отворів ситової поверхні і властивостей матеріалу $K=6$;

D_p - діаметр ротора дробарки, м;

L_p - довжина робочої частини ротора, м;

Діаметр ротора дробарки D_p визначаємо за формулою [2, с.168]

$$D_p = 2 \times R_d, \quad (2.2)$$

де R_d - радіус диска, м;

$$D_p = 2 \times 0,185 = 0,37\text{м}$$

Довжину ротора L_p знаходимо за формулою [2, с.168]

$$L_p = (0,32 \div 0,64) \times D_p = 0,4 \times 0,37 = 0,148\text{м} \quad (2.3)$$

Тоді,

$$n_p = \sqrt{\frac{6 \times (4-1)}{6 \times (0,37)^2 \times 0,148}} = 12,2 \text{ об/с} = 732 \text{ об/хв}$$

З іншої сторони колову швидкість руху молотків визначаємо по закону кількості руху. Закон кількості руху має вигляд [2, с.169]

$$m \times (v_2 - v_1) = P \times \tau \quad (2.4)$$

де $m = 4 \times 10^{-5}\text{кг}$ – маса подрібнюваної частини (зерна пше-ниці);
 v_2 -швидкість руху частини після удару її молотком, м/с;

v_1 -швидкість руху частини до удару її молотком. Приймаємо $v_1 = 0$;

$P = 118 \text{ Н}$ – середня миттєва сила опору руйнування частини; $\tau = 1,0 \text{ с}$ - тривалість удару.

Звідси,

$$v_2 = \frac{P \times \tau}{m} = \frac{118 \times 1 \times 10^{-5}}{4,5 \times 10^{-5}} = 26,2 \text{ м/с}$$

Колова швидкість ротора із закріпленими на ньому молотками, при якій досягається ефект подрібнення зерна, визначається по формулі [2, с.169]

$$v_p = \frac{v_2}{k_y} = \frac{26,2}{0,8} = 32,8 \text{ м/с} \quad (2.5)$$

де $k_y = 0,8$ -коефіцієнт відновлення при несучому ударі;

Частота обертання складе [2, с.169]

$$n = \frac{v_p}{\pi \times D} = \frac{32,8}{3,14 \times 0,37} = 28,2 \text{ с}^{-1} = 1693 \text{ об/хв} \quad (2.6)$$

де $D = 370$ мм-діаметр ротора (згідно технічної характеристики дробарки)

Приймаємо робочу частоту обертання ротора рівну частоті обертання двигуна $n=1500$ об/хв

Розраховуємо швидкохідний стрічковий елеватор з відцентровим розвантаженням:зерна та насипною вагою $\rho = 0,6 \text{ т/м}^3$ [9, с.152] висотою підйому $H=12$ м, та паспортною продуктивністю 20 т/год.

Для підйому зерна, згідно рекомендації може бути використаний стрічковий елеватор з розставленими глибокими ковшами та швидкохідним розвантаженням ковшів.

Приймаємо швидкість руху стрічки для норії заданої продуктивності $V = 3,0 \text{ м/с}$ [9, с.394]; при завантаженні зерна проти напрямку руху стрічки коефіцієнт заповнення ковша $\psi = 0,7$

А також розраховуємо гвинтовий конвеєр: продуктивністю 20т/год, довжиною $l=5$ м, кутом нахилу конвеєра $\beta=0^\circ$, транспортує вантаж – пшениця, насипна маса $700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, густина матеріалу 1350 кг/м^3 .

Для транспортування зерна (пшениці) приймаємо гвинт із суцільною поверхнею, однозахідний.

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

3.1 Енергетичний розрахунок

Витрата електричної енергії складає 10кВт на 1 т. Тоді при продуктивності бт потужність електродвигуна Р (в кВт) визначаємо за наступною формулою [2, с.169]

$$P = 6 \cdot 10 = 60 \text{ кВт} \quad (3.1)$$

Приймаємо до встановлення електродвигун типу 4A250S4 потужністю 75 кВт, частотою обертання 1500 об/хв.

Розраховуємо лінійні навантаження норії.

Лінійна маса стрічки типу 2 за ГОСТ 20-76 з тканини БКНЛ-65 складає:

$$m_c = 2,55 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$\text{Тоді, } q_c = 9,81 \cdot 2,55 = 25 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad (3.2)$$

За даними довідників маса глибокого ковша при ширині стрічки В =450 мм, становить $m_k = 13 \text{ кг}$, тоді н/м [9, с.393]

$$q_o = q_c + \frac{g \cdot m_k}{a} = 25 + \frac{9,81 \cdot 13}{0,5} = 280 \quad (3.3)$$

Навантаження від вантажу складає, н/м [9, с.396]

$$q_b = \frac{g \times \Pi}{3,6 \times v} = \frac{9,81 \cdot 60}{3,6 \cdot 3} = 54,5 \quad (3.4)$$

Лінійне навантаження на завантаженій ділянці складає [9, с.396]

$$q = q_o + q_b = 280 + 54,5 = 334,5 \quad (3.5)$$

У відповідності з розрахунковою схемою найменшого натягу стрічки слід очікувати в точці 1. Розрахунок ведемо в загальному вигляді , оскільки

невідомий натяг S_4 збігаючої стрічки з приводного барабану, необхідний для забезпечення потрібного тягового зусилля.

Приймаємо $S_1 = S_0$. Натяг в точці 2 з урахуванням опору на зворотньому барабані і зачерпування вантажу визначаємо :

$$S_2 = 1,08(S_1 + K_{зач}q_e) = 1,08(S_0 + 3 \cdot 54,5) = 1,08S_0 + 176 \quad (3.6)$$

$$S_3 = S_2 + qH = 1,08S_0 + 176 + 334,5 \cdot 12 = 1,08S_0 + 4090 \quad (3.7)$$

При підрахунку натягу проти руху стрічки маємо, Н

$$S_4 = S_{зб} = S_1 + q_0 \cdot H = S_0 + 280 \cdot 12 = S_0 + 3360 \quad (3.8)$$

З теорії фрикційного приводу відомо, що: [9, с.396] $S_{нб} \leq S_{зб} \cdot e^{\mu\alpha}$,

Або, для випадку, що розглядається $S_3 \leq S_4 \cdot e^{\mu\alpha}$

При заданих умовах роботи приводу $e^{\mu\alpha} = 1,34$.

Звідки $S_3 \leq 1,37S_4$, або, для випадку, що розглядається

$$1,08S_0 + 4190 \leq 1,37(S_0 + 3360)$$

З цього рівняння отримаємо $S_0 \geq 1482$

Для забезпечення запасу по зчепленню приймаємо $S_0 = 1500$ Н

$$\text{Тоді } S_3 = 1,08S_0 + 4190 = 1,08 \cdot 1500 + 4190 = 5810 \quad (3.9)$$

$$S_4 = S_0 + 3360 = 1500 + 3360 = 4860 \text{ Н} \quad (3.10)$$

Потрібну кількість прокладок у стрічці при запасі міцності стрічки $K=10$, визначаємо за формулою: [10, с.106]

$$i = \frac{K \cdot S_{max}}{B \cdot K_p} = \frac{10 \cdot 5810}{450 \cdot 75} = 3,67 \quad (3.11)$$

Залишаємо раніш прийняту стрічку типу 2 з чотирма прокладками за ДСТУ ГОСТ 20-76 з тканини БКНЛ-65. Визначаємо тягове зусилля на приводному барабані з урахуванням втрат на ньому, Н:

$$F_T = S_{нб} - S_{зб} + K(S_{нб} + S_{зб}) = 5810 - 4860 + 1,08(5810 + 4860) = 1804 \quad (3.12)$$

Розрахункова потужність двигуна, Вт

$$N_{дв.розр.} = \frac{F_T \cdot v}{\eta_{прив}} = \frac{1804 \cdot 3}{0.82} = 6600 \quad (3.13)$$

Кутова швидкість становить,

$$\omega_{бараб} = \frac{2 \times v}{D} = \frac{2 \cdot 3}{1,6} = 3,7 \quad (3.14)$$

Продуктивність гвинтового конвеєра ($\frac{m}{год}$) за формулою [17, с. 353]

$$\Pi = 60 \cdot \frac{\pi \times D^2}{4} \cdot t \cdot n_v \cdot \rho_p \cdot \varphi \cdot c_\beta \quad (3.15)$$

де D – діаметр гвинта, D= 100...800 мм;

t- крок гвинта, мм;

n_v - частота обертання гвинта, об/хв.;

φ - коефіцієнт наповнення поперечного перерізу жолоба;

c_β - коефіцієнт, який залежить від кута нахилу конвеєра.

Крок гвинта вибирають в залежності від властивостей транспортуючого вантажу: $t=(0,5 \dots 1,0)D$ для легких матеріалів.

Для транспортування зерна, як легкого вантажу приймаємо $t=0,8D$ [17, с. 354]

Для попереднього розрахунку приймаємо гвинт діаметром 200мм. Значення розрахункових коефіцієнтів $\varphi = 0,4$, $A=65$, $\omega_0 = 1,2$ із [17,табл.82]. Частота обертання гвинта повинна відповідати умові $n_v \leq n_{v \max}$. Найбільшу частоту обертання гвинта ($\frac{об}{хв}$) визначаємо по емпіричній формулі [17, с.353]

$$n_{e, \max} = \frac{A}{\sqrt{D}} = \frac{65}{\sqrt{0,2}} = 145,3 \quad (3.16)$$

Отриманий результат по формулі (4,23) співпадає з рекомендаціями [16, таблиця 82]. Для кута нахилу конвеєра 0° значення коефіцієнтів $\beta=0^\circ$, $C_\beta = 1,0$, [16,таблиця 83].

З формули продуктивності конвеєра (3.22) знаходимо частоту обертання гвинта ($\frac{\text{об}}{\text{хв}}$)

$$n_B = \frac{4 \times \Pi}{60 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot t \cdot \rho_p \cdot \varphi \cdot c_\beta} = \frac{4 \times 20}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,16 \cdot 0,7 \cdot 0,4 \cdot 1} = 237 \quad (3.17)$$

де: $D=0,2$ м – діаметр гвинта;

$t=0,16$ м – крок гвинта.

Умова $n_B \leq n_{B \max}$ задовольняється. Знаходимо потужність (кВт) на валу гвинта [17, с.353]

$$N_o = \frac{\Pi_y \cdot \Pi}{367} \cdot (L \cdot \omega_o) = \frac{1,2 \cdot 20}{367} \cdot (15 \cdot 1,2) = 1,18 \quad (3.18)$$

де $\Pi_y = 1,2$ – коефіцієнт запасу [17, с.355];

$\omega_o = 1,2$ – коефіцієнт опору руху [17, таблиця 82].

Розраховуємо потужність двигуна (кВт):

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_o}{\eta_{z\beta}} = \frac{1,18}{0,85} = 1,39 \quad (3.19)$$

де $N_o = 1,18$ кВт – потужність на валу гвинта;

$\eta_{z\beta} = 0,85$ – ККД гвинта [17, с.352]

По каталогу підбираємо двигун типу АИР80В4, потужністю $N = 1,5$ кВт, частотою обертання $n=1500$ об/хв., ККД 0,78.

При вибраних розрахункових параметрах гвинтовий конвеєр забезпечує продуктивність

$$\Pi = 60 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,16 \cdot 237 \cdot 0,7 \cdot 0,4 \cdot 1 = 20,0 \quad (3.20)$$

Виходячи з розрахунку, робимо висновок про вірний підбір даних для розрахунку, так як $P_{роз} \cong P$

3.2 Конструктивний розрахунок

Крутний момент на валу двигуна визначається за формулою [2, с.169]

$$T = \frac{9,55 \cdot P_{дв}}{n_{дв}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 60}{1500} = 382 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.21)$$

Розрахунковий момент [2, с.169]

$$T_p = k_p \cdot T = 2 \cdot 382 = 764 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.22)$$

Визначаємо діаметр вала ротора в найбільш небезпечному розрізі із умови [2, с.169]

$$[\tau_k] = \frac{T_p}{W_p} \leq [\tau_k] \quad (3.23)$$

де $[\tau_k] = 20$ МПа-максимально допустима напруга кручення на валу;

W_p -полярний момент опору круглого перерізу вала.

Звідси,

$$W_p = \frac{T_p}{[\tau_k]} = \frac{764}{20 \cdot 10^6} = 38,2 \cdot 10^{-6} \quad (3.24)$$

Виходячи з формули [3, с.250]

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} \quad (3.25)$$

Визначаємо діаметр вала ротора під шків

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38,2 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = \sqrt[3]{1,95 \cdot 10^{-4}} = 0,06 \text{ м}$$

$$d = 60 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр вала під ступицю згідно діаметра вала електродвигуна 65 мм.

Ступінь подрібнення в дробарці регулюється, головним чином, підбором отворів сит. Ситова обичайка встановлюється

в нижній частині корпусу та охоплює ротор, що обертається.

Зазор δ між молотками та ситом вибирається в межах 4...20 мм. Для подрібнення зерна в дробарках встановлюють сита із листової сталі товщиною 1...3 мм. Для вироблення шпалерного борошна застосовують сита з круглими отворами 1,5...2,5 мм, при розмолі інгредієнтів комбікормів рекомендують отвори діаметром 3-5 мм. Іноді для дроблення інгредієнтів комбікормів застосовують лускаті сита.

Площа ситової поверхні F (в m^2) визначаємо по формулі [2, с.168]

$$F = \frac{\Pi}{q} = \frac{1,11}{6,5} = 0,17m^2, \quad (3.26)$$

де q - питома продуктивність сита, $q = 2 \dots 7 \text{ кг}/(m^2 \times c)$

Габаритні розміри сита (ширину B та кут α охоплення ситом ротора) визначаємо із виразу [2, с.168]

$$F = \frac{B \cdot \pi \cdot R_{\text{сита}} \cdot \alpha}{180}, \quad (3.27)$$

де $R_{\text{сита}}$ - радіус обичайки сита, м;

B - ширина сита, рівна довжині ротора $B = L_p = 0,148m$;

α - кут охоплення ротора ситом, град.

Радіус обичайки сита $R_{\text{сита}}$ (в м) визначаємо за формулою [2, с.168]

$$R_{\text{сита}} = R_d + \delta, \quad (3.28)$$

де $\delta = 20\text{мм}$ - зазор між молотками і ситом.

$$R_{\text{сита}} = 0,185 + 0,02 = 0,187m$$

Тоді кут α охоплення ситом ротора визначаємо з формули [2, с.168]

$$\alpha = \frac{F \cdot 180}{B \cdot \pi \cdot R_{\text{сита}}} = \frac{0,17 \cdot 180}{0,148 \cdot 3,14 \cdot 0,187} = \frac{30,6}{0,087} = 352 \text{град} \quad (3.29)$$

Відстань від центра маси молотка c (в мм) до осі отвору визначається за формулою [3, с.250]

$$c = \frac{(a^2 + b^2)}{6 \cdot a} = \frac{(215^2 + 50^2)}{6 \cdot 215} = 36,03 \text{мм} \quad (3.30)$$

де $a = 215 \text{мм}$ - довжина молотка;

$b = 50 \text{мм}$ – ширина молотка;

$\delta = 6 \text{мм}$ - товщина молотка.

Відстань від кінця молотка l (в мм) до осі його підвісу знаходимо за формулою [3, с.250]

$$l = c + 0,5 \cdot a = 36,03 + 0,5 \cdot 215 = 143,53 \text{мм} \quad (3.31)$$

Нормальна робота молоткових дробарок здійснюється за умови нерівності відстаней від осі підвісу молотка, як до її зовнішньої робочої кромки, так і до осі ротора. У відповідності з цим приймаємо відстань від осі підвіски молотка R_0 (в мм) за такою формулою [3, с.250]

$$R_0 = l \cdot 1,4 = 143,53 \cdot 1,4 = 200,94 \text{мм} \quad (3.31)$$

Тобто більше відстані від кінця молотка до осі його підвісу ($R_0 > l$).

Тоді радіус найбільш віддаленої від осі ротора точки молотка буде дорівнювати [3, с.250]

$$R_{\text{max}} = R_0 + l = 200,94 + 143,53 = 344,47 \text{мм} \quad (3.32)$$

Радіус окружності розташування центрів маси молотків визначається за формулою [3, с.250]

$$R_c = R_0 + c = 200,94 + 36,03 = 236,97 \text{мм} \quad (3.33)$$

Визначаємо квадрат радіусу інерції молотка відносно його центру тяжіння

$$r^2 = \frac{l^2 + b^2}{12} = \frac{0,143^2 + 0,05^2}{12} = 0,0019 \text{ м}^2 \quad (3.34)$$

Визначаємо квадрат радіусу інерції молотка відносно його вісі підвісу [1, с.74]

$$r^2 = r_c^2 + c^2 = 0,0019^2 + 0,036^2 = 12,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (3.35)$$

Перевіряємо збереженість безударної роботи молоткової дробарки по рівнянню [1, с.74]

$$r^2 = l \cdot c = 0,143 + 0,036 = 179 \cdot 10^{-3} > 12,9 \cdot 10^{-4}$$

Назначаємо відстань від вісі підвісу молотка до вісі ротора $l_0 = 460 \text{ мм}$.
Приймаємо $\omega = 100 \text{ рад/с}$.

Визначаємо відцентрову силу інерції молотків [1, с.74]

$$P_i = G_M \cdot \omega^2 \cdot R_c \quad (3.36)$$

де G_M - маса молотка, кг

R_c -радіус кола розташування центрів тяжіння молотків, м

$$R_c = R_0 + c = 200,94 + 36 = 236,94 \text{ мм} = 0,237 \text{ м} \quad (3.37)$$

Маса молотка складе

$$G_M = L \cdot B \cdot h \cdot \rho_{ст} = 0,136 \cdot 0,05 \cdot 0,002 \cdot 7800 = 0,11 \text{ кг} \quad (3.38)$$

де $\rho_{ст} = 7800 \text{ кг/м}^3$ - густина сталі

$$\text{Тоді } P_i = 0,11 \cdot 100^2 \cdot 0,237 = 260,7 \text{ кг}$$

Визначаємо діаметр вісі підвісу молотків [1, с.74]

$$d_B = 1,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_i \cdot h}{[\sigma]_u}} = 1,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{260,7 \cdot 0,002 \cdot 9,8}{100 \cdot 10^6}} = 0,005 \text{ мм} \quad (3.39)$$

де $[\sigma]_u = 100 \text{ МПа}$ - гранична напруга при згині

Приймаємо $d_B = 20 \text{ мм}$

Товщина диску складе [1, с.74]

$$\delta \geq \frac{P_i}{d \times [\sigma]_{зм}} = \frac{260,7 \cdot 9,8}{0,02 \cdot 60 \cdot 10^6} = 0,002 \text{ мм} \quad (3.40)$$

де $[\sigma]_{зм} = 60 \text{ МПа}$ -гранична напруга при зминанні

Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$

Мінімальний розмір перемички між отворами під вісі підвіски та зовнішньою кромкою диска [2, с.168]

$$h_{min} \geq \frac{0,5 \cdot P_i}{h \cdot [\sigma]_{зр}} = \frac{0,5 \cdot 260,7 \cdot 9,8}{0,002 \cdot 88,2 \cdot 10^6} = 0,007 \text{ мм} \quad (3.41)$$

де $[\sigma]_{зр}$ -гранична напруга на зріз [2, с.168]

$$[\sigma]_{зр} = 0,3 \cdot \sigma_T = 0,3 \cdot 294 = 88,2 \text{ МПа} \quad (3.42)$$

де $\sigma_T = 294 \text{ МПа}$ - границя текучості

Приймаємо $h_{min} = 20 \text{ мм}$

Зовнішній радіус диска становить [2, с.168]

$$R = R_0 + 0,5 \cdot d_b + h_{min} = 200,94 + 0,5 \cdot 30 + 20 = 235,94 \quad (3.43)$$

Для визначення розмірів фундамента під дробарку пров'одимо його статичний розрахунок.

Визначаємо фактичний тиск підошви фундамента на землю і порівнюємо з нормативним [2, с.168]

$$P = \frac{(G_M + G_\phi)}{L \times S} \leq [R_H] \quad (3.44)$$

де $G_M = 825 \text{ кг}$ - маса дробарки

G_ϕ - вага фундамента, кН

$L = 0,5$ - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження

S - площа підошви фундамента

$R_H = 30 \text{ кПа}$ - нормативне навантаження на перекриття

Приймаємо розміри фундамента на 20 см більші за габаритні розміри, тобто

$$L_\phi = L + 0,2 \times 2 = 1 + 0,4 = 1,4 \text{ м}$$

$$B_{\phi} = B + 2 \times 0,2 = 1 + 0,4 = 1,4 \text{ м}$$

Площа підошви фундаменту [2, с.168]

$$S = L_{\phi} \cdot B_{\phi} = 1,4 \cdot 1,4 = 1,96 \text{ м}^2 \quad (3.45)$$

При висоті фундаменту на перекритті $H=0,2$ м, об'єм фундаменту складе [2, с.168]

$$V_{\phi} = S \cdot H = 1,96 \cdot 0,2 = 0,392 \text{ м}^3 \quad (3.46)$$

При густині бетону $\rho_{\phi} = 20 \text{ КН/м}^3$, вага фундаменту

$$G_{\phi} = V_{\phi} \times \rho_{\phi} = 0,392 \times 20 = 7,84 \text{ КН} \quad (3.47)$$

Таким чином

$$P = \frac{8+7,84}{0,5 \times 3,86} = 8,21 \text{ кПа} < [R_H] = 30 \text{ кПа}$$

Розміри фундаменту під дробарку 1400x1400x200 мм.

Розраховуємо діаметр барабана норії, мм [9, с.393]

$$D_{\phi} \leq 0,204v^2 = 0,204 \cdot 3^2 = 1800 \text{ мм} \quad (3.48)$$

Приймаємо діаметр приводного барабану $D_{\phi} = 1600 \text{ мм}$. Натяжний барабан приймаємо такого ж діаметру.

Розраховуємо частоту обертання барабана, об/хв. [9, с.393]

$$n_{\phi} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{\phi}} = \frac{60 \cdot 3}{3,14 \cdot 1,6} = 36 \text{ об/хв} \quad (3.49)$$

Розраховуємо полюсну відстань, мм [9, с.393]

$$l = \frac{895}{n_{\phi}^2} = \frac{895}{36^2} = 0,6 \quad (3.50)$$

Оскільки $l < r_{\phi}$, то має місце відцентрове розвантаження, що відповідає раніш заданій умові.

Розраховуємо погонну місткість ковшів, л/м [9, с.393]

$$\frac{i_0}{a} = \frac{\Pi}{3,6 \cdot v \cdot \rho_z \cdot \psi} = \frac{20}{3,6 \cdot 3 \cdot 0,6 \cdot 0,7} = 4,4 \quad (3.51)$$

де a — крок ковшів, мм,

ρ_z — насипна густина вантажу, $\rho_z = 0,07 \text{ т/м}^3$.

ψ — коефіцієнт заповнення ковшів, $\psi = 0,7$ [9, табл.77 с.394]

Обираємо ковші глибокі за ГОСТ 2036-66 з ємністю 6,3 л, тоді крок розташування ковшів $a=0,5 \text{ м}$, ширина стрічки $B=400 \text{ мм}$. [9, табл.79 с.396]

При прийнятих параметрах ковшів і швидкості $v = 3,0 \text{ м/с}$ задана продуктивність забезпечується при коефіцієнті заповнення ковшів.

$$\psi = \frac{a \cdot Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot i_0} = \frac{24 \cdot 20}{3,6 \cdot 3 \cdot 600 \cdot 0,0063} = 11,76 \quad (3.52)$$

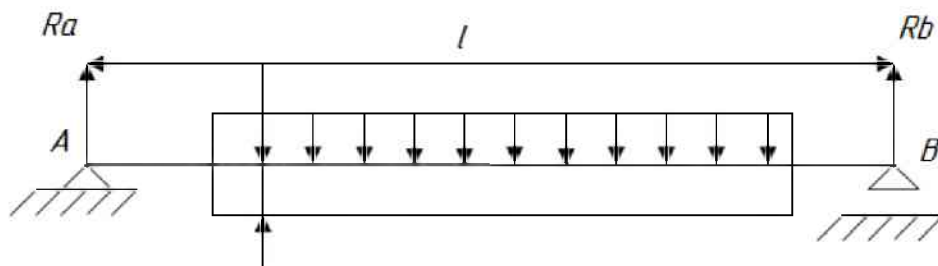


Рисунок 3.1 – Схема навантаження на вал

Знайдемо число проміжних опор

$$z = \frac{L}{l} - 2 = \frac{5}{1} - 2 = 3 \quad (3.53)$$

Визначаємо епюри згинаючого і крутного моментів: Реакції і R_b , (Н)

$$R_a = \frac{\frac{P_{\text{попер}} \cdot l^2}{2 \cdot l} + P_{\text{ос}} \cdot r}{l} = \frac{\frac{128,3 \cdot 1^2}{2 \cdot 1} + 827 \cdot 0,084}{1} = 133,6 \quad (3.54)$$

де: $P_{\text{попер}} = 128,3 \text{ Н}$ - поперечне навантаження;

$P_{\text{ос}} = 827 \text{ Н}$ – осьова сила;

$r = 0,084 \text{ м}$ - радіус прикладання осьової сили.

$$R_b = \frac{\frac{P_{\text{попер}} \cdot l^2}{2 \cdot l} + P_{\text{ос}} \cdot r}{l} = \frac{\frac{128,3 \cdot 1^2}{2 \cdot 1} - 827 \cdot 0,084}{1} = -5,3 \quad (3.55)$$

Будуємо епюри згинаючого і крутного моментів (Н х м)

$$M_{зг1} = R_a \cdot \frac{l}{2} - \frac{P_{\text{попер}} \cdot l^2}{8 \cdot l} = 133,6 \cdot \frac{1}{2} - \frac{128,3 \cdot 1^2}{8 \cdot 1} = 50,8 \quad (3.56)$$

$$M_{зг2} = R_b \cdot \frac{l}{2} - \frac{P_{\text{попер}} \cdot l^2}{8 \cdot l} = -5,3 \cdot \frac{1}{2} - \frac{128,3 \cdot 1^2}{8 \cdot 1} = -18,7 \quad (3.57)$$

Знаходимо полярний момент опору поперечного перерізу вала із формули [11, с.194]

$$W_p = \frac{M_{кр}}{[\tau_k]} = \frac{51,3}{20 \cdot 10^6} = 2,56 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (3.58)$$

де $M_{кр} = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{ м}$ – крутний момент перерізу вала;

$[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на кручення, [11, с.194];

Розраховуємо діаметр вала, (мм) із формули [11, с.194]

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16};$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \times W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2,56 \times 10^{-6}}{3,14}} = 23 \quad (3.59)$$

По стандартному ряду [11, с.196] вибираємо діаметр вала гвинта 34 мм.

Діаметр вала під підшипник знаходимо із рівняння міцності по гіпотезі найбільших дотичних напружень (ІІІ теорія міцності), [11, с.194]

$$\sigma_{екв} = \frac{\sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2}}{W_x} \leq [\sigma_{зг}]_{-1}; \quad (3.60)$$

де $M_{зг1}$ - сумарний згинаючий момент в небезпечному перерізі вала, Н · м;

$M_{кр} = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{ м}$ – крутний момент перерізу вала;

$[\sigma_{зг}]_{-1}$ – допустиме напруження згину, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$;

W_x - осьовий момент опору круглого перерізу вала, Н·м;

Знаходимо сумарний згинаючий момент в небезпечному перерізі вала [11, с.195]

$$M_{зг} = \sqrt{M_{зг1}^2 + M_{зг2}^2} = \sqrt{50,8^2 + (-18,7)^2} = 54,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.61)$$

Знаходимо допустиме напруження згину, [11,с.195]

$$[\sigma_{зг}]_{-1} = \{\sigma_{-1} | ([n] K_{\sigma})\} k_{pu} = [301 / (2 \times 2)] \times 1,5 = 112,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \quad (3.62)$$

де $[n]=2$ - коефіцієнт запасу міцності [11,с.195]

$K_{\sigma}=2$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, [11, с.195];

$k_{pu}=1,5$ – коефіцієнт режиму навантаження при розрахунку на згин;

σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі напружень, [11, с.195]

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{\sigma} = 0,43 \cdot 700 = 301 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.63)$$

де $\sigma_{\sigma} = 700 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ – границя міцності вала гвинта;

Із формули (3.60) знаходимо W_x , підставивши всі знайдені величини

$$W_x = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2} / [\sigma_{зг}]_{-1} = \sqrt{51,3^2 + 84^2} / 112,8 = 850 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.64)$$

Звідси знаходимо діаметр вала, (мм) під підшипник із формули [11, с.195]

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 850}{3,14}} = 20 \text{ мм} \quad (3.65)$$

По стандартному ряду [3, с.196] приймаємо діаметр вала під підшипник 30мм.

Знаходимо діаметр вала під напівмуфту. Використовуємо формулу (3.65) без урахування згинаючого моменту, так як в даній ділянці вала він відсутній. Формула матиме такий вигляд

$$\sigma_{екв} = \frac{\sqrt{M_{кр}^2}}{W_x} \leq [\sigma_{зс}]_{-1};$$

Звідси:

$$W_x = \frac{\sqrt{M_{кр}^2}}{\sigma_{зс-1}} = \frac{\sqrt{51,3^2}}{112,8} = 450 \text{ мм} \quad (3.66)$$

За формулою (3.26) знаходимо діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 450}{3,14}} = 17 \text{ мм} \quad (3.67)$$

По стандартному ряду [11, с.196] приймаємо діаметр вала під напівмуфту 25 мм.

Розрахунок підшипників

Вал гвинта підтримується двома кінцевими підшипниками і проміжними підвісними. В якості опор вала застосовуються підшипники кочення. Відповідність підшипників визначається порівнянням розрахункової вантажопід'ємності $C_{вант}$, Н, з базовою C_g , або базовою довговічністю L_{10h} з потрібною L_h . Потрібна виконуватись умова: $C_{вант} \leq C_g$, або $L_{10h} \geq L_h$.

Для гвинтового конвеєра потрібна довговічність $L_h = 50 \cdot 10^3$ год, [18, таблиця 9.4]

По діаметру вала із каталогу вибираємо підшипник роликовий 7606. $d=30$ мм, $D=72$ мм, $T=29,0$ мм, $b=29,0$ мм, $c=23,0$, $Y=1,882$, $e=0,319$, $C_g=50,0$ кН, $Y_0=1,035$.

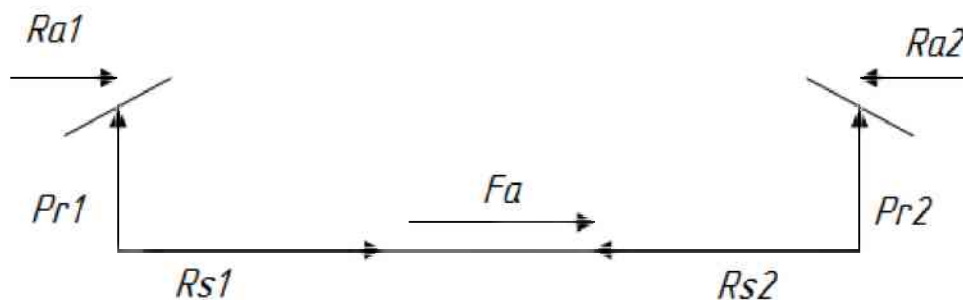


Рисунок 3.2 – Схема навантаження на підшипники

Для роликотідшипників характерні співвідношення [18, с.140]

$$R_{s1} = 0,83e P_{r1}, \quad R_{s2} = 0,83e P_{r2} \quad , \quad (3.68)$$

де e - корегуючий коефіцієнт.

$$R_{r1} = R_a = 87,2H; \quad R_{r2} = R_b = 41H.$$

$F_a = P_{oc}$ – осьова сила в зачепленні, Н.

$$R_{s1} = 0,83 \times 0,32 \times 87,2 = 23,1H$$

$$R_{s2} = 0,83 \times 0,32 \times 41 = 10,8H$$

$$R_{a1} = R_{s1}; \quad R_{a2} = R_{s1} + F_a; \quad R_{a1} = 23,1H;$$

$$R_{a2} = 23,1 + 827 = 850,1H$$

Визначасмо еквівалентне динамічне навантаження підшипників

$$R_e = (X \cdot V \cdot R_r + \gamma \cdot R_a) K_\delta \cdot K_T,$$

$$\text{при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e; \quad (3.69)$$

$$R_e = V \cdot R_r \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

$$\text{при } \frac{R_a}{V \times R_r} < e, \quad (3.70)$$

де $K_\delta=1,0$ – коефіцієнт небезпеки, [18, таблиця9.4];

$K_T=1,0$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі до 100°C, [18, таблиця9.5];

$X=0,4$ – коефіцієнт радіального навантаження, [18, таблиця 9.1];

$V= 1,0$ – коефіцієнт обертання, [18, таблиця 9.1];

Знайдемо для кожного підшипника відношення $\frac{R_a}{V \times R_r}$, та порівняємо його з допустими

$$\frac{23,1}{1 \times 87,2} = 0,26 < 0,32; \quad \frac{850,1}{1 \times 41} = 20,7 > 0,32.$$

Знаходимо еквівалентне динамічне навантаження для кожного підшипника по формулам (3.69) та (3.70)

$$R_{e1} = 1 \times 87,2 \times 1,0 \times 1,0 = 87,2H;$$

$$R_{e2} = (0,4 \times 1 \times 41 + 1,88 \times 850,1) \times 1,0 \times 1,0 = 1614,6H$$

Визначаємо розрахункову динамічну вантажопідйомність (кН), [18, с.140]

$$C_e = R_e \sqrt{60 \times n \frac{L_h}{a_1 \times a_{23} \times 10^6}} = \sqrt{60 \times 108 \frac{50 \times 10^3}{1 \times 0,6 \times 10^6}} = 37,5 \quad (3.71)$$

де $n=108$ об/хв. – частота обертання внутрішнього кільця підшипника;

$m=3,33$ – показник ступені, [18, с.140];

$a_1=1$ – коефіцієнт надійності підшипників, [18, с.140];

$a_{23}=0,6$ – коефіцієнт, який враховує вплив якості підшипника і якості його експлуатації, [18, с.140].

Знаходимо базову довговічність підшипників (год), [18, с.140]

$$L_{10h} = a_1 \times a_{23} \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_e}{R_e}\right)^m = 1 \times 0,6 \frac{10^6}{60} \left(\frac{37,5}{1620}\right)^{3,33} = 49365 \quad (3.72)$$

Умови $C_{вант} \leq C_e$, і $L_{10h} \geq L_h$ задовільняються. Підшипники підібрані вірно.

Підбір муфт

Муфта для з'єднання вала двигуна та вала редуктора шнекового транспортера.

Визначаємо крутний момент, який передає муфта (Н х м) за формулою [18, с.295]

$$T = 9,55 \cdot \frac{N}{n} = 9,55 \cdot \frac{1,5 \cdot 10^3}{1500} = 9,55 \quad (3.73)$$

де $N=1,5 \times 10^3$ Вт - потужність двигуна;

$n=1500$ об/хв. – частота обертання двигуна.

Визначаємо розрахунковий момент (H^*m) за формулою [11, с.295],
приймаючи по [11, таблиця П58] коефіцієнт режиму роботи $k_p = 2,0$

$$T_p = k_p \cdot T = 2,0 \cdot 9,55 = 19,1 \quad (3.74)$$

По [11, таблиця П59] (ДСТУ ГОСТ 21424-75) вибираємо пружну втулково-пальцеву муфту, для якої допустимий розрахунковий момент 32 Н·м з внутрішнім діаметром 18мм. Для з'єднання з вихідним валом двигуна використовуємо розточування муфти до 19 мм. Розміри муфти: $D = 90\text{мм}$; $L=84$; $V=2$, число пальців – 3.

Перевіряємо резинові втулки на зминання поверхні їх дотикання з пальцями, [11,с. 295]

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{(d_n \times l_b)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.75)$$

де F_t - колова сила, яка передається одним пальцем, Н[11, с.295]

$$F_t = \frac{T_p}{0,5 \times D_1 \times z} = \frac{19,1}{0,5 \times 90 \times 10^{-3} \times 4} = 106,1 \quad (3.76)$$

Знайдене значення F_t підставляємо у формулу (3.79), і маємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{106,1}{(10 \times 15) \times 10^{-6}} = 0,71 \times 10^6 \text{ Па} \leq [\sigma_{зм}];$$

$[\sigma_{зм}] = 2,0 \text{ МПа}$, [11,с. 295].

Муфта для з'єднання вала редуктора з валом гвинта.

Крутний момент муфти

$$M_{кр} = T = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розрахунковий момент визначаємо за формулою (3.76)

$$T_p = 2,0 \times 51,3 = 102,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

По [11, таблиця П 59] (ГОСТ 21424-75) вибираємо пружну втулково-пальцеву муфту, для якої допустимий розрахунковий момент $130\text{Н}\cdot\text{м}$ з внутрішнім діаметром 25мм . Для з'єднання з вихідним валом двигуна використовуємо розточування муфти до 19 мм . Розміри муфти: $D = 120\text{мм}$; $L=125$; $V=4$, число пальців -3 . Напівмуфта під вихідний вал редуктора підлягає розточуванню до діаметра 30мм .

Перевіряємо резинові втулки на зминання поверхні їх дотикання з пальцями за формулою (3.79).

Колова сила, яка передається одним пальцем

$$F_t = \frac{102,6}{0,5 \times 120 \times 10^{-3} \times 4} = 427,5\text{Н} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{427,5}{(14 \times 28) \times 10^{-6}} = 1,09 \times 10^6 \text{Па} \leq [\sigma_{зм}]$$

Умова $\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}] \leq [\sigma_{зм}]$ задовільняється, а отже муфти підібрані вірно.

3.3 Кінематичний розрахунок

По величині розрахованої потужності вибираємо мотор-редуктор марки МЦ2С160-35,5-11-310-Ц-У3 потужністю $P=11\text{ кВт}$ та частотою обертання $n=35,5$ об/хв.

Визначаємо реакції опор (в Н) вала

$$R_a = R_b = \frac{G}{2} \quad (3.78)$$

де G - навантаження на вал в точці С, Н

$$G=S_3+S_4=5810+4860=10670 \quad (3.79)$$

Знайдену величину підставляємо у формулу (3.78)

$$R_a = R_b = \frac{10670}{2} = 5$$

Згинаючий момент (в $H \cdot m$) визначається за формулою

$$M_{зг} = \frac{R_A \cdot L}{2} = \frac{5 \cdot 8}{2} = 4 \quad (3.80)$$

Крутний момент (в $H \cdot m$) розраховується по формулі

$$M_{кр} = 5 \cdot \frac{P_2}{\pi} = 5 \cdot \frac{1 \cdot 0^3}{0} = 6 \quad (3.81)$$

Сумарний момент (в $H \cdot m$)

$$M_{np} = \sqrt{M_{кр}^2 + M_{зг}^2} = \sqrt{6^2 + 4^2} = 4 \quad (3.82)$$

Визначаємо G і $M_{зг}$ на кожній з ділянок

Ділянка 1 $0 \leq x_1 \leq 0,4$ $G_1 = R_A = 5,3 \text{ кН}$ $M_{зг1} = R_A \cdot x_1$, $x_1 = 0$, $M_{зг} = 0$ при $x_1 = 0,4$ $M_{зг1} = 2,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$

Ділянка 2 $0,4 \leq x_2 \leq 0,8$ $G_2 = R_A \cdot G = 5,3 - 10,6 = -5,3 \text{ кН}$ $M_{зг} = R_A \cdot x_2 - G(x_2 - a)$ при $x_2 = 0,8$ $M_{зг2} = 5,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$ при $x_2 = 0,4$ $M_{зг2} = 0$

Визначаємо осьовий момент опору круглого перерізу вала по формулі

$$W_x = \frac{M_{np}}{[\sigma_i]_{-1}} \quad (3.83)$$

де $[\sigma_i]_{-1}$ - допустиме напруження, Па

Допустиме напруження визначається за формулою

$$[\sigma_i]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] \cdot K_\sigma} \quad (3.84)$$

де σ_{-1} - границя міцності при симетричному циклі напружень

$[n] = 2$ - коефіцієнт запасу міцності

$K_\sigma = 1,5$ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Границя міцності (в МПа) при симетричному циклі напружень визначається за формулою

$$\sigma_{-1} = \sigma_\sigma = 3 \cdot 0 = 8 \quad (3.85)$$

де $\sigma_b = 530$ МПа - для вала із сталі Ст 5 [2, ст.358].

Підставивши значення $\sigma_{-1} = 228$ МПа у формулу (3.84) отримаємо

$$[\sigma_i]_{-1} = \frac{8}{2.5} = 6$$

Знайдені величини підставляємо у формулу (3.83)

$$W_x = \frac{M_{np}}{[\sigma_i]_{-1}} = \frac{4}{6 \cdot 0^6} = 5 \cdot 0^{-6}$$

Діаметр вала привідного барабана (в м) визначаємо за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_x}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5 \cdot 0^{-6}}{4}} = 7 \quad (3.86)$$

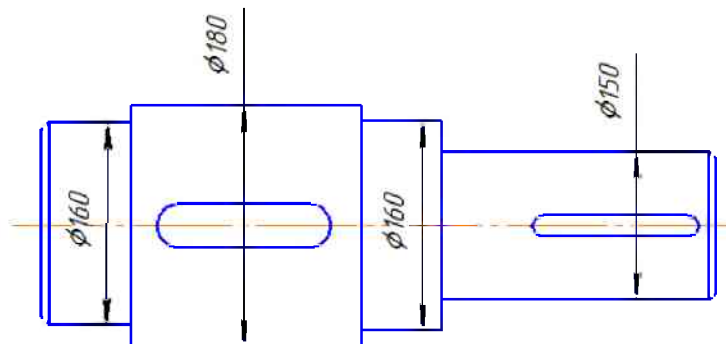
Приймаємо вал діаметром 180 мм

Визначаємо осьовий момент опору круглого перерізу напівмуфти за формулою (3.83)

$$W_x = \frac{6}{6 \cdot 0^6} = 5 \cdot 0^{-6}$$

Діаметр напів муфти визначаємо за формулою (3.86)

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 5 \cdot 0^{-6}}{4}} = 5$$



Встановлюємо між редуктором і привідним барабаном флянцеву муфту. Флянці напівмуфт з'єднані шістьма болтами, три з яких встановлені у отвори без зазору і призначені для передачі крутного моменту, який рівний 2626 Н.м.

Для болтів визначаємо сталь Ст 4, границя текучості $\sigma_T=245\text{МПа}$ [11, с.359]

Допустиме напруження при роботі болта на зріз

$$[\tau_{зр}] = (3) \cdot \sigma_T = (3) \cdot 5 = 6 \quad (3.87)$$

Приймаємо $[\tau_{зр}] = 73,6 \text{ МПа}$

Розрахунковий момент (в $H \cdot m$) визначаємо за формулою

$$M_p = k_p \cdot M_{kp} = 0 \cdot 6 = 2 \quad (3.88)$$

де $k_p = 2,0$ - коефіцієнт режиму роботи для приводу від електродвигуна [2, с.390].,

Напруження на зріз визначається за формулою [10, с.255]

$$\tau_{зр} = \frac{4F_t}{\pi \cdot i \cdot z \cdot d_0^2} \leq [\tau_{зр}] \quad (3.89)$$

Згідно формули визначаємо діаметр d_0 (в м) ненарізаної частини болта при $i=1$, $z=3$ і коловій силі

$$F_t = F_{tp} = \frac{2T_p}{V_0} \quad (3.90)$$

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{T_p}{D_0[\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2}{4 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 0 \cdot 6 \cdot 0^3}} = 3 \cdot 0^{-3} \quad (3.91)$$

Приймаємо болти М18.

Конструктивно підбираємо підшипники роликові радіально упорні ТУ37006162-89 $D=240 \text{ мм}$ $d=160 \text{ мм}$ $b=51 \text{ мм}$

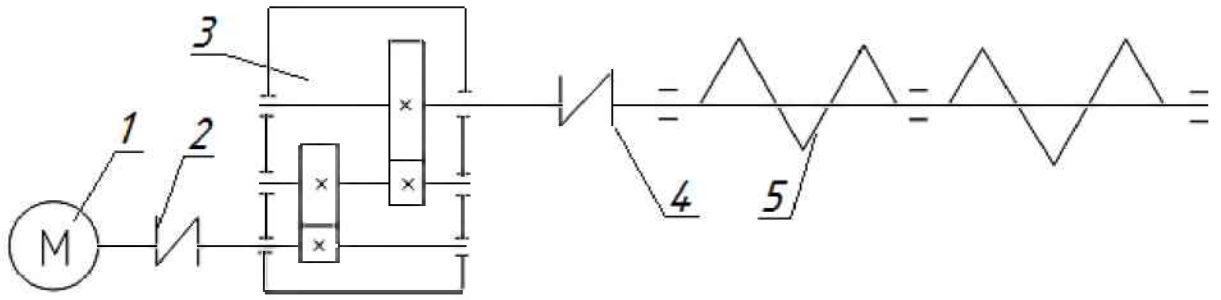


Рисунок 3.3 Кінематична схема гвинтового конвеєра

1. Двигун
2. Муфта
3. Редуктор
4. Муфта
5. Гвинт

Знаходимо передаточне число редуктора гвинтового конвеєра

$$U_p = \frac{n}{n_p} = \frac{1500}{237} = 6,3 \quad (3.92)$$

де: $n=1500$ об/хв - частота обертання двигуна;

$n_p=237$ об/хв. – частота обертання гвинта.

Із стандартного ряду вибираємо передаточне число редуктора $U_p=6,5$. Для безперервного режиму роботи підбираємо редуктор Циліндричний двохступінчастий марки 1Ц2У-100 масою не більше 30 кг, з номінальним крутним моментом на валу 315 Н·м.

Уточнюємо число обертів гвинта (об/хв)

$$n_B = \frac{n}{U_p} = \frac{1500}{6,5} = 230 \quad (3.93)$$

Діюча на гвинт осьова сила ($H \cdot m$) [17, с.354]

$$P_0 = \frac{M_{кр}}{r_0 \times tg(\alpha + \rho)} = \frac{51,3}{0,075 \times tg(18+22)^\circ} = 827 \quad (3.94)$$

де $r_0 = (0,7 \div 0,8) \frac{D}{2} = 0,75 \frac{0,2}{2} = 0,075m$ - радіус, на яко-му прикладена

осьова сила;

α - кут підйому гвинтової лінії;

$$tg\alpha = \frac{t}{1\pi r_0} = \frac{0,16}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,075} = 0,33, \text{ тоді } \alpha = 18 \quad (3.95)$$

ρ - приведений кут тертя переміщуваного вантажу об поверхню гвинта.

$$tg\rho = f_1 = 0,4, \text{ звідки } \rho = 22^\circ$$

Крутний момент на валу гвинта в $(H \cdot m)$, [17,с.356]

$$M_{кр} = 975 \cdot \frac{N_0}{n_b} = 975 \cdot \frac{1,18}{230} = 5,1 \text{ кг} \times \text{м} = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.96)$$

де $n_b=230$ об/хв. – число оборотів гвинта;

Знайдені значення крутного моменту та поздовжньої сили використаємо для розрахунку вала гвинта, який при наявності проміжних підшипників вважаємо розрізним валом з декількома опорами

Визначаємо масу вантажу (кг/м), який транспортується [17,с.356]

$$q = \frac{\Pi}{3,6 \cdot \vartheta} = \frac{20}{3,6 \cdot 0,61} = 9,11 \text{ кг/м} \quad (3.96)$$

де U - швидкість вантажу, $\frac{m}{c}$;

$$\vartheta = \frac{t \cdot n_{гв}}{60} = \frac{0,16 \cdot 30}{60} = 0,61 \text{ м/с} \quad (3.97)$$

Знайдемо силу, яка діє на один виток

$$F_b = q \cdot t = 9,11 \cdot 0,16 = 14,3 \text{ Н} \quad (3.98)$$

де q' - вага, яка переміщується по конвеєру, $\frac{H}{m}$

$$q' = q \cdot g = 9,11 \cdot 9,81 = 89,4 \text{ Н/м} \quad (3.99)$$

Поперечне навантаження, в (Н) на ділянку вала між опорами

$$P_{попер} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot l}{k \cdot D \cdot L} = \frac{2 \cdot 51,3 \cdot 1}{0,8 \cdot 0,2 \cdot 5} = 128,3 \quad (3.100)$$

де $l = 1$ м - відстань між опорами, приймаємо конструктивно.

$L = 5$ м - довжина конвеєра.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІКА, ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Заходи щодо безпечної експлуатації обладнання

Згідно з Законом України "Про охорону праці" роботодавець зобов'язаний створювати у кожному структурному підрозділі та на робочому місці умови праці відповідно до вимог нормативних актів, а також забезпечувати дотримання прав працівників, гарантованих законодавством про охорону праці.

Із цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці на підприємстві, для чого:

- створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які вирішують конкретні питання охорони праці, затверджує інструкції про їхні обов'язки, права і відповідальність за виконання покладених на них функцій;

- розробляє за участю профспілок і реалізує комплексні заходи для дотримання встановлених нормативів з охорони праці, впроваджує прогресивні технології, досягнення науки і техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці тощо;

- забезпечує усунення причин, що викликають нещасні випадки, професійні захворювання, контролює виконання профілактичних заходів, визначених комісіями на основі підсумків розслідування цих причин;

- організовує проведення аудиту охорони праці, лабораторних досліджень умов праці, атестації робочих місць на відповідність нормативним актам з охорони праці в порядку й у терміни, встановлені законодавством, вживає на основі цих підсумків заходи для усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

- розробляє і затверджує положення, інструкції, інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємства і встановлюють правила виконання робіт та поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, робочих місцях

відповідно до державних міжгалузевих і галузевих нормативних актів з охорони праці, забезпечує безкоштовно працівників нормативними актами з охорони праці;

- організовує пропаганду безпечних методів праці.

Роботодавець за свої (підприємства) кошти організовує медичні огляди працівників, зайнятих на важких роботах, роботах зі шкідливими чи небезпечними умовами праці. Медичні огляди проводяться при прийомі на роботу (попередній), протягом трудової діяльності (періодичний), при необхідності проведення професійного відбору, а також щорічно-обов'язковий медичний огляд осіб у віці до 21 року.

Служба охорони праці входить до структури підприємства, організації або установи як одна з основних виробничо-технічних служб.

Організаційна структура системи управління охороною праці на підприємстві (СУОПП) формується на основі діючої на цьому підприємстві структури управління виробництвом і підпорядковується усім властивим їй принципам управління.

Координація робіт у галузі охорони праці здійснюється шляхом розподілу обов'язків і порядком взаємодії осіб, структурних підрозділів і служб, що беруть участь у реалізації задач СУОПП, а також прийняття ними рішень і їх реалізацію. До таких рішень належать накази, розпорядження, вказівки тощо.

Згідно з Законом України "Про охорону праці" служба охорони праці створюється роботодавцем для організації виконання правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, соціально-економічних і лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на запобігання нещасним випадкам, професійним захворюванням і аваріям у процесі праці.

Служба охорони праці вирішує завдання:

- забезпечення фахової підтримки рішень роботодавця з питань охорони праці;

- забезпечення безпеки виробничих процесів, устаткування, будівель і споруд;

- забезпечення працівників засобами індивідуального та колективного захисту;
- професійної підготовки і підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці, пропаганди безпечних методів праці;
- вибору оптимальних режимів праці й відпочинку працівників;
- інформування та надання роз'яснень працівникам підприємства з питань охорони праці.

Перелік шкідливих і небезпечних виробничих чинників у цеху виробництва комбікормів наведено в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Перелік шкідливих і небезпечних виробничих чинників

Джерела виникнення шкідливих і небезпечних виробничих чинників	Шкідливі і небезпечні виробничі чинники
1. Норія Н-20 (4 шт.), Н-10 (1 шт.)	Запиленість, електричний струм, шум.
2. Сепаратор магнітний КМ-500 (2 шт.), БМП-01 (2 шт.)	Електричний струм, підвищений пил.
3. Конвеєр гвинтовий Д 200 (4 шт.), Д-160 (3 шт.)	Шум, вібрація, обертові вузли конвеєра, електричний струм, запиленість.
3. Дозатор ваговий АД-300М(1 шт.)	Запиленість
5. Дробарка молоткова А1-ДМ2Р-22В (2 шт.)	Електричний струм, обертові частини обладнання, вібрація, пил.
6. Змішувач ДСГ-2,0	Електричний струм, обертові частини.
4. Шнек дозуючий Д-160 (2 шт.)	Шум, вібрація, обертові вузли конвеєра, електричний струм, запиленість.

Інструкція з охорони праці при обслуговуванні дробарки

1. Загальні положення

1.1. До роботи на дробильних установках допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, перевірку знань з охорони праці, стажування.

Дробильники повинні мати групу по електробезпеці не нижче II.

1.2. Дробильник після первинного інструктажу на робочому місці повинен протягом 2–15 змін (залежно від стажу, досвіду і характеру роботи) пройти стажування під керівництвом досвідченого кваліфікованого дробильника, який призначається наказом (розпорядженням) по підприємству.

1.3. Дробильник дробильної установки повинен використовувати спецодяг та засоби індивідуального захисту, що передбачені Типовими галузевими нормами: костюм пилозахисний, рукавиці комбіновані, пилозахисні окуляри від механічних пошкоджень, каска, навушники протишумові, гумові килимки для ніг, запобіжний пояс.

1.3. Для обмеження шкідливої дії шуму, пилу, вібрації, високих і низьких температур слід використовувати кабінні ізолюючі уніфіковані, які встановлюються на робочому місці, де не забезпечуються допустимі санітарні норми.

1.5. У місцях розташування дробильних установок розміщують протипожежний щит, обладнаний вуглекислотними вогнегасниками. Крім того, вивішують попереджувальні надписи, знаки безпеки, таблицю попереджувальних сигналів, а також інструкції з охорони праці.

1.6. Дробильні установки повинні бути обладнані системами ліквідації пиловиділення, системою для відсмоктування заповненого повітря) і системами сигналізації (звукової і світлової).

1.4. Силова й освітлювальна проводка в місці встановлення дробарки повинна мати металеві оболонки, що захищають її від механічних пошкоджень.

1.8. Електродвигуни і пускова апаратура мають бути надійно закріплені.

1.9. Необхідно заземлити всі електродвигуни, пускові пристрої та механізми дробильних установок, які можуть опинитись під напругою.

1.10. Всі пускові пристрої управління механізмами повинні мати написи про їх призначення.

1.11. Передпускову перевірку і пуск електродвигунів необхідно проводити в діелектричних рукавицях.

1.12. Дробильнику забороняється доручати будь-кому пуск, зупинку і обслуговування дробарки.

1.13. Перебування сторонніх осіб у зоні роботи дробильної установки заборонено.

1.13. Забороняється під час роботи знімати пилозахисні кожухи з машин і механізмів.

1.15. Дробарки та пов'язані з ними технологічним процесом агрегати та механізми (живильник, грохоти, бункери, течки) повинні бути обладнані аспіраційною системою.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи:

2.1. Перед початком роботи дробильник повинен надіти спецодяг, застебнути рукава куртки, волосся прибрати під головний убір. Заправити одяг необхідно так, щоб не звисали його краї.

2.2. Дробильник повинен оглянути механізми і визначити:

– справність захисного заземлення корпусів електродвигунів, пускових пристроїв і механізмів;

– наявність мастила в системі мащення, справність систем охолодження, аспірації;

– стан пасових і ланцюгових передач та їх натяг;

– ступінь спрацьованості дробильних елементів;

2.3. Забороняється робота на несправному обладнанні, користування несправними пристроями та інструментами.

3. Вимоги безпеки під час виконання роботи

3.1. Під час роботи дробильник повинен проводити пуск дробильної установки через 1–2 хв. після подавання загального сигналу.

3.2. Експлуатація дробарки проводиться відповідно до діючої інструкції заводу-виробника.

3.3. Під час ведення технологічного процесу дробильник повинен:

– утримувати в робочому стані дробарку, живильники та конвеєри, які подають сировину або матеріали, та забезпечувати їх безперебійну роботу;

- проводити тільки заданий технологічний процес подрібнення;
- регулювати подачу сировини ;
- слідкувати за сигналами та подавати потрібні сигнали по веденню технологічного процесу, мати постійний зв'язок з суміжними дільницями;
- не допускати присутності сторонніх осіб у робочій зоні;
- керувати підйомно-транспортним устаткуванням при стропуванні та вийманні сторонніх предметів із дробильної камери.

3.3. Дробильник мусить:

- подавати сировину в дробарку тільки після набрання електродвигуном повних обертів;
- не допускати попадання на конвеєр і дробарку сторонніх предметів.

3.5. Забороняється робота на дробарці при:

- відсутності запобіжних пристроїв;
- ослабленні шпонок у зубчастих коліс, шківів або маховиків, а також ослабленні кріпильних болтів;
- пошкодженні пружини натягу у шокових дробарок;
- утворенні тріщини і відколів станини, подрібнювальних плит та інших деталей;
- порушенні стійкості дробарки і підвищенні вібрації.

3.6. При веденні технологічного процесу подрібнення забороняється:

- підтягати та поправляти болти, пружини та інші деталі;
- регулювати розмір розвантажувальної щілини;
- знімати та установлювати огорожі;
- надягати або знімати паси передач;
- змащувати підшипники вручну;
- виконувати очищення дробарки та прибирання робочого місця;
- проштовхувати та витягати під час дроблення сторонні предмети, що заклинцювались. Для цього необхідно користуватися тільки спеціальними пристроями, не допускаючи використання випадкових предметів. Такі роботи дозволяється виконувати тільки після повної зупинки дробарки і суміжних з нею

агрегатів, відключених від електромережі силових установок, при знятих електромонтером запобіжниках або вилучених вилках розриву пускових пристроїв. На пускових пристроях необхідно вивісити плакат “Не вмикати – працюють люди!”.

3. Вимоги безпеки після закінчення роботи

3.1. По закінченні роботи дробильник повинен:

- не виробляючи матеріал з бункера, зупинити живильник, виробити матеріал у камері подрібнення і зупинити дробарку. Потім відключити конвеєр,;
- очистити і оглянути механізми дробильної установки, перевірити кріплення її вузлів і деталей;
- упорядкувати робоче місце, проходи і підходи.

3.2. Після очищення, огляду і усунення несправностей дробильної установки необхідно, при потребі, змастити всі її вузли та агрегати, які не входять у систему централізованого мащення.

3.3. При роботі дробильної установки в дві і більше змін дробильник повинен інформувати свого змінника про технічний стан усіх вузлів і деталей установки, допоміжного і транспортного обладнання, а також про розпорядження, які надійшли, зробивши відповідні записи у змінному журналі.

5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

5.1. В разі раптової зупинки дробарки необхідно негайно виключити електродвигун.

5.2. При порушенні сигналізації дробильник повинен припинити роботу і про причину зупинки доповісти майстру.

Розрахунок інтегральної оцінки важкості праці в цеху виробництва комбікормів.

На основі «Карти умов праці» на робочому місці машиніста дробильних установок діють наступні шкідливі виробничі чинники:

- пил фіброгенної дії – $10,9 \text{ мг/м}^3$

(згідно норми $4,0 \text{ мг/м}^3$), час дії 70 хв = 14,5 %

- шум (еквівалентний рівень за зміну) – 82 дБА, час дії 480 хв = 100 %
- робоча поза (перебування у нахиленому положенні до 30 °) -38% (згідно норми до 26%), час дії 55 хв = 1,5 %

Згідно «Критеріїв оцінки елементів умов праці» оцінка вищевказаних елементів умов праці в балах наступна:

- пил фіброгенної дії – 4,0 бали
- шум (еквівалентний рівень за зміну) – 4,0 бали
- робоча поза - 2,0 бали

З урахуванням часу дії перелічених чинників, їх фактичне значення становитиме:

$$X_1 = 4,0 \cdot \frac{14,5}{100} = 0,58 \text{ бала}$$

$$X_2 = 4,0 \cdot \frac{100}{100} = 4 \text{ бали}$$

$$X_3 = 2,0 \cdot \frac{11,5}{100} = 0,23 \text{ бала}$$

Загальна інтегральна оцінка важкості праці визначається за формулою:

$$I_6 = \left[x_{\text{визн.}} + \sum x_i \times \frac{6 - x_{\text{визн.}}}{(n-1) \times 6} \right] \times 10 \quad (4.1)$$

де $x_{\text{визн.}}$ – визначальний елемент, який отримав найбільше балів

$\sum x_i$ – середня арифметична сума всіх біологічно значимих елементів без врахування $x_{\text{визн.}}$

n - загальна кількість чинників

На основі отриманих даних розраховується інтегральна бальна оцінка за формулою 4.1

$$I_6 = \left[4,0 + 0,81 \times \frac{6 - 4,0}{(3-1) \times 6} \right] \times 10 = 41,4 \text{ балів}$$

Згідно з Гігієнічною класифікацією умов праці робоче місце машиніста дробильних установок відноситься до III класу.

Рекомендації щодо покращення умов праці:

1. Вдосконалення організації робочих місць;
2. Оптимізація темпу роботи;
3. Оптимізація режиму праці та відпочинку;
4. Чергування робіт, що вимагають участі різних аналізаторів (слуху, зору, дотику та ін);
5. Чергування робіт, що вимагають переважно розумових навантажень з роботами фізичними;
6. Чергування робіт різної складності та інтенсивності;
7. Попередження і зниження монотонності праці шляхом підвищення змістовності праці;
8. Ритмізація праці (робота за графіком з зниженою на 10-15% навантаженням в першій і останній годинник робочої зміни);

4.2. Охорона навколишнього середовища

Джерелами забруднення повітря є токсичні речовини, що виділяються під час пожежі.

Димові труби потрапляють безпосередньо в повітря, що сприяє забрудненню та пошкодженню озонового шару. Оскільки в даному об'єкті вода щоденно використовується для господарських потреб, але миючих засобів немає, це необхідно, оскільки вода потрапляє в каналізаційну мережу, де очищується за допомогою фільтрів.

У разі пожежі вода зі сміттям і відкладеннями (шлак, перегоріла тріска, сажа) потрапляє в каналізацію і частково витікає назовні об'єкта, тобто. Х. на земну поверхню, де поглинається і забруднює верхній шар земної кори. У плані укріплення та захисту ґрунту можна вжити заходів у разі витоку води під час пожежі. Правильним рішенням буде заощення приміщення об'єкта асфальтом і бетоном або спрямування стоків в окремі ємності для очищення.

Забруднення навколишнього середовища може статися внаслідок аварій, пожеж і вибухів. У разі аварії можуть бути пошкоджені будівельні конструкції та об'єкти комунального господарства, що призведе до погіршення екологічного стану. Інші види пошкоджень виникають при пожежах і вибухах. Так, під час пожежі утворюється багато диму, підвищується температура навколишнього середовища, змінюється склад повітря, погіршується стан насаджених гірських масивів, уражається літосфера, живі організми тощо. При вибуху є можливість пошкодження прилеглих предметів і людей.

Більшу загрозу довкіллю становлять пожежі та вибухи, які можливі в цьому бізнесі. Під час пожежі в повітря виділяється велика кількість диму, який негативно впливає на біосферу, тобто збільшується в повітрі кількість токсичних речовин, які руйнують компоненти кисню і осідають з опадами, також на земній поверхні спостерігається підвищення температури, що в свою чергу впливає на навколишнє середовище і людину, викликаючи опіки різного роду градусів (ультрафіолет). Вплив температури на навколишнє середовище теж є негативним фактором, тому що при підвищенні температури це має свій вплив нерухоме майно на будинки та благоустрій, які розташовані на території.

Згоряння атмосферного кисню під час пожежі є одним із основних факторів екологічної небезпеки, оскільки вони безпосередньо впливають на стан навколишнього середовища. Коли вміст кисню в повітрі падає до 14-16%, у людини, яка знаходиться цьому середовищі виникає запаморочення, він може відчувати втрати свідомості, а потім смерть. За довідковими даними для повного згоряння 1 кг зерна і зернового пилу при вологості 20% потрібно близько 3,6 м³ повітря, при цьому виділяється 4 м³ продукти горіння. АТ

4.3. Розрахунок економічної ефективності від провадження діяльності

Вихідні дані

Даним дипломним проектом передбачено проект потокової лінії виробництва комбікормів з розробкою молоткової дробарки продуктивністю 6 т/год.

Вихідні дані для розрахунку передбачені завданням і зібрані на ТОВ «Лохвицький комбікормовий завод» приведені в таблиці 8.1

Таблиця 8.1 Вихідні дані

Показники	Кількість
Вартість придбання запроєктованої молоткової дробарки для зерна А1-ДМ2Р-22В, грн.	45000
Вартість придбання порівнювальної молоткової дробарки для зерна А1-ДМ2Р-75М, грн.	49500
Норма амортизаційних відрахувань, % від вартості обладнання	15
Річний фонд роботи обладнання, діб.	240
Потужність двигунів на обладнанні, кВт*год:	
- Базовий варіант	75
- Розрахунковий варіант	75
Тариф за 1 кВт*год., грн.	1,03
Коефіцієнт використання обладнання	0,8
Кількість робочих змін	2
Амортизаційні відрахування, % до вартості обладнання	15,0
Витрати на поточний ремонт, % від суми амортизації	50,0
Транспортні витрати, % до вартості придбання обладнання	5,0
Заготівельно-складські витрати, % до вартості придбання обладнання	1,25
Проектні роботи, % до вартості придбання обладнання	4,0
Монтажні роботи, % до вартості придбання обладнання	20,0
Продуктивність обладнання, т/год.:	
- Базовий варіант	5,0
- Розрахунковий варіант	6,0
Тривалість зміни, год.	12

Розрахунок одноразових капітальних витрат

Вартість придбання обладнання визначається за формулою

$$K = K_O + K_T + K_C + K_{\text{ПР}} + K_M \quad (4.1)$$

де K_0 - вартість придбання обладнання

базовий варіант: $K_1 = 49500$ грн; розрахунковий варіант: $K_2 = 45000$ грн.

K_T - транспортні витрати (5% від вартості обладнання)

$$K_T = K_0 \cdot 0,05 \quad (4.2)$$

базовий варіант $K_{T1} = 49500 \cdot 0,05 = 2475$ грн;

розрахунковий варіант $K_{T2} = 45000 \cdot 0,05 = 2250$ грн.

K_C - заготівельна складність (1,25% від вартості обладнання)

$$K_C = K_0 \cdot 0,0125 \quad (4.3)$$

базовий варіант $K_{C1} = 49500 \cdot 0,0125 = 618,75$ грн.

розрахунковий варіант $K_{C2} = 45000 \cdot 0,0125 = 562,5$ грн.

$K_{ПР}$ - проекти роботи (4% від вартості обладнання)

$$K_{ПР} = K_0 \cdot 0,04 \quad (4.4)$$

базовий варіант $K_{ПР1} = 49500 \cdot 0,04 = 1980$ грн.

розрахунковий варіант $K_{ПР2} = 45000 \cdot 0,04 = 1800$ грн.

K_M - монтажні роботи (20% від вартості обладнання)

$$K_M = K_0 \cdot 0,2 \quad (4.5)$$

базовий варіант $K_{M1} = 49500 \cdot 0,2 = 9900$ грн.

розрахунковий варіант $K_{M2} = 45000 \cdot 0,2 = 9000$ грн.

Підставляємо дані у формулу (4.1)

базовий варіант $K_1 = 49500 + 2475 + 618,75 + 1980 + 9900 = 64473,75$ грн.

розрахунковий варіант $K_2 = 45000 + 2250 + 562,5 + 1800 + 9000 = 58612,5$ грн.

Розрахуємо річний обсяг виробництва:

$$Q = q \cdot n_{зм} \cdot t_{зм} \cdot P_{п} \cdot k \quad (4.6)$$

де q - годинна продуктивність дробарки, т;

$n_{зм}$ – кількість робочих змін;

$t_{зм}$ – тривалість роботи обладнання за зміну, год.;

$P_{п}$ - робочий період, діб.

k – коефіцієнт використання обладнання

$$Q_1 = 5 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 240 \cdot 0,8 = 23040 \text{ т}$$

$$Q_2 = 6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 240 \cdot 0,8 = 27648 \text{ т}$$

Визначимо питомі капітальні вкладення на 1 т

$$K_{п} = \frac{K}{Q} \quad (4.7)$$

базовий варіант $K_{п1} = \frac{64473,75}{23040} = 2,798 \text{ грн.}$

розрахунковий варіант $K_{п2} = \frac{58612,5}{27648} = 2,119 \text{ грн.}$

Розрахунок зміни поточних витрат

Витрати електроенергії:

$$V_{ЕЛ.} = \frac{(N_{ДВ} * T * K_{ЕВ} * K_{ИТ} * Ц_{Е})}{\cos} \quad (4.8)$$

де $N_{ДВ}$ - сумарна потужність вилучених встановлених або вилучених двигунів;

$$N_{ДВ1} = 75 \text{ кВт.}$$

$$N_{ДВ2} = 75 \text{ кВт.}$$

T - час роботи двигуна;

$$T = 12 * 2 * 240 = 5760 \text{ год.}$$

$K_{ЕВ}$ - коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі заводу; $K_{ЕВ} = 1,06$.

$K_{ИТ}$ - коефіцієнт використання потужності устаткування; $K_{ИТ} = 0,8$.

\cos - коефіцієнт корисної дії електродвигуна; $\cos = 0,9$.

Отже, витрати електроенергії:

базовий варіант $V_{ЕЛ.1} = \frac{75 \cdot 5760 \cdot 1,06 \cdot 0,8 \cdot 1,03}{0,9} = 419251,2$ грн.

на 1т $419251,2/23040=18,197$ грн.

розрахунковий варіант $V_{ЕЛ.2} = \frac{75 \cdot 5760 \cdot 1,06 \cdot 0,8 \cdot 1,03}{0,9} = 419251,2$ грн.

на 1т $419251,2/27648=15,164$ грн.

Витрати на амортизацію обладнання:

$$A = \frac{\Phi \cdot H_A}{100} \quad (4.9)$$

де Φ - вартість обладнання; $\Phi = K$

H_A - річна норма амортизаційних відрахувань; $H_A = 15\%$

базовий варіант $A_1 = \frac{64473,75 \cdot 15}{100} = 9671,063$ грн. на 1т $9671,063/23040=$

$0,419$ грн.

розрахунковий варіант $A_2 = \frac{58612,5 \cdot 15}{100} = 8791,875$ грн. на 1т

$8791,875/27648= 0,318$ грн.

Витрати на поточний ремонт:

$$V_{П.Р.} = A \cdot 0,5 \quad (4.10)$$

базовий варіант $V_{П.Р.1} = 9671,063 \cdot 0,5 = 4835,532$ грн. на 1т $4835,532/23040=$
 $0,209$ грн.

розрахунковий варіант $V_{П.Р.2} = 8791,875 \cdot 0,5 = 4395,938$ грн. на 1т
 $4395,938/27648= 0,159$ грн.

Витрати по змінних статтях калькуляції приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Витрати по змінних статтях калькуляції

Статті витрат	Базовий варіант	Розрахунковий варіант	Зміни
Витрати електроенергії	18,197	15,164	-3,033
Амортизація обладнання	0,419	0,318	-0,101
Витрати на поточний ремонт	0,209	0,159	-0,05
Всього	18,825	15,641	-3,184

Визначення основних показників економічної ефективності

Визначимо річний економічний ефект за формулою

$$E_p = ((C_1 + E_n \cdot K_{п1}) - (C_2 + E_n \cdot K_{п2})) \cdot Q_2 \quad (4.11)$$

де C_1 ; C_2 - собівартість продукції відповідно базовий і розрахунковий варіант;

$K_{п1}$; $K_{п2}$ – питомі капітальні вкладення відповідно базовий і розрахунковий варіант;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності; $E_n = 0,15$;

Q_2 – розрахунковий обсяг виробництва продукції.

$E_p = ((18,825 + 0,15 \cdot 2,798) - (15,641 + 0,15 \cdot 2,119)) \cdot 27648 = 90847,18$ грн. =
90,85 тис.грн.

ВИСНОВКИ

У ході виконання роботи за темою молоткової дробарки було проведено дослідження основних аспектів її конструкції, виконано розрахунки та проаналізовано ефективність різних елементів обладнання. На основі отриманих результатів зроблено наступні висновки:

Розроблена конструкція молоткової дробарки відповідає сучасним вимогам до подрібнювального обладнання, забезпечуючи високу продуктивність та якість дроблення матеріалів. Оптимальне розташування та форма молотків сприяють рівномірному розподілу навантаження та зниженню зношуваності робочих елементів.

Проведений конструктивний розрахунок підтвердив, що матеріали, використані для виготовлення дробарки, мають достатню міцність для роботи в умовах високих механічних навантажень. Особлива увага приділена вузлам кріплення молотків, що гарантує їх довговічність та мінімізацію часу на технічне обслуговування.

Аналіз конструкції показав, що використання енергозберігаючих елементів, таких як оптимізована форма ротора і правильно підібрані режими роботи, дозволяє зменшити енергоспоживання дробарки без втрати продуктивності.

Досліджено вплив параметрів конструкції на можливість подрібнення матеріалів з різними фізико-механічними властивостями. Регулювання швидкості обертання ротора і зміна конфігурації сит забезпечують універсальність роботи дробарки.

Рекомендації щодо вдосконалення

Покращення системи охолодження для підвищення стійкості вузлів до теплового навантаження.

Впровадження системи автоматизації для контролю режимів роботи, що підвищить точність регулювання процесу подрібнення.

Оптимізація розташування молотків для зниження рівня шуму під час роботи.

Загалом, проведений аналіз та розрахунки доводять доцільність використання розробленої конструкції молоткової дробарки для промислового подрібнення матеріалів. Впровадження даної технології сприятиме підвищенню ефективності виробничих процесів та зменшенню експлуатаційних витрат.

