

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОЗАТОРА СИПУЧИХ
КОРМІВ ПОТОКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЛІНІЇ КОРМОЦЕХУ ВРХ**»

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62

Спеціальності 208 „Агроінженерія”

(шифр і назва)

Сергій ГРЕНЮХ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Степан ХІМКА

(ім'я та прізвище)

ДУБЛЯНИ 2024

УДК 631.223.2.01.

РЕФЕРАТ

«Обґрунтування параметрів дозатора сипучих кормів потоково-технологічної лінії кормоцеху ВРХ». – Гренюх С.В. – Кваліфікаційна робота. Кафедра автомобілів та тракторів. - Дубляни, -Львівський НУП, 2024. 64 с. текст. 5 част. 20 рис., 2 табл., бібл. 21.

Приведено аналіз стану питання дозування комбікормів, класифікацію і характеристики дозаторів; обґрунтовано доцільність розробки вібраційного дискового дозатора, і запропоновано його конструктивне виконання. Проведено розрахунок конструктивних і технологічних параметрів вібраційного дискового дозатора.

Розроблено систему автоматичної роботи і приводу запропонованого дозатора.

Розроблені заходи по охороні праці.

Проведено техніко економічне обґрунтування проекту.

Ключові слова: вібраційний дисковий дозатор, комбікорм, критерій, електромагнітний привід, оптимізація.

Зміст

ВСТУП	6
1. СТАН ПИТАННЯ ДОЗУВАННЯ СИПУЧИХ КОРМІВ	9
1.1. Технології годівлі тварин	9
1.2. Обґрунтування конструктивної схеми	12
1.3. Критерії корисності дозаторів і їх аналіз за критеріями	20
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОЗАТОРА	25
2.1. Вибір конструктивної схеми	25
2.2. Розрахунок технологічних і конструктивних параметрів	32
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ КОРМОЦЕХУ І АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ	39
3.1. Параметри кормоцеху	39
3.2. Розробка функціональної схеми привода енергоощадного вібраційного дозатора	41
3.3. Розробка і розрахунок електричної схеми дозатора	42
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	52
4.1. Моделювання процесів виникнення аварій і травм	52
4.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм	53
4.3. Запобігання небезпечним ситуаціям	55
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ	57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	63

Вступ

Україна має значний потенціал для розвитку тваринництва завдяки сприятливим природно-кліматичним умовам, що створює базу для виробництва високоякісної продукції та її експорту на зовнішні ринки. Водночас, інтеграція аграрного сектору в глобальну економіку можлива лише за умови забезпечення конкурентоспроможності продукції. Цього можна досягти через зростання якості та зниження собівартості, що вимагає впровадження новітніх технологій, автоматизації та механізації виробничих процесів.

Тваринництво є однією з ключових галузей сільського господарства, перетворюючи малоприсадатну для харчування продукцію рослинництва у високоцінні продукти, такі як м'ясо, молоко, яйця, а також сировину для текстильної та легкої промисловості. У західному регіоні України частка тваринництва у структурі валового сільськогосподарського виробництва становить близько 50%. Гармонійне поєднання з рослинництвом утворює замкнуту біотехнічну систему, ефективність якої залежить від розвитку всіх її компонентів.

Проте рівень механізації та автоматизації в Україні залишається низьким порівняно з розвиненими країнами. Застарілий парк техніки, недосконалість обладнання, невідповідність сучасним технологічним та фізіологічним вимогам, а також недостатня увага до генетичного потенціалу тварин та організації виробничих процесів стримують розвиток галузі. Це спричиняє високі енерговитрати, низьку продуктивність праці та обмежує можливості інтенсифікації виробництва[14].

Для подолання цих викликів необхідно розвивати матеріально-технічну базу, вдосконалювати кормову базу, оптимізувати раціони годівлі за поживністю та вартістю, впроваджувати інтегровані технології утримання та обслуговування тварин. Підвищення ефективності можливе за рахунок комплексної механізації, що дозволить знизити частку ручної праці, а також

через застосування сучасних потоково-технологічних ліній, які забезпечують автоматизацію всіх етапів виробництва.

Серед важливих кроків для розвитку галузі слід виділити виведення нових високопродуктивних порід тварин, адаптованих до машинних технологій, удосконалення умов утримання, використання енергоефективних технологій, створення сучасних машин і обладнання, здатних забезпечувати високі стандарти виробництва. Зокрема, дрібні тваринницькі господарства можуть досягти значної економії через застосування комбінованих і конвеєрних технологій, які оптимізують використання ресурсів і підвищують продуктивність.

Реконструкція існуючих підприємств та їх технічне переоснащення дозволять ефективніше використовувати капіталовкладення, знижувати витрати енергії та кормів, мінімізувати втрати продукції, забезпечуючи високий рівень якості та стабільність виробничих процесів. Розвиток тваринництва на основі науково-технічного прогресу є важливим фактором зміцнення аграрного сектору та підвищення його конкурентоспроможності в умовах сучасної ринкової економіки.[11].

1. Стан питання дозування сипучих кормів

1.1. Технології годівлі тварин

Для досягнення високої ефективності у виробництві продукції тваринництва в умовах інтенсивних технологій годування тварин має базуватися на використанні повнораціонних кормових сумішей, які збалансовані за поживністю, хімічним складом і оптимізовані за вартістю. Це сприяє кращому засвоєнню кормів, їх економії, підвищенню рівня механізації, скороченню трудових витрат і спрощенню використання технічних засобів. У сучасному тваринництві передбачається створення ефективних потокових систем для приготування кормів, оснащених сучасним обладнанням для комплексної механізації та автоматизації процесів. До прикладів таких систем належать комбікормові цехи ОКЦ і ОЦК або обладнання для виробництва вологих кормових сумішей для корів.

Кормові суміші поділяють за вологістю на декілька типів: сухі (до 20%), зволожені (20-40%), вологі розсипні (40-60%), напіврідкі (60-80%) та рідкі (понад 80%). Їх приготування має здійснюватися відповідно до рецептури із суворим дотриманням дозування інгредієнтів залежно від їх вартості та вмісту в раціоні. Наприклад, при приготуванні вологих кормів точність дозування комбікормів має становити 5%, грубих кормів – 15%. Для комбікормів граничне відхилення від рецептури не повинно перевищувати 1,5%, для соковитих кормів – 3,5%, рідких – 2,5%, а для мінеральних добавок – 1,0%. Неоднорідність розподілу інгредієнтів у суміші допускається в межах, що удвічі перевищують норму відхилення при дозуванні.

На молочних фермах велика рогата худоба може утримуватися за прив'язною, безприв'язною або конвеєрною технологіями, що визначає особливості її годівлі. У прив'язному утриманні тварини перебувають у приміщеннях взимку, маючи доступ до вигульних майданчиків, а влітку – до вигульно-кормових дворів чи літніх таборів. Цей підхід враховує

індивідуальні потреби тварин, забезпечує раціональне використання кормів і може підвищувати продуктивність, проте вимагає більших затрат праці через індивідуальне обслуговування.

Безприв'язне утримання дозволяє значно скоротити витрати праці на виробництво молока і м'яса за рахунок ефективного використання механізованих систем для роздачі кормів, доїння та видалення гною. У такому режимі тварини перебувають без прив'язі цілий рік і мають доступ до вигульно-кормових майданчиків, обладнаних годівницями, автонапувалками та навісами для грубих кормів. Цей підхід є економічно вигіднішим, проте може знижувати продуктивність худоби. [25]

Конвеєрний спосіб утримання худоби поєднує переваги прив'язного методу, усуваючи при цьому недоліки безприв'язного. У цьому випадку тварини залишаються на прив'язі або в спеціальних пересувних станках-візках. Основна перевага цього способу полягає в організованості: тварини в чітко визначений час і послідовність направляються до місць обслуговування, що сприяє формуванню умовного рефлексу і стабільного поведінкового стереотипу. Такий метод дозволяє застосовувати автоматизовані системи для управління виробничими процесами, зокрема обліку продуктивності та програмованого дозування кормів, що суттєво зменшує трудові витрати.

Для досягнення максимальної продуктивності корів використовують індивідуалізовані технології годування, які базуються на врахуванні їх продуктивності. Кожній корові виділяють певну дозу комбікорму відповідно до її продуктивності. Дозування комбікормів є одним із ключових етапів у технології годівлі, оскільки потребує високої точності через значну вартість концентрованих кормів і їхній вплив на продуктивність худоби та собівартість продукції. Індивідуальний підхід до дозування концентрованих

кормів дозволяє досягти оптимального рівня продуктивності тварин і зменшити витрати комбікормів.

У сучасних раціонах комбікорми становлять від 25 до 40% загального обсягу кормів. До складу концентрованих кормів входить від 5 до 12 основних компонентів, переважно подрібнене зерно різних культур, а також до 30 видів мікродобавок, зокрема амінокислоти, вітаміни, мікроелементи, антибіотики, біостимулятори та лікувально-профілактичні засоби. Це забезпечує збалансованість раціону, необхідну для високої продуктивності тварин. [22]

Дозування – це процес точного відмірювання певної кількості матеріалу за одиницю часу. У процесі експлуатації дозатори повинні виконувати низку важливих функцій. По-перше, вони повинні забезпечувати подачу матеріалу в заданій кількості з необхідною точністю. Ця задача може бути вирішена трьома способами:

- без обмеження часу видачі, з максимально швидкою видачею або у чітко визначений проміжок часу.
- дозатори мають забезпечувати неперервний потік матеріалу, що дозволяє підтримувати стабільну продуктивність протягом визначеного періоду. [5]
- забезпечити заданий розхід одного із основних складників суміші

1.2. Обґрунтування конструктивної схеми дозатора

- У практиці приготування кормів застосовуються два основні методи дозування: ваговий і об'ємний. Кожен із них може бути реалізований у порційному або безперервному режимі. При порційному дозуванні кожен порцію корму визначеної ваги або об'єму, відповідно до дози, відбирають і подають до порційного змішувача для подальшого перемішування. У разі безперервного

дозування компоненти подаються безперервними потоками у співвідношеннях, що відповідають рецептурі, і перемішуються в потоці.

- Дозатори класифікують за кількома критеріями. Залежно від типу робочого органу вони поділяються на барабанні, тарілчасті (дискові), гвинтові (шнекові), стрічкові (транспортні), штангово-скребкові, плунжерні (поршневі), шибєрні, барабано-штифтові, грейферні та ланцюгові. За типом приводу дозатори можуть бути механічними, електричними, гідравлічними, пневматичними або комбінованими.
- Залежно від способу керування дозатори поділяються на два види: з автоматичним керуванням, яке забезпечується мікропроцесорними системами, та з ручним керуванням. За призначенням і видом корму дозатори також класифікуються на кілька основних груп, що враховують специфіку їх використання.
- дозатори сипких матеріалів (рис 1.2.1) – зерна, комбікормів, мінеральних добавок і інше;
- дозатори слабо сипких зв'язних кормів (рис.1.2.2.) – подрібнених грубих кормів, силосу, сінажу і інше;
- дозатори рідких добавок і поживних розчинів (рис.1.2.3.) – меляси з карбамідом, різноманітних розчинів.

Дозатори першої групи працюють разом із бункерами, використовуючи силу тяжіння для подачі сипких матеріалів. За конструкцією вони поділяються на тарілчасті, шнекові, стрічкові, скребкові, коливальні та інші. Дискові тарілчасті дозатори забезпечують стабільну і точну подачу сухих сипких матеріалів при низькій продуктивності від 0,1 до 0,7 тонн на годину, тому їх використовують у лініях приготування білково-мінеральних добавок або в кормоцехах малої продуктивності до 15 тонн на годину. Гвинтові

шнекові дозатори здатні обслуговувати більш потужні лінії, проте їх точність подачі є обмеженою.

Друга група дозаторів представлена нагромаджувачами-живильниками, які працюють зі слабо сипкими, зв'язними матеріалами. Вони забезпечують приймання матеріалу з транспорту, накопичення та регульовану подачу силосу, сінажу, подрібненої соломи або сіна в технологічні лінії. Такі пристрої часто використовують для заготівлі кормів, наприклад, для подачі подрібненої зеленої маси до сушильних установок, пневмозавантажувачів сінажних башт або до сховищ із трав'яною січкою для досушування.

До третьої групи належать дозатори-мірники, об'ємні лічильники і дозувальні насоси. У перших двох типах використовується порційний спосіб дозування рідин і розчинів, що робить їх придатними для технологічних ліній із періодичними змішувачами.

Дозатори-мірники виконуються у формі циліндричних резервуарів із конічним дном, об'єм яких попередньо вивіряється. Точність видачі дози контролюється за допомогою спеціальних шкал. Об'ємні лічильники використовуються для вимірювання обсягу рідини, що проходить через них, із застосуванням рухомих деталей. Гравітаційні дозатори мають форму бункерів із регульованою щілиною для висипання матеріалу. Вони прості в конструкції та застосовуються переважно для легко сипучих матеріалів(рис. 1.2.4.).

Витікання сипучих матеріалів із отворів бункерів поділяється на три основні типи. При нормальному витіканні матеріал рухається у вигляді стовпа, розташованого над отвором. Гідравлічне витікання відбувається, коли весь сипучий матеріал переміщується вниз подібно до рідини. У випадку з боковим вивантаженням матеріал витікає через бокову частину бункера.

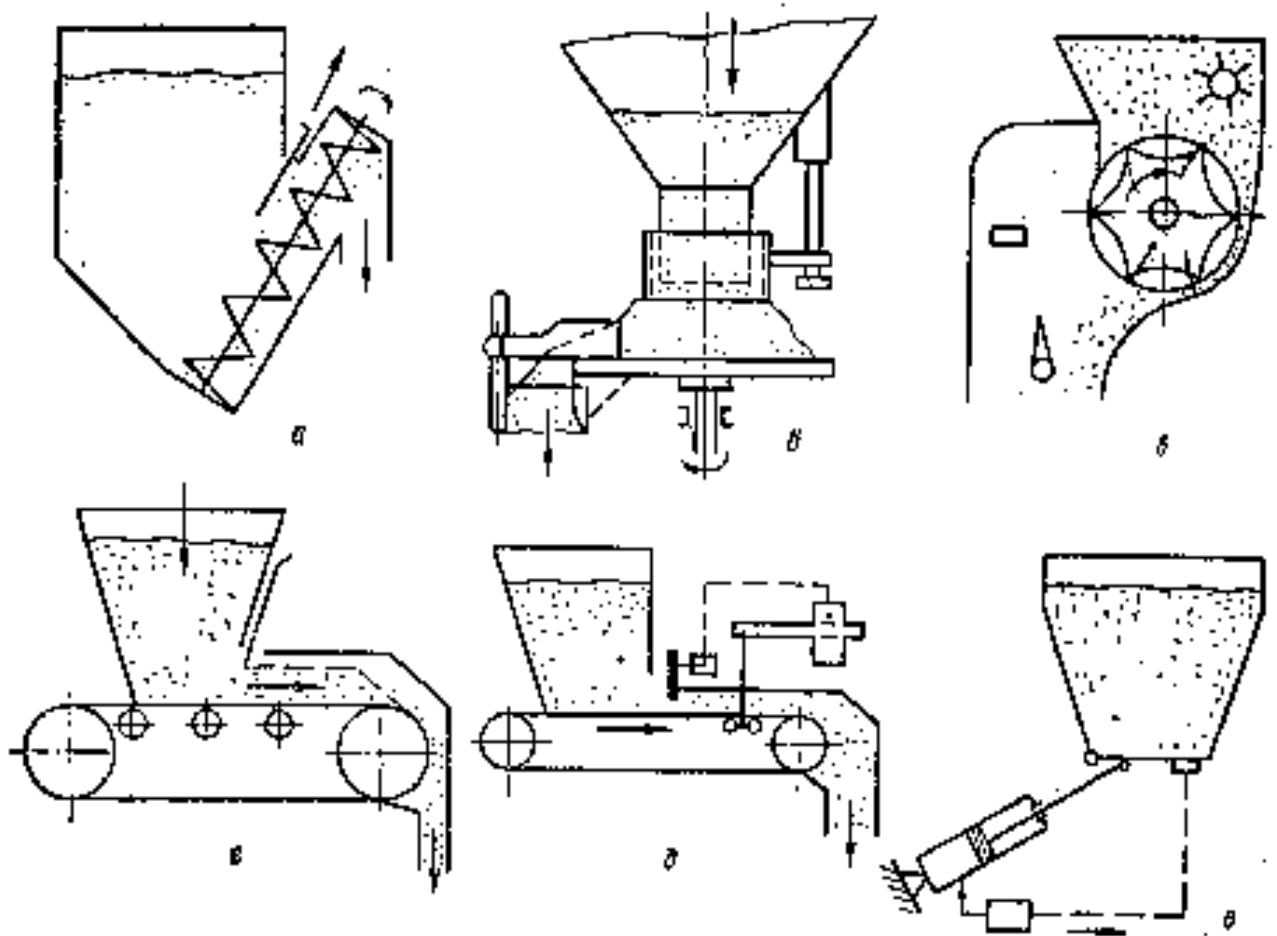


Рис.1.2.1. Функціональні схеми дозаторів сипучих матеріалів.

а) шнековий; б) дисковий; в) барабанний; г, д) стрічкові; е) порційний.

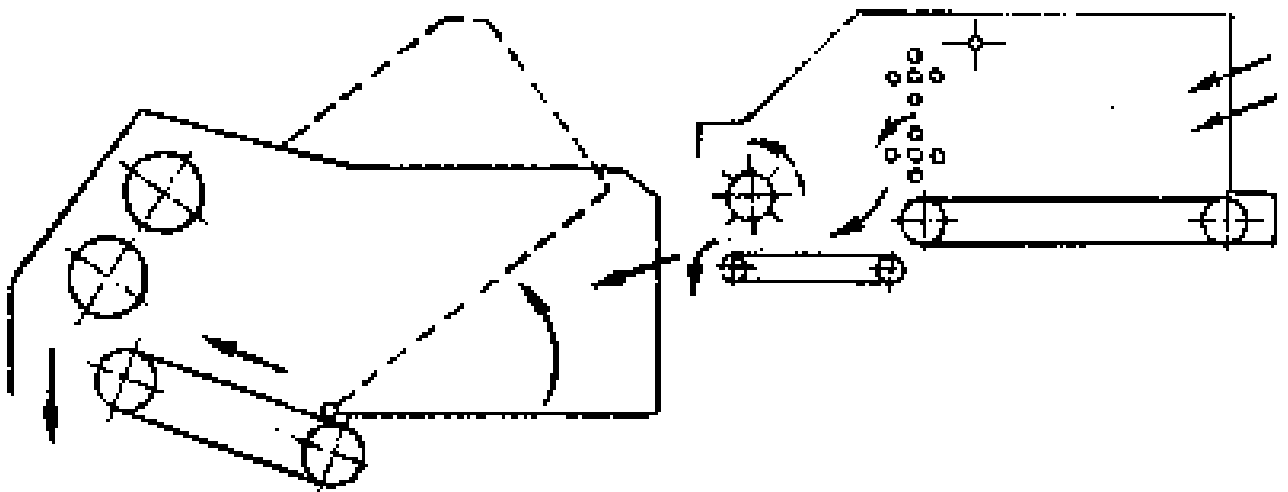


Рис.1.2.2. Функціональні схеми дозаторів подрібнених стеблових кормів.

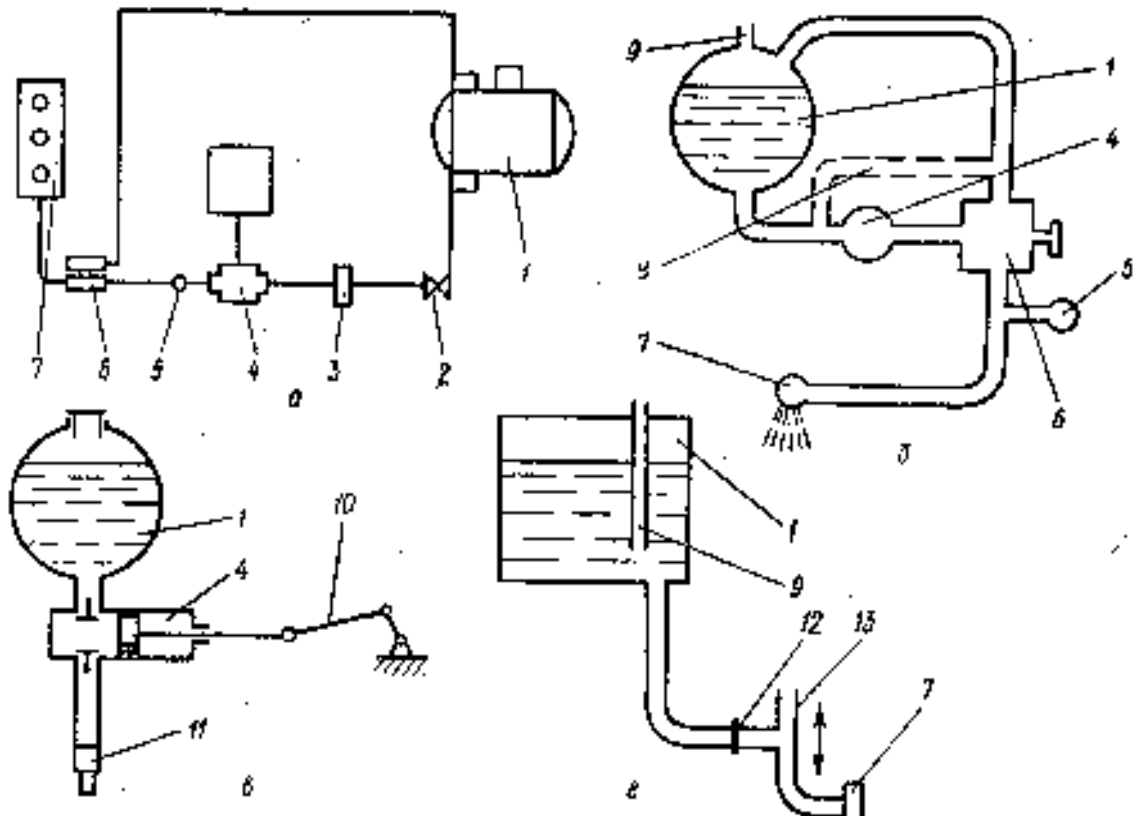


Рис.1.2.3. Функціональні схеми дозаторів рідин та розчинів.

а) пристрій для внесення аміачного розчину в силосну яму; б) дозатор з насосом; в) дозатор з поршневим насосом; г) дозатор який працює за принципом постійності об'єму витікання рідини за одиницю часу; 1 – резервуар; 2 – кран; 3 – сітчастий фільтр; 4 – насос; 5 – манометр; 6 – редуційний клапан; 7 – розпилювач; 8 – перепускна трубка; 9 – отвір для повітря; 10 – привід; 11 – жиклер; 12 – регулювальний отвір; 13 – трубка для припливу повітря.

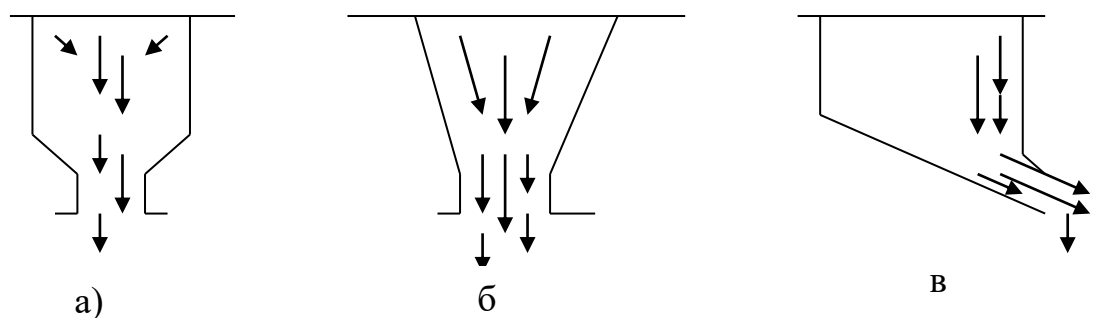


Рис. 1.2.4. Види витікань сипучих матеріалів із отворів бункера:

а) нормальний ; б) гідравлічний; в) бокове витікання.

Барабанні дозатори можна поділити на кілька типів: циліндричні гладкі, рифлені, комірні та лопатеві (рис. 1.2.5.). Вони складаються з барабана 1, корпусу 2, заслінки 3 та висувної лопаті 4. Принцип роботи полягає в тому, що матеріал потрапляє в корпус 2 та жолобки барабана 1, де вони переносяться далі. Регулювання виходу матеріалу здійснюється шляхом зміни частоти обертання барабана або зміни довжини його робочої частини, іноді — змінюючи об'єм жолобків завдяки повороту рухомих лопатей 4 (рис. 1.2.6.б).

Тарілчастий (дисковий) дозатор складається з горизонтально обертаючого диска 3 (рис. 1.2.7.), з якого матеріал скидається скребком 1. Товщина шару матеріалу регулюється манжетою 2, яка перекриває вхідний патрубок. Подача цього дозатора залежить від об'єму матеріалу на диску, висоти і розміщення скребка, а також частоти обертання диска.

Гвинтові дозатори (рис. 1.2.8.) використовуються для подачі зернових, дрібнокусочних, порошкоподібних та в'язких матеріалів, зокрема, коли не має значення додаткове подрібнення продукту через взаємодію матеріалів з робочим органом. Вони характеризуються стабільною подачею і стабільністю процесу дозування. Гвинтові дозатори можуть працювати як у горизонтальному, так і в похилому положенні, і можуть бути одно-, дво- або багатогвинтовими. Регулювання подачі здійснюється через зміну частоти обертання шнека та регулювальні засувки 2 (рис. 1.4.) у забірній частині. Конструкція цих дозаторів включає бункер 1, регулювальну заслінку 2, вивантажувальну горловину 3, бункер 4 та спіральний гвинт 5 (рис. 1.2.9.).

Стрічкові (транспортні) дозатори використовуються для дозування погано сипучих, вологих і злежаних матеріалів. Робочий орган очищується від налипання спеціальним скребком. Вони можуть працювати в горизонтальній або похилій площині. Складаються з транспортера 1 та регулювальної заслінки 2 (рис. 1.2.10.).

Регулювання роботи дозатора здійснюється за допомогою регулювальної заслінки або зміною швидкості руху стрічки.

Конвейерно-бітерний дозатор призначений для дозування слабо сипких, злежаних та зв'язних матеріалів. У процесі роботи головний конвеєр переміщує кормовий моноліт до бітерів, які відокремлюють потік з продуктивністю, що визначається швидкістю конвеєра. Пропускна здатність бітерної системи повинна дещо перевищувати пропускну здатність головного конвеєра, що дозволяє забезпечити дозовану видачу матеріалів з допустимим відхиленням. Для підвищення точності дозування часто застосовують двостадійну систему, що складається з живильників дозаторів бітерного типу та вирівнювального пристрою, який згладжує потік кормів і автоматично керує роботою живильника.

Вібраційні дозатори бувають двох типів: з простим рухом робочого органу та зі складним рухом робочого органу (рис. 1.2.11.). Їхні робочі органи можуть приводитися в дію електромагнітом, вібродвигуном, ексцентриковим коливним механізмом, пневмоприводом та іншими засобами.

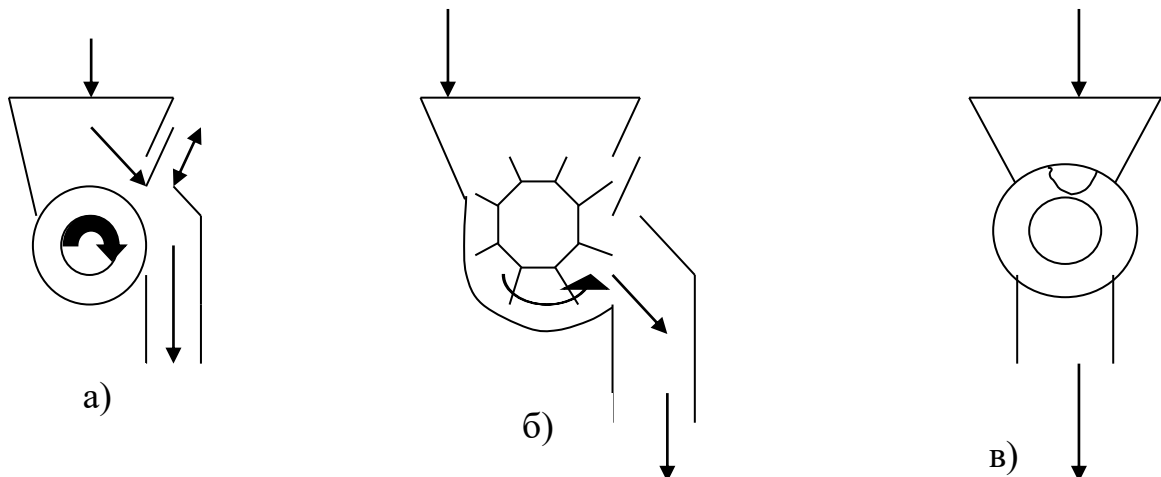


Рис. 1.2.5. Типи барабанних:

а) гладкий; б) лопатевий; в) комірковий.

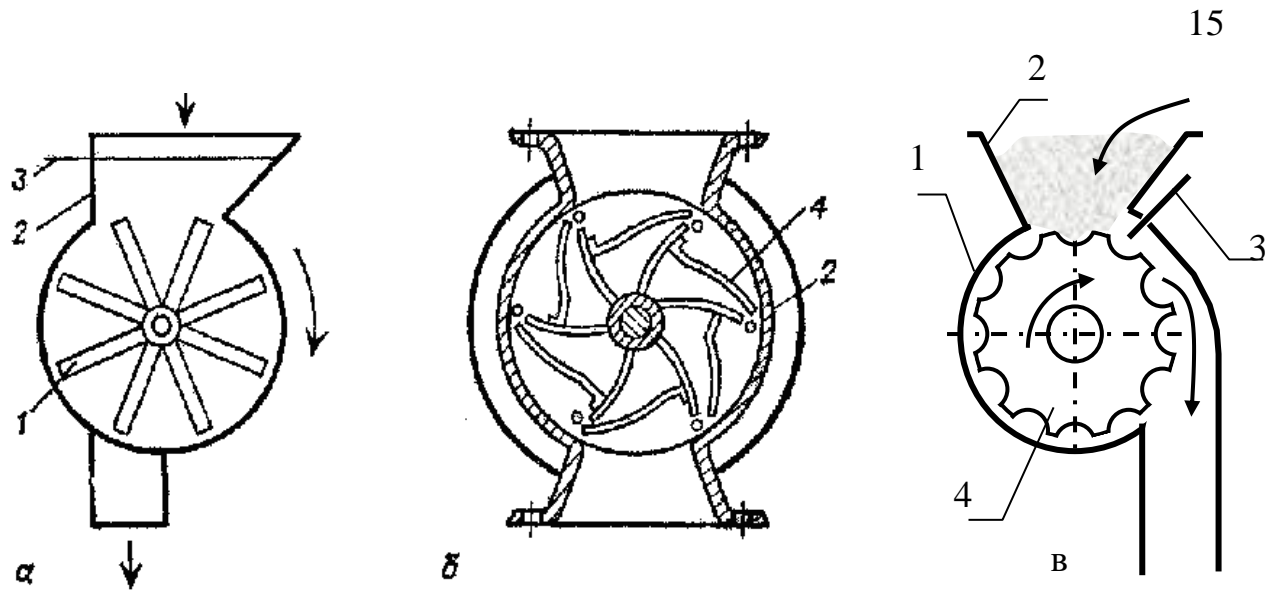


Рис. 1.2.6. Барабанный неперервної дії.

а) 1 – барабан; 2 – корпус; 3 – заслінка; 4 – рухома лопать.

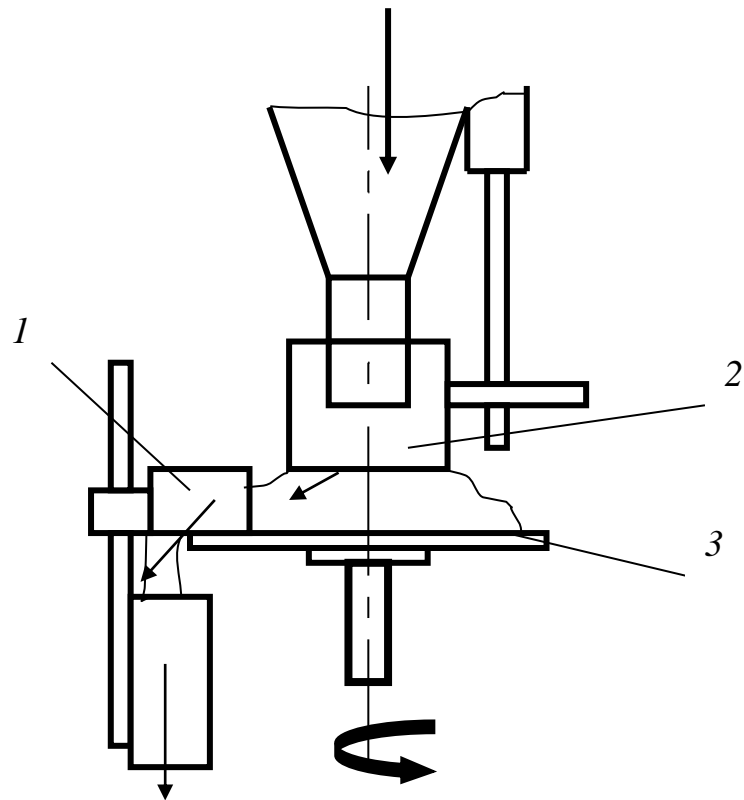


Рис.1.2.7. Тарілчастий.

1 – скребок; 2 – манжета; 3 – диск.

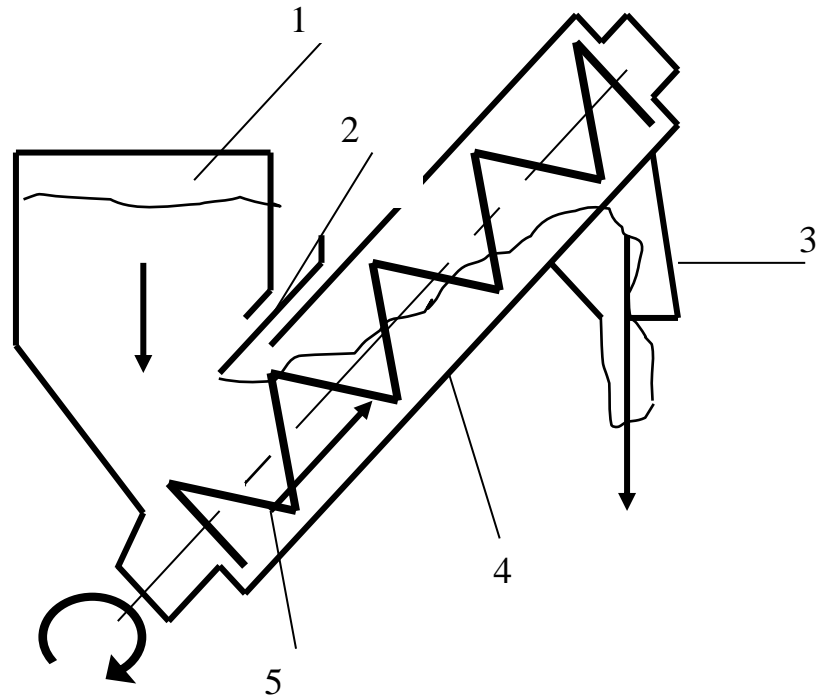


Рис.1.2.8. Гвинтовий з конічним рухомим органом.
 1 – бункер; 2 – регульовальна заслінка; 3 – вивантажувальна горловина; 4 – корпус; 5 – конічний гвинт.

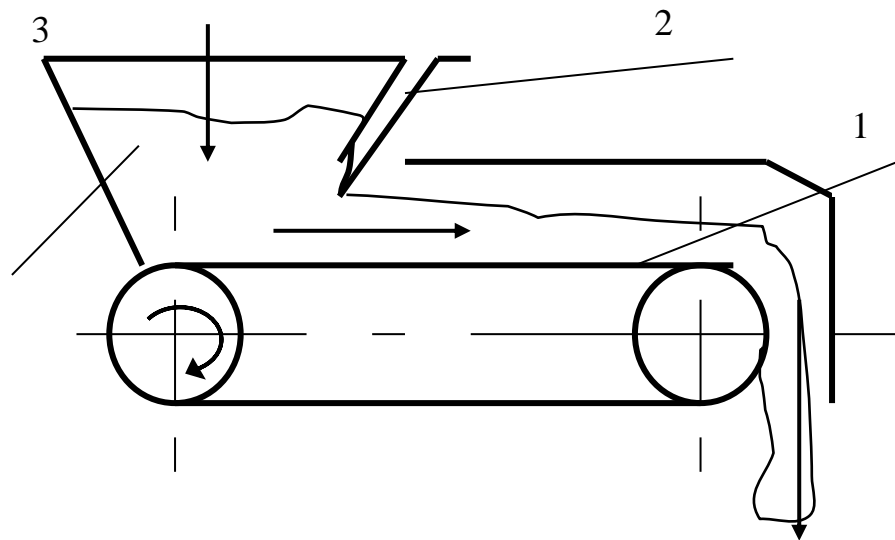


Рис.1.2.9. Стрічковий дозатор.
 1 – стрічка; 2 – заслінка, 3 - буункер.

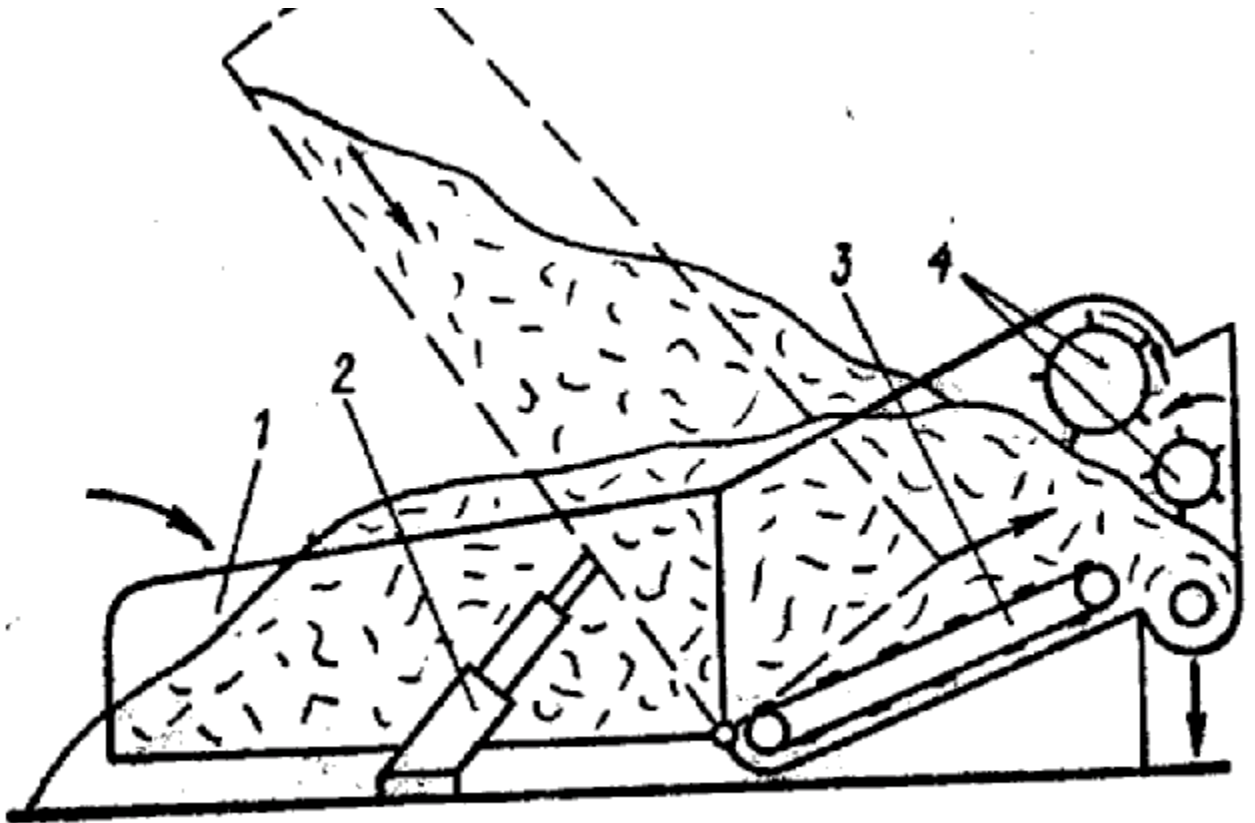


Рис.1.2.10. Конвейерно-бітерний.

1 – лоток; 2 – гідроциліндр; 3 – конвеєр подачі маси; 4 – бітери.

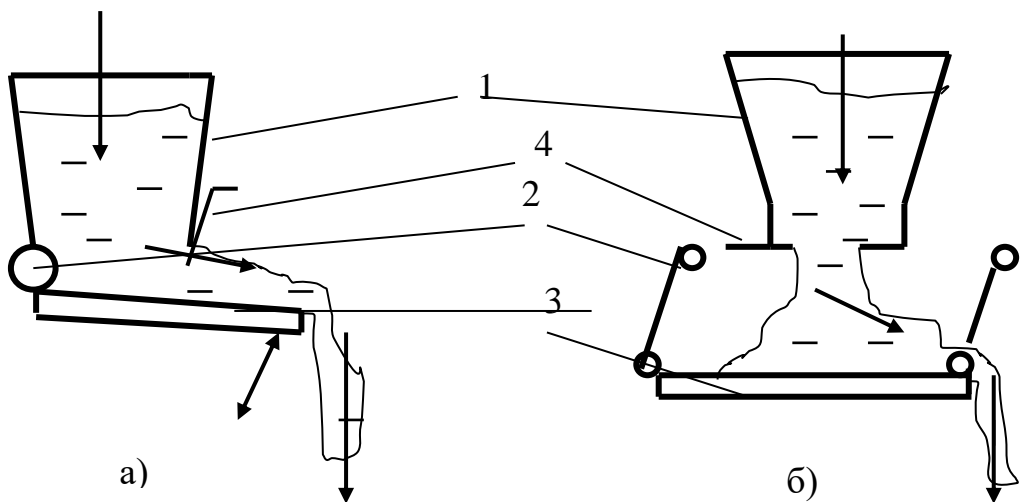


Рис. 1.2.11. Вібродозатори:

а) з простим рухом; б) з складним рухом.

1 – бункер; 2 – шарнір; 3 – робочий орган.

1.3. Критерії корисності дозаторів і їх аналіз за критеріями

Дозатори в кормоцеху працюють цілий рік, щодня, періодично, для приготування кормових сумішей або для дозування корму на одиницю худоби, в залежності від продуктивності. Вони не потребують тривалого (сезонного) зберігання, оскільки в їхній роботі немає великих періодів для технічного обслуговування або ремонту, обкатки чи наладки.

Дозатори кормоцеху повинні відповідати кільком вимогам: бути стабільними, надійними, простими в експлуатації, забезпечувати необхідні характеристики (рівномірність, точність, продуктивність), бути економічними в ціні та енергоємності, а також мати довговічність.

У кормоцехах тваринницьких ферм середовище є несприятливим для техніки через підвищену вологість, забрудненість та запиленість, що може призводити до корозії, зношування і виходу техніки з ладу.

Для дозаторів можна визначити такі корисні критерії:

- стабільність в часі,
- довговічність і зносостійкість,
- простота конструкції та обслуговування,
- затрати праці на обслуговування, ремонт і технічне обслуговування,
- рівномірність подачі,
- точність дозування,
- продуктивність,
- металоємність,
- енергоємність.

До основних типів дозаторів в кормовиробництві відносяться барабанні, тарілчасті (дискові), гвинтові (шнекові), стрічкові (транспортні), скребкові, плунжерні (поршневі), шибєрні, барабано-штифтові, грейферні, ланцюгові та вібраційні.

Барабанні дозатори є стабільними в часі, мають середню довговічність, прості в конструкції та не потребують великих затрат праці на ремонт і обслуговування. Вони забезпечують нормальну рівномірність подачі і хорошу продуктивність. Проте, вони мають високу енергоємність і не є дуже металоємними.

Тарілчасті (дискові) дозатори використовуються для точних дозувань мікродобавок і комбікормів. Вони стабільні в часі, довговічні, прості в конструкції і не вимагають великих затрат на обслуговування. Вони відзначаються високою рівномірністю подачі, високою точністю дозування та змінною продуктивністю. Енергоємність у них невелика, а металоємність також не висока.

Гвинтові (шнекові) дозатори мають широкий спектр застосування. Вони стабільні та довговічні, проте складні в конструкції. Вони не потребують багато часу на обслуговування і ремонт. Рівномірність подачі в них відносна, точність дозування невисока. Гвинтові дозатори мають високу продуктивність, але є дуже металоємними. Вони використовують не так багато енергії.

Стрічкові (транспортерні) дозатори мають широкий спектр застосування, стабільні в часі, але недовговічні. Вони не складні в конструкції, але потребують значних затрат праці на ремонт і обслуговування. Вони характеризуються високою рівномірністю подачі, нормальною точністю дозування та високою продуктивністю. Їх металоємність і енергоємність не дуже висока.

Штангово-скребкові дозатори є нестабільними в часі та недовговічними. Вони складні в конструкції, потребують високих затрат праці на обслуговування. Рівномірність подачі є нормальною, але точність дозування низька. Вони мають високу продуктивність, але є дуже металоємними та енергоємними.

Плунжерні (поршневі) дозатори мають вузьку галузь застосування, але вони забезпечують високу рівномірність подачі та точність дозування. За іншими критеріями, вони мають низькі показники.

Шиберні дозатори мають просту конструкцію, низьку металоємність і енергоємність, але відзначаються низькою точністю дозування. Інші їхні характеристики середні. Барабано-штифтові дозатори характеризуються високою металоємністю і енергоємністю, а решта критеріїв є посередніми.

Грейферні дозатори нестабільні в часі, хоча і мають відносно довгий строк служби. Вони складні в конструкції і потребують великих затрат праці на ремонт та обслуговування. Їхня рівномірність подачі низька, точність дозування і продуктивність посередні, а металоємність і енергоємність — високі.

Вібраційні дозатори мають високу стабільність в часі та дуже довговічні. Вони прості в конструкції, не потребують великих затрат праці на ремонт і обслуговування, забезпечують високу рівномірність подачі і точність дозування. Їхня продуктивність може змінюватись в широких межах, з низькою металоємністю та енергоємністю. Органи вібраційних дозаторів легко герметизуються, що важливо для роботи з порошкоподібними або токсичними матеріалами. Знос робочих органів при правильному виборі режиму вібрації невеликий. Продуктивність цих машин легко змінюється на ходу, наприклад, через регулювання амплітуди вібрації при використанні електромагнітного приводу. Це дозволяє ефективно застосовувати їх в автоматизованих технологічних лініях.

У вібраційних конвеєрах процес транспортування поєднується з іншими технологічними операціями, такими як просіювання, сушка, розділення частинок сипких матеріалів за їхніми властивостями, інтенсифікація хімічних реакцій і біологічних процесів. Вони мають низьку енергоємність, відсутність кінематичних пар з тертям та швидким зношенням, і є безпечними в експлуатації. Більшість типів вібраційних

машин є практично урівноваженими, не потребують спеціальних фундаментів і можуть бути встановлені навіть на верхніх поверхах будівель.

Для наглядного аналізу та визначення кращого типу дозатора можна скласти таблицю, де в рядках будуть розташовані типи дозаторів, а в стовпцях — критерії їх корисності. Оцінка типів дозаторів проводитиметься за допомогою позначень «+», «-» і «0», де «+» означає позитивну оцінку, «-» — негативну, а «0» — середню оцінку для кожного критерію. Оцінка критеріїв залежатиме від їх важливості:

Важливі критерії (рівномірність подачі, точність дозування, металоємність і енергоємність) оцінюватимуться в діапазоні від 0 до 10.

Критерії середньої важливості (продуктивність, зносостійкість, простота конструкції) оцінюватимуться від 0 до 6.

Неважливі критерії (довговічність) оцінюватимуться від 0 до 4.

З таблиці 1.4.1 видно, що вібраційні дозатори займають перше місце за всіма основними критеріями, такими як рівномірність подачі, точність дозування, енергоємність та металоємність. Після них йдуть тарілчасті, шиберні, стрічкові та інші типи дозаторів, які мають певні переваги, але не в тій мірі, як вібраційні. Тому можна впевнено сказати, що вібраційні дозатори мають безсумнівну перевагу перед іншими типами, і в майбутньому вони можуть стати лідером серед усіх дозаторів завдяки своїй високій продуктивності, гнучкості у зміні параметрів роботи, здатності ефективно працювати в автоматизованих технологічних лініях та відсутності потреби у важких ремонтах. Їх здатність поєднувати кілька технологічних операцій, таких як просіювання та сушка, також робить їх надзвичайно перспективними в багатьох галузях.

Таблиця 1.4.1 - Критерії корисності стосовно дозування кормової суміші.

Критерії Типи дозаторів	Стабільність в часі	довговічність	простота конструкції	затрати праці на обслуговування під час роботи і ремонту	рівномірність подачі	точність дозування	продуктивність	металоємність	енергоємність.	Рейтинг	Ранги
барабані	0	0	+	0	0	0	0	0	-	32	6
тарілчасті (дискові)	+	+	+	0	+	+	0	0	0	52	2
гвинтові (шнекові)	0	0	-	0	0	0	+	0	0	34	5
стрічкові (транспортні)	+	-	0	-	+	0	+	0	0	40	4
штангово-скребковий	0	-	-	-	0	-	+	-	-	14	9
плунжерні (поршневі)	-	-	-	-	0	0	-	-	-	10	10
шиберні	0	0	+	0	0	-	0	+	+	43	3
барабано-штифтові	0	0	0	0	0	0	0	-	-	25	7
грейферні	-	0	-	-	-	0	0	0	0	21	8
вібраційні	+	+	+	+	+	+	0	+	+	65	1

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОЗАТОРА

2.1. Вибір конструктивної схеми

Дозування комбікормів є однією з найважливіших операцій у технологічному процесі годівлі тварин, оскільки від нього залежить точність, ефективність та економічність годування. Висока вартість концентрованих кормів і їх значний вплив на продуктивність тварин вимагають точного дозування для досягнення оптимальних результатів у тваринництві. Концентровані корми мають бути дозовані індивідуально, з урахуванням потреб і продуктивності тварин.

Сучасні дозувальні пристрої мають різноманітні конструкції, які характеризуються різними техніко-економічними параметрами. Це дозволяє вибирати оптимальний дозатор залежно від конкретних умов експлуатації та вимог до точності дозування.

Аналіз показав, що дозатори з робочими органами у вигляді диска або конуса, встановленими в нижній частині живильних бункерів, є найбільш ефективними. Вони перекривають вихідну горловину в статичному стані, що запобігає вільному витіканню корму. Коли робочий орган починає рухатись, відбувається руйнування природного скосу корму, що утворюється на площині диска, і корм дозується рівномірно в залежності від параметрів руху та геометрії органу.

Для зменшення енергетичних витрат і спрощення конструкції дозатора пропонується здійснювати крутильно-коливальний рух робочого органу, що дозволяє ефективно управляти подачею корму з мінімальними витратами енергії. Для глибшого розуміння взаємозв'язку між параметрами вібраційного дискового дозатора необхідно детальніше розглянути процес його роботи.

[16]

Якщо дозатор має конструкцію, показану на рисунку 2.1 (додаток А), і враховувати вплив сил тертя корму на диск, що викликає демпфірування коливальної системи, рівняння руху набуде наступного вигляду: [27]:

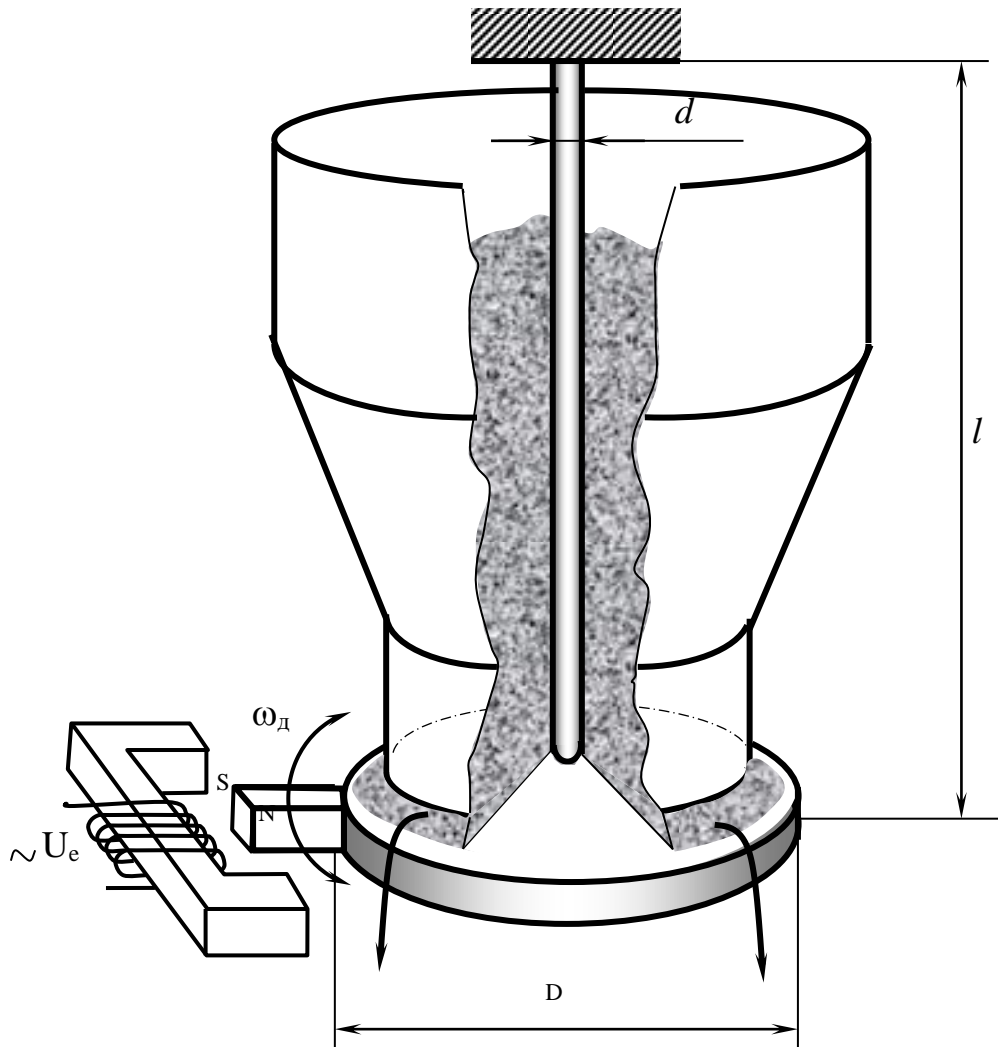


Рис.2.1 Схема дозатора концентрованих кормів.

$$J \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -k_k \varphi - M_m \frac{d\varphi}{dt}; \quad (2.1)$$

де J – момент інерції диска, кг·м²;

φ - кут закручування диска, рад.;

k_k - жорсткість вала на кручення, Н·м/рад.

M_m – момент тертя, що падає на одиницю кутової швидкості, Н·м·с⁻¹.

Момент тертя може бути виражений як [27]

$$M_m = \frac{1}{12\omega_\delta} \pi \cdot D^3 \cdot \sigma \cdot f_T, \quad (2.2)$$

де ω_δ - кутова швидкість диску дозатора, с⁻¹;

σ - нормальне напруження тиска корму на диск, Па;

f_T – коефіцієнт тертя корма по диску.

Тоді з врахуванням того, що для вала круглого перерізу з діаметром d і довжиною l

$$k_k = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{32 \cdot l}, \quad (2.3)$$

де G – модуль пружності другого роду (модуль зсуву), Па,

Теоретичні дослідження [2.1 – 2.3] показали, що для мінімізації енергетичних витрат на привід дозатора необхідно забезпечити його роботу в режимі, близькому до резонансного. Для цього частота власних коливань диска повинна бути трохи вищою за вимушену частоту коливань, що генерується електромагнітним приводом, тобто має виконуватися умова:

$$\frac{\omega}{p} = \sqrt{1 - 2\gamma^2}, \quad (2.4)$$

де ω - кругова частота змінної напруги, підведеної до котушки

електромагніта, с⁻¹, $\omega = 2\pi f$, тут f – частота змінної напруги, $f = 50$ Гц;

p – кругова частота ваїльних коливань диска, с⁻¹,

Кругова частота диска при його демпфірауванні може бути визначена як:

$$p_\delta = \sqrt{p^2 - n^2}, \quad (2.5)$$

$$p^2 = \frac{G \cdot d^4}{D^4 \cdot h \cdot l \cdot \rho_m}; \quad (2.6)$$

$$n^2 = \frac{16 \cdot f_T^2 \cdot \rho_k^2 \cdot g^2 \cdot H^2 \cdot D^2 \cdot l}{9 \cdot G \cdot d^4 \cdot h \cdot \rho_m}; \quad (2.7)$$

де g – прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$;

H – висота корму у бункері кормороздавача, м ;

ρ_k і ρ_m – густина корму і матеріалу диска, відповідно, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$.

Коефіцієнт підсилення коливної системи β можна записати як :

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot \omega}{p}\right)^2}}. \quad (2.8)$$

Якщо в рівняння (3.5) та (3.7) підставити значення параметрів p , n , ω і γ , виражених через конструктивні параметри коливної системи, фізичні та механічні параметри матеріалів, то одержимо [30]:

$$p_d = \sqrt{\left(\frac{G \cdot d^4}{D^4 \cdot l \cdot h \cdot \rho_m} - \frac{16 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot g^2 \cdot \rho_k^2 \cdot f_T^2 \cdot l}{9 \cdot h \cdot \rho_m \cdot G \cdot d^4}\right)} \quad (2.9)$$

та

$$\beta = \frac{G \cdot d^4}{D^4 \cdot l \cdot h \cdot \rho_m \cdot \sqrt{\left(\frac{G \cdot d^4}{D^4 \cdot l \cdot h \cdot \rho_m} - \omega^2\right)^2 + \frac{64 \cdot \omega^2 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot g^2 \cdot \rho_k^2 \cdot f_T^2 \cdot l}{9 \cdot h \cdot \rho_m \cdot G \cdot d^4}}} \quad (2.10)$$

де g – прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$;

H – висота корму у бункері кормороздавача, м ;

ρ_k і ρ_m – густина корму і матеріалу диска, відповідно, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$.

У рівняннях (3.9) та (3.10) присутня велика кількість параметрів, які є незалежними змінними, тому ці рівняння мають численні розв'язки. Для визначення оптимального співвідношення між параметрами буде проведено моделювання системи за допомогою ЕОМ. Ключовими критеріями оптимізації є досягнення задовільного значення коефіцієнта підсилення (β) та

мінімізація впливу варіацій фізичних та механічних властивостей корму на амплітуду коливань.

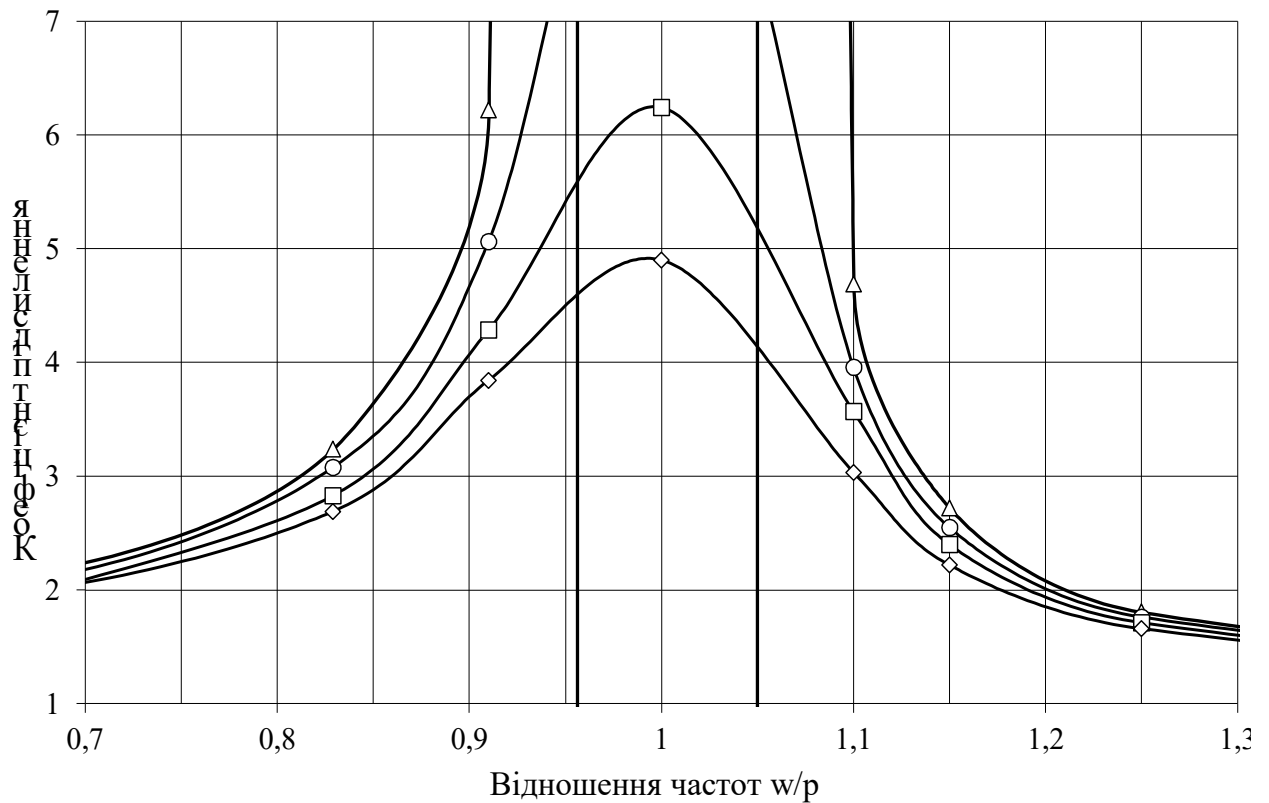
Аналіз рівнянь показує, що амплітуда крутильних коливань диска дозатора значно залежить від коефіцієнта підсилення (β), який, в свою чергу, визначається коефіцієнтом демпфірування. Для досягнення оптимальних енергетичних показників, тобто максимальної амплітуди коливань при мінімальних енергетичних затратах, необхідно забезпечити високі значення коефіцієнта підсилення, що досягається, коли система працює в резонансному режимі, тобто коли співвідношення власної та вимушеної частоти коливань наближається до одиниці.

Проте, у такому режимі роботи, варіації фізичних та механічних властивостей корму, а також рівень корму в бункері, будуть впливати на амплітуду коливань системи і, відповідно, на подачу корму через зміни коефіцієнтів підсилення та демпфірування. Це підкреслює необхідність оптимізації цих параметрів для досягнення найкращих результатів.

За результатами моделювання процесу дозування комбікорму (додаток Б) з використанням рівнянь (2.9) та (2.10), отримано залежності коефіцієнта підсилення (β) від співвідношення частот (ω/p) для різних значень коефіцієнта демпфірування (γ) (рис. 2.2). Як показано на рисунку, для мінімізації енергетичних затрат на процес дозування комбікорму система повинна працювати в режимі, близькому до резонансу, тобто коли співвідношення частот (ω/p) наближається до одиниці.

Розрахунки показали, що вплив варіацій фізичних і механічних властивостей комбікормів та висоти корму в бункері на частоту власних коливань системи та коефіцієнт демпфірування є незначним і не спричиняє суттєвих змін у коефіцієнті підсилення та подачі дозатора. Наприклад, при варіації коефіцієнта тертя від 0,1 до 0,5 і зміні висоти корму в бункері від 0 до 1 м, частота власних коливань диска дозатора змінилась лише з 51,97 Гц

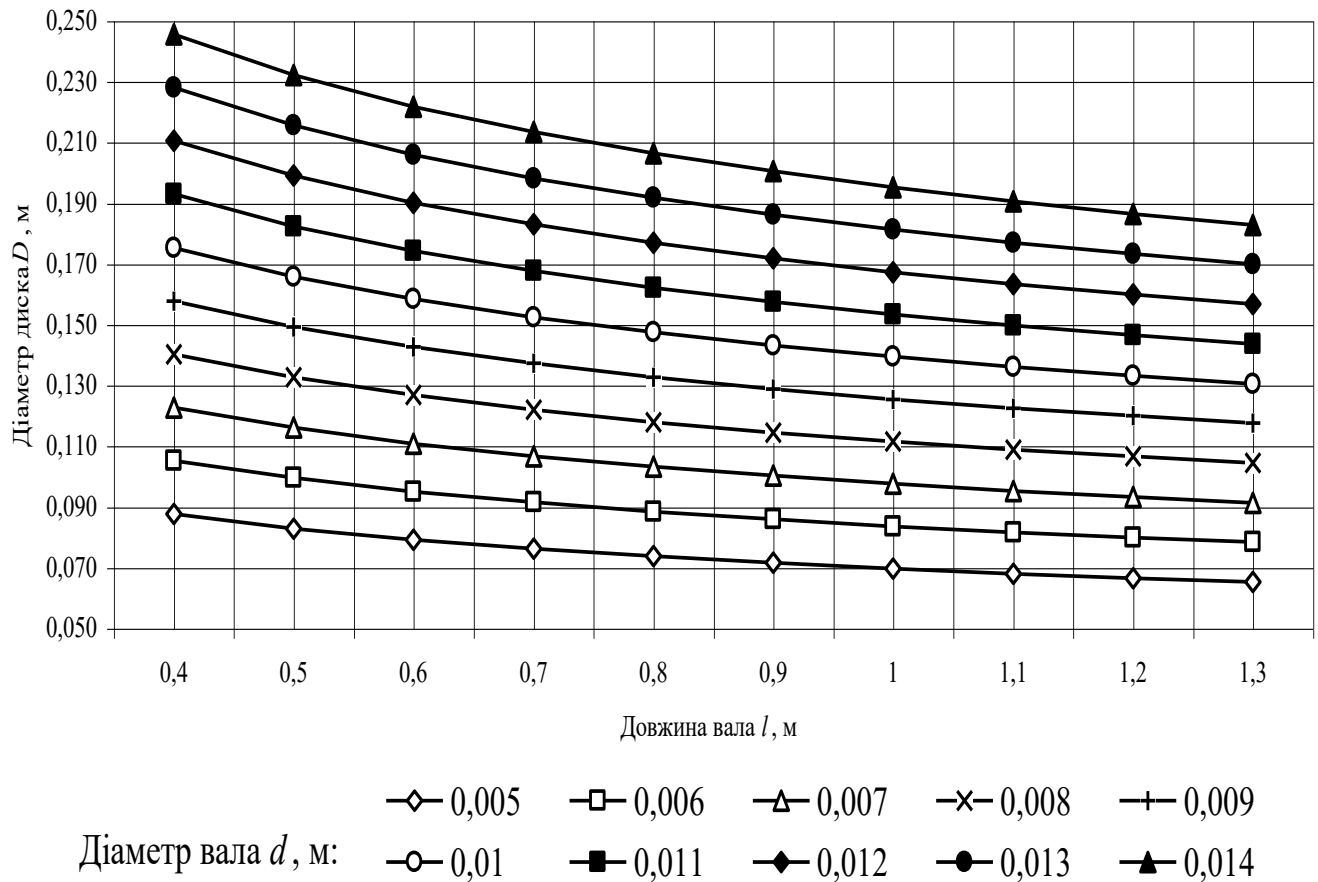
до 51,42 Гц, що відповідає лише 3,4 % зміні коефіцієнта підсилення та подачі дозатора. [28]



Коефіцієнт демпфування: \triangle —0,002 \circ —0,05 \square —0,08 \diamond —0,1

Рис.2.2 Зміна коефіцієнта підсилення залежно від відношення частот ω/ρ при різних значеннях коефіцієнта демпфування.

Зазвичай для живлення електричного вібратора застосовують змінну напругу промислової частоти 50 Гц. Тому для налаштування коливної системи на роботу в режимі, близькому до резонансу, необхідно узгодити її параметри. Для цього було проведено моделювання конструктивних параметрів дозатора комбікормів (додаток В), результати якого представлені на рисунку 2.3. Використовуючи залежності, показані на рисунку, можна узгодити певні параметри, що дозволяють налаштувати дозатор для роботи в бажаному режимі.



. Рис.2.3 Залежність між діаметром вала, його довжиною та діаметром диска дозатора, що відповідає власним коливанням системи, близько 50 Гц.

Проведені дослідження підтвердили ефективність використання вібраційних дозаторів дискового типу з крутильними коливаннями для дозування комбікормів, які працюють у режимі, близькому до резонансу. Дозатори цього типу перевершують інші пристрої аналогічного призначення за енергетичними та метрологічними показниками.

2.2 . Розрахунок конструктивних і технологічних параметрів

Вихідними даними для розрахунку будуть наступні розміри деталей вібраційного дискового дозатора комбікормів (рис. 2.4):

- діаметр стержня: $d = 12$ мм
- розмір різі на нижньому кінці стержня: $d1 = M 10$
- сегментна шпонка на стержень діаметром: 10 мм.

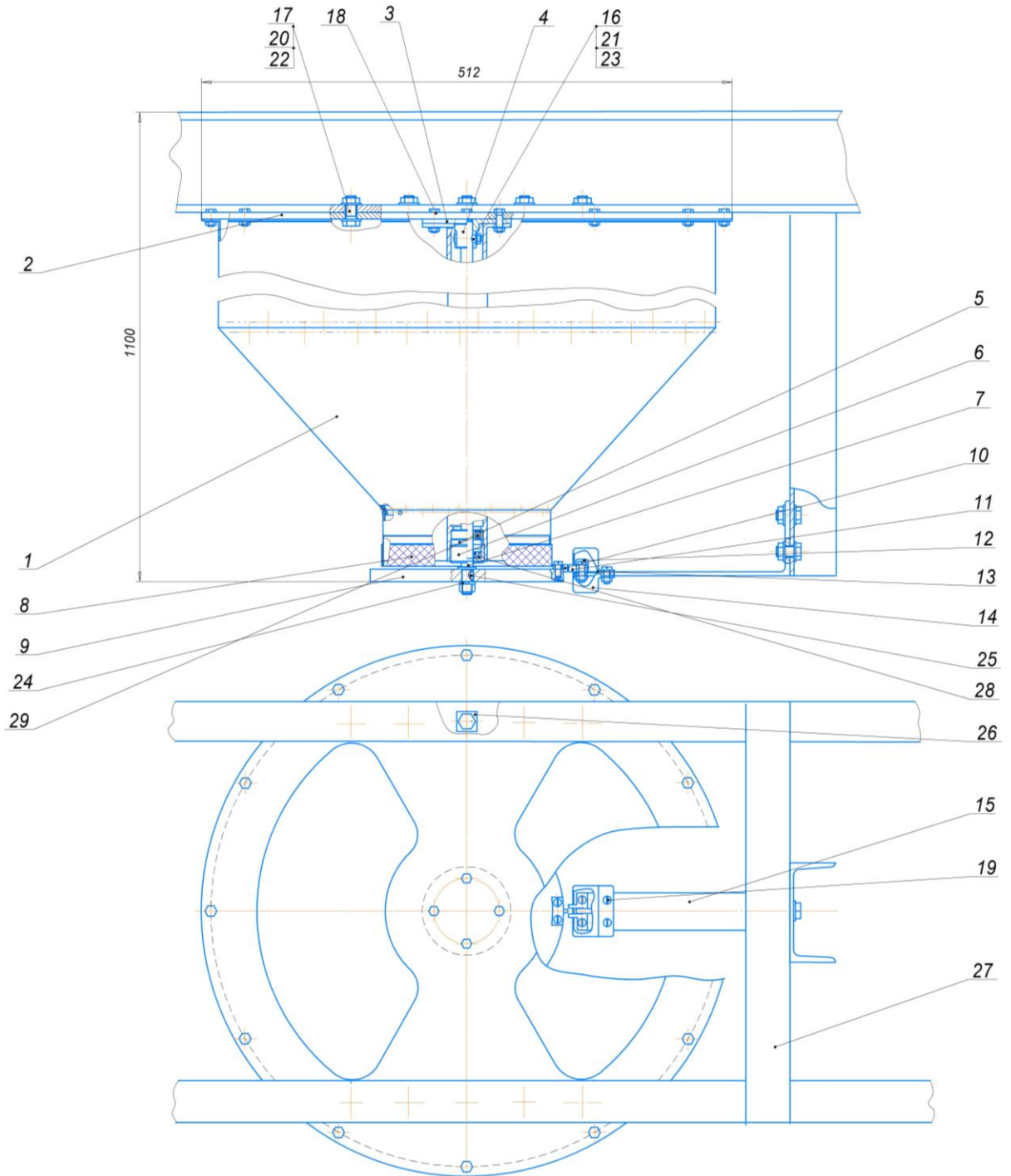


Рис. 2.4 Дозатор:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – кріплення стержня; 4 – кожух стержня; 5 – втулка;

6 – кришка підшипника врізна; 7 – стержень; 8 - регулювальна труба;
 9 – робочий диск; 10 – якір електромагніту; 11 – статор електромагніту;
 12 – обмотка електромагніту; 13 – верхня кришка електромагніту; 14 – нижня кришка електромагніту; 15 – кріплення електромагніту; 16 – клинок; 17 - болт М10; 18 – болт М6; 19 – гвинт М6; 20 – гайка М10; 21 – гайка М6; 22 – шайба 10; 23 – шайба 6; 24 – шайба 10; 25 – шпонка сегментна 3x3.7; 26 – коса шайба 10.01; 27 – швелер 10П; 28 – манжета 1-12; 29 – підшипник 180201.

Розрахунок різьби М 10 стержня (рис. 2.5) потрібно перевірити на розтяг, тому що на цій різьбі буде утримуватися робочий диск на який діє сила від ваги корму Q і самого диску;

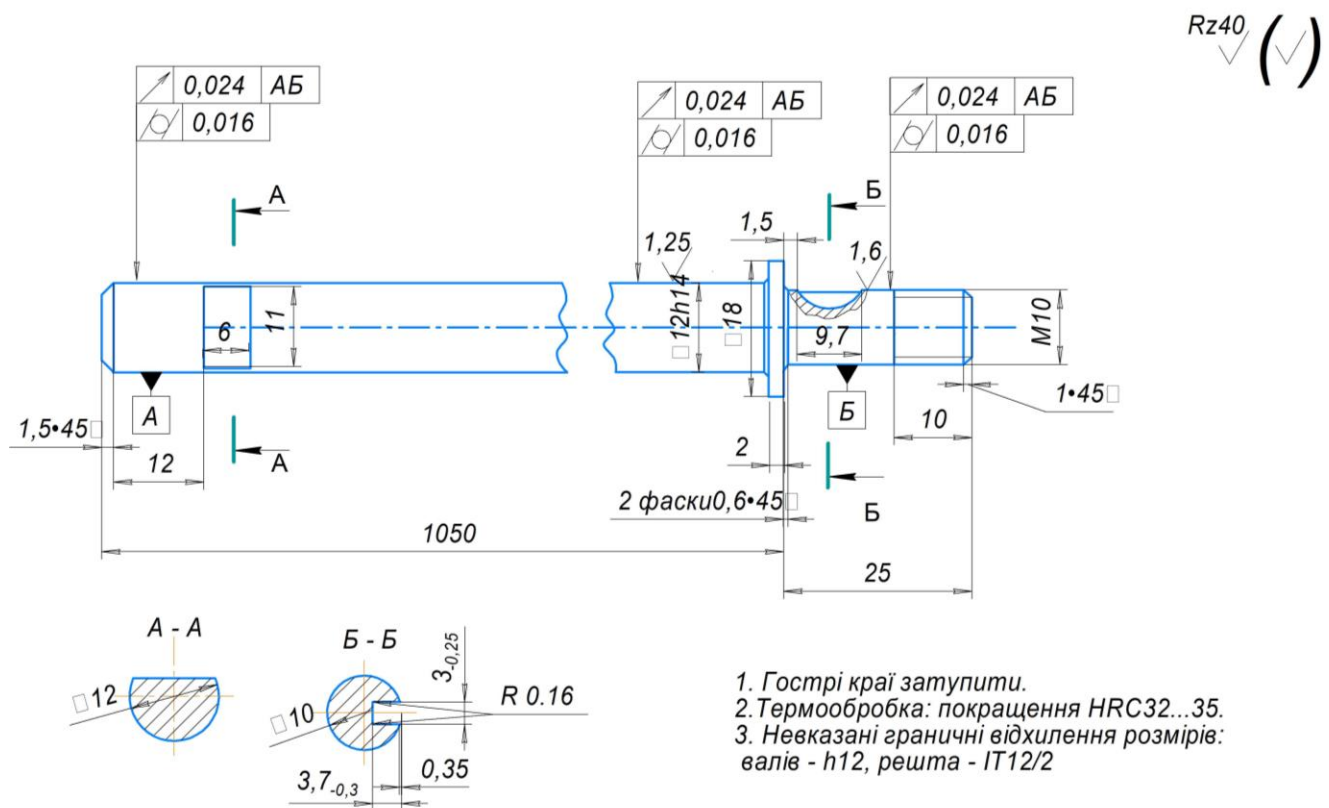


Рис. 2.5 Стрижень

проведемо з формули[1]:

$$\sigma_p = \frac{4Q_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad (2.11)$$

де, Q_p - розраховане зусилля, Н (250 Н);

d_1 – внутрішній діаметр різьби, мм;

$[\delta_p]$ - допустиме напруження розтягу, мПа (40 мПа).

Звідси d_1 :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[\delta_p]}}; \quad (2.12)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 250}{3.14 \cdot 40}} = 2.82 \text{ мм.}$$

Як показали розрахунки необхідний внутрішній діаметр різі 2,82 мм., але з конструктивних міркувань беремо різь М 10.

Шпонкове з'єднання передає крутний момент з робочого диска на стержень, потрібно перевірити шпонкове з'єднання, щоб знати чи витримає воно крутний момент.

Шпонкове з'єднання перевіряємо на зминання:

$$\delta_{зм} = \frac{2T}{dl(h-t_1)} \leq [\delta]_{зм}; \quad (2.13)$$

де, T – крутний момент, Н мм

d – діаметр вала, мм.;

l – довжина шпонки, мм.;

h – ширина шпонки, мм.;

t_1 - глибина паза вала, мм.;

$[\delta]_{зм}$ - допустиме напруження зминання (100), мПа;

$$\delta_{зм} = \frac{2 \cdot 75}{12 \cdot 10 \cdot (3,7 - 2,5)} = 1,04 \text{ мПа.}$$

З розрахунків видно що вибране з'єднання витримає крутний момент на зминання.

Для достовірності проведемо ще перевірку шпонкового з'єднання на зріз.

Шпонку перевіряємо на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau_{zp}]; \quad (2.14)$$

де, b – ширина шпонки, мм.;

$[\tau_{zp}]$ - допустиме напруження зрізу(60),мПа.

$$\tau_{zp} = \frac{2 \cdot 75}{12 \cdot 10 \cdot 3} = 0.1 \text{ мПа.}$$

Отже, загальна сила (F_z), необхідна для роботи вібраційного дискового дозатора комбікормів, буде складатися з двох складових:

Сила тертя корму по диску (F_T) – це сила, що виникає через тертя між кормом і поверхнею диска під час його обертання. Ця сила залежить від коефіцієнта тертя між кормом і матеріалом диска, а також від нормальної сили, що діє на корм.

Сила кручення (F_K) – це сила, яка виникає через крутильний момент, що передається на диск. Вона обумовлена моментом, який створюється електромагнітом для виклику коливальних рухів диска.

Таким чином, загальна сила (F_z) для нормальної роботи дозатора буде рівна сумі цих двох складових:

Визначивши загальну силу, можна розрахувати електромагнітну силу, яку необхідно прикласти для забезпечення роботи дозатора в оптимальному режимі. Момент тертя корму по диску розраховується за формулою 2.2:

Нормальне напруження корму на диск визначається з виразу:

$$\delta = \rho gh \quad (2.15)$$

де, ρ - густина корму (400),кг./м³;

h – висота корму (приймаємо 0,7),м.

$$\delta = 400 \cdot 9,8 \cdot 0,7 = 2744 \text{ Па.}$$

$$M_m = \frac{1}{12 \cdot 314} \cdot 3,14 \cdot 0,18 \cdot 2744 \cdot 0,35 = 0,14 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Визначаємо максимальні дотичні напруження за виразом:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p}; \quad (2.16)$$

W_p – полярний момент опору стержня, м³. визначається з виразу:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2d^3;$$

$$W_p = 0,2 \cdot 0,012^3 = 0,345 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

де, M_k – крутний момент, визначається з виразу:

$$M_k = K_k \cdot \varphi; \quad (2.17)$$

де, K_k – жорсткість стержня на кручення, Н·м/рад, визначаємо з виразу (3.3):

$$K_k = \frac{3,14 \cdot 0,012^4 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}{32 \cdot 0,8} = 206,015 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}.$$

Максимальний кут закрутки можна визначити, враховуючи допустиме напруження та властивості матеріалу. Для цього необхідно обчислити максимальний крутильний момент, який можна отримати на основі допустимого напруження для сталі 45 (220 МПа). Потім, використовуючи цей момент, можна знайти максимальний кут закрутки валу.

Далі порівнюється реальний кут закрутки з допустимим, щоб оцінити, чи витримає система навантаження. Це дозволяє визначити, чи зможе дозатор працювати без перевантажень і чи буде він надійно функціонувати в процесі дозування комбікорму.:

$$\varphi = \frac{W_{p[\tau]}}{K_k}; \text{ рад.} \quad (2.18)$$

$$\varphi = \frac{0,345 \cdot 10^{-6} \cdot 220 \cdot 10^6}{206,015} = 0,368 \text{ рад.}$$

Максимальна амплітуда коливань визначиться з виразу:

$$A = \varphi \cdot R_{\text{,мм.}}; \quad (2.19)$$

де, R – радіус диска (0,18), м.

$$A = 0,09 \cdot 0,368 = 0,033 \text{ м.}$$

Дійсна амплітуда коливань (A_δ) 3 мм. При допустимій 33 мм. Отже вал повністю підходить і має великий запас міцності.

Знайдемо дійсний кут закрутки φ_δ :

$$\varphi_\delta = A_\delta / R; \quad (2.20)$$

$$\varphi_\delta = 0,003 / 0,09 = 0,033 \text{ рад.}$$

Тепер знайдемо дійсний крутний момент (M_κ) для закрутки диска на 0.033 рад.

$$M_\kappa = 206,015 \cdot 0,033 = 6,79 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$$

З крутного моменту знайдемо силу (F_κ) яка потрібна для закрутки диска:

$$F_\kappa = M_\kappa / r_e; \quad (2.21)$$

r_e – відстань від осі обертання диска до точки прикладання рівнодіючої електромагнітних сил, м. (0.17 м)

$$F_\kappa = 6,79 / 0,17 = 39,94 \text{ Н.}$$

З моменту тертя корму по диску знайдемо силу тертя (F_m):

$$F_m = M_m / r_e; \quad (2.22)$$

$$F_m = 0,14 / 0,17 = 0,82 \text{ Н.}$$

Далі просумуємо ці дві сили і знайдемо загальну силу (F_3) яка потрібна для роботи вібродозатора:

$$F_3 = 39,94 + 0,82 = 40,76 \text{ Н.}$$

Розрахунок електромагнітної сили проведемо з залежності [12]:

$$F_e = \frac{(I_k \cdot W)^2 \cdot S_e \cdot \mu_0}{2(\delta + \varphi_\delta \cdot r_e)} \quad (2.23)$$

де, I_k - амплітудне значення струму в котушці електромагніта, А;

W – кількість витків в котушці електромагніта;

S_e – площа полюса електромагніта, м²;

μ_0 - магнітна проникність у вакуумі ($4,5 \cdot 10^{-7}$), Гн/м;

δ - початковий зазор між полюсом і якорем електромагніту;

В цьому рівнянні чотири невідомих: I_k , W , S_e , δ задамося ними:

$I_k = 0,5$ А, $W = 4000$, $\delta = 2$ мм, $S_e = 0,0025$ м².

$$F_e = \frac{(0,5 \cdot 4000)^2 \cdot 0,0025 \cdot 4,5 \cdot 10^{-7}}{2(0,002 + 0,033 \cdot 0,11)^2} = 70,98 \quad \text{Н}$$

Потужність і продуктивність вібраційного дискового дозатора визначаємо для можливості обрахунку техніко-економічного обґрунтування.

Потужність дозатора:

$$P = I \cdot U; \quad (2,24)$$

Де, U – напруга мережі, 220 В.

$$P = 0,5 \cdot 220 = 110 \text{ Вт}$$

Продуктивність визначається за формулою:

$$W_n = 2\pi R H V \quad (2,25)$$

де, R – радіус диска, м;

H – висота зазору витікання корму, м; (змінюється плавно в межах від 0 до 8 см, беремо максимально)

V – швидкість витікання корму, м/с.

Швидкість витікання корму приймаємо 2 – 3 см/с. [28]

$$W_n = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,03 = 0,015 \text{ м}^3/\text{с} = 54,25 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3. МОДЕРНІЗАЦІЯ КОРМОЦЕХУ І АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ

3.1. Параметри кормоцеху

Кормоцех (рис. 3.1.) виконує комплексну механізовану обробку кормів, яка включає подрібнення, транспортування, дозування та змішування компонентів у визначених пропорціях.

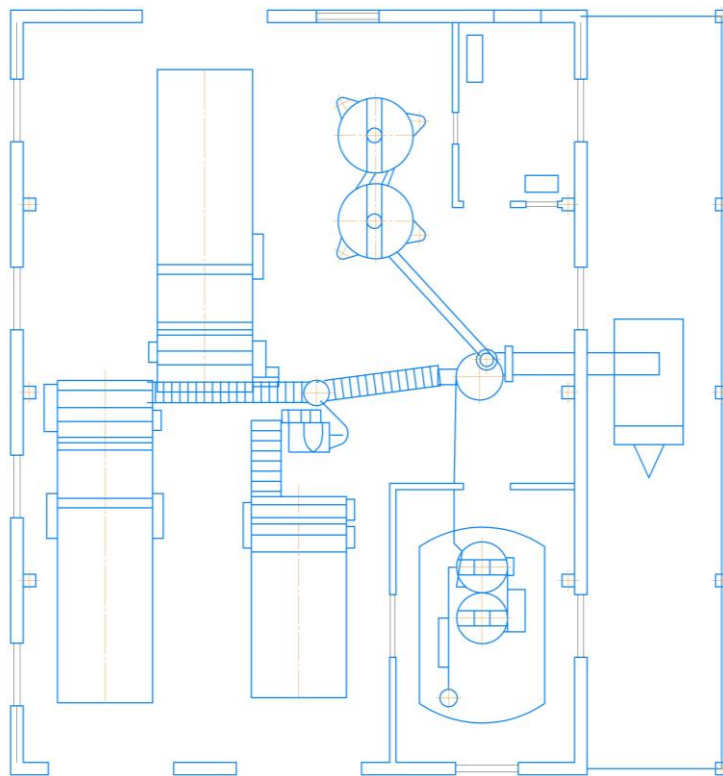


Рис. 3.1. Кормоцех

Сировина подається за допомогою шнека похилого і шнека дробарки до дробарки, де відбувається її подрібнення. Подрібнений матеріал переміщується транспортерами, такими як ТС-40 і ТЛ-65, до ключових вузлів дозування. Особливу роль виконує дисковий дозатор, який забезпечує точне дозування концентрованих кормів, необхідних для збалансованого складу комбікорму.

Інші дозатори, такі як тарілковий МТД-3А та ДК-15, відповідають за розподіл різних компонентів. Після цього всі складові змішуються в змішувачі ДИС-1М для однорідності, а для додавання рідких компонентів, наприклад меляси, використовується змішувач меляси СМ-1,7.

Живильники ПЗМ-1,5 і ТК-5Б забезпечують рівномірну подачу сировини на кожному етапі. Подрібнювач ИКМ-5 виконує додаткове подрібнення для досягнення необхідної фракції.

В результаті отримується готовий до використання комбікорм із точно заданими параметрами якості.

Перелік обладнання і і потужності приводів заносимо їх у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1. – Перелік обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	Тип електродвигуна	Номінальна потужність, кВт
1	б	2	4,0
1	Шнек похилий	АИР80В4У3	1,5
2	Шнек дробарки	АИР80В4У3	1,5
3	Дозатор тарілковий МТД-3А	4ПО80В1ГУХЛ4	0,55
4	Дробарка	РАМ160М2У3	15
5	Транспортер	АИР90Л4У3	2,2
6	Транспортер ТС-40	АИР80В4У3	1,5
7	Дозатор дисковий	АИРС71А6У3	0,4
8	Збірний транспортер ТЛ-65	4АМ100S2У3	4,0
9	Живильник ПЗМ-1,5	4АМ132М6У3	7,5
10	Дозатор ДК-15	АИР71А1У3	0,75
11	Змішувач ДИС-1М	АМУ225S4У3	37
12	Подрібнювач ИКМ-5	АИР132М4У3	11
13	Живильник ПЗМ-1,5	4АМ132М6У3	7,5
14	Живильник ТК-5Б	4АМ100S2У3	4,0
	Змішувач меляси СМ-1,7	4АМ100S2У3	4,0

Як ми бачимо з таблиці дозатор споживає 550 Вт, наш запропонований буде точніший і споживатиме 110 Вт.

3.2. Розробка функціональної схеми привода енергоощадного вібраційного дозатора

Для кращої роботи системи дозування розробимо функціональну схему привода електромеханічного енергоощадного привода яка показана на рис. 3.2.

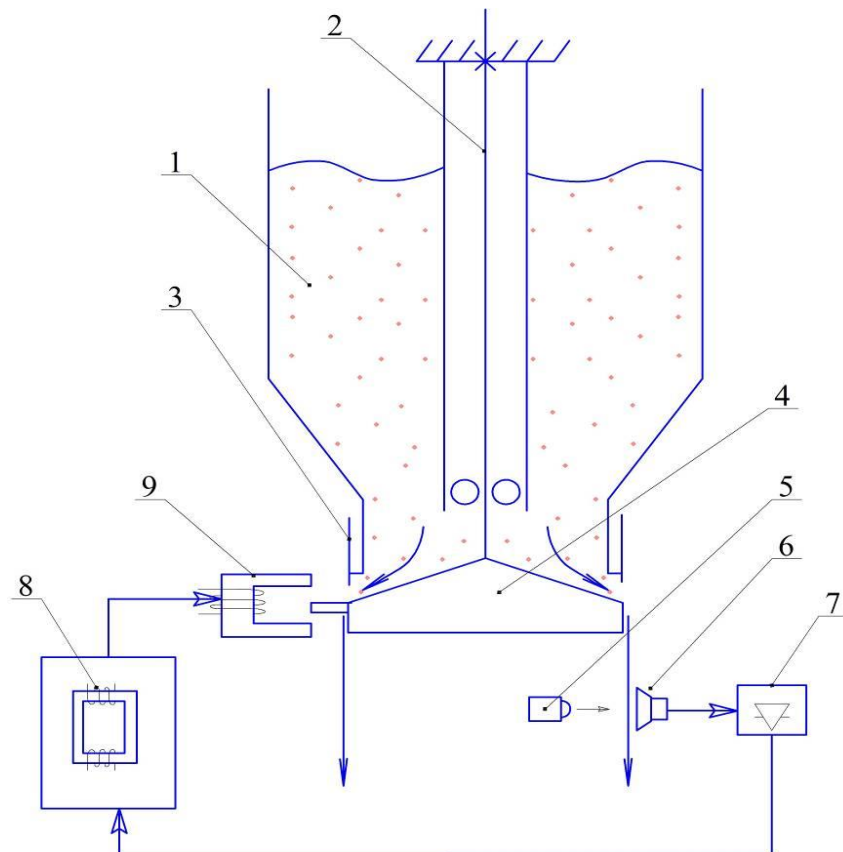


Рис. 3.2. функціональна схема привода енергоощадного вібраційного дозатора: 1 – бункер; 2 – стрижень; 3 – заслінка регульовальна; 4 – робочий орган; 5 – світлодіод; 6 – фотодіод; 7 – підсилювач сигналу; 8 – магнітний підсилювач; 9 – електромагніт.

Схема самого дозатора виконана таким чином, що забезпечує керовану зміну жорсткості стрижня-торсіона, моменту інерції рухомої частини, зазору між робочим органом і горловиною бункера, амплітуду і частоту вимушених коливань.

Жорсткість стрижня регулюємо зміною його довжини. Момент інерції рухомої частини змінюємо за допомогою заміни диска або заміною основи диска різної товщини.

Привід дозатора здійснюється електромагнітом 9, який отримує живлення від мережі, яке керується магнітним підсилювачем 8, який в свою чергу отримує сигнал зворотнього зв'язку з давача подачі (оптопара) світло діода 5 і фотодіода 6, отриманий сигнал підсилюється підсилювачем 8.

3.3. Розробка і розрахунок електричної схеми дозатора

Розробимо електричну схему енергоощадного вібраційного дозатора рис. 3.3.

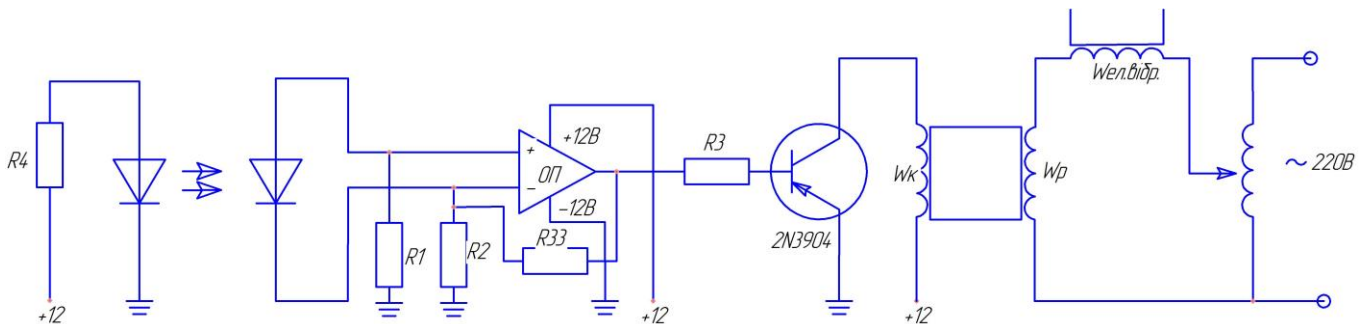


Рис.3.3. Електрична схема керування подачею енергоощадного вібраційного дозатора.

Для давача подачі ми вибрали оптопару, резистор $R4$ в колі живлення світлодіода розрахуємо за виразом:

$$R4 = \frac{U}{I} \quad (3.1)$$

де, U – напруга живлення діода, 12В,

I – потрібний струм живлення (5 мА).

$$R4 = \frac{12}{0,005} = 2400 \text{ Ом.}$$

Отже вибираємо резистор 2,4 кОм.

Вибір транзистора виконуємо на підставі напруги і струму:

$$U_{ke} \geq 1.2 U_{a_{ном}} \geq 1.2 \cdot 110 \geq 132B,$$

$$I_{k_{макс}} \geq I_{a_{ном}} \geq 1,2A.$$

Вибираємо транзистор типу 2N3904 з такими характеристиками:

$$U_{ke_{макс}} = 200B > 132B; \quad I_{k_{макс}} = 2A > 1,2A$$

$$P_{k_{макс}} = 25Вт; \quad h_{21e_{мін}} = 40; \quad I_{kб_0} \leq 1mA;$$

$$t_p \leq 2,6мкс; \quad U_{бе_{макс}} = 5B; \quad I_{бн} = 50mA.$$

Для забезпечення нормальних умов роботи транзистора вибираємо

$$E_{\delta} = 3B < U_{BE_{макс}} = 5B$$

Необхідну величину опору резистора R_{δ} для забезпечення режиму відсічки транзистора отримуємо за формулою:

$$R_{\delta} \leq \frac{E_{\delta}}{I_{kб_0}} \quad (3.2)$$

$$R_{\delta} \leq \frac{3}{1} = 3кОм$$

Потужність на опорі:

$$P_{R_{\delta}} = \frac{E_{\delta}^2}{R_{\delta}} \quad (3.3)$$

$$P_{R_{\delta}} = \frac{9}{3} = 3мВт$$

Вибираємо по стандарту R_{δ} – типу МЛТ-0,125-3кОм. Тепер необхідно узгодити значення вихідної напруги давача (фотодіода) з вхідною напругою транзистора U_{TP} , тобто знайти коефіцієнт підсилення за напругою K_U масштабувального пристрою, як

$$K_U = \frac{U_{\phiД}}{U_{TP}} \quad (3.4)$$

$$K_U = \frac{1,6}{12} = 0,12$$

Якщо масштабувальний пристрій виконати на базі операційного підсилювача (рис. 3.9), то його коефіцієнт підсилення, нехтуючи вхідним опором операційного підсилювача, буде

$$K_{U.оп} = \frac{R_{зз}}{R_2}, \quad (3.5)$$

де, $R_{зз}$ – опір у колі зворотного зв'язку операційного підсилювача, 50 кОм.

Значення опорів R_1 і R_2 зазвичай вибирають у межах 1-5 кОм.

$$K_{U.оп} = \frac{50000}{5000} = 10$$

Для підсилення напруги на електровібраторі ми вибрали магнітний підсилювач. Магнітні підсилювачі МП одержали широке застосування в автоматичних пристроях. Їхні переваги: надійність і довговічність в експлуатації (відсутні, рухомі частини); високий коефіцієнт підсилення; можливість підсилювати дуже малі потужності та сумування сигналів.

Струм в робочій обмотці W_p визначається рівнянням:

$$I_2 = U / \sqrt{r_2^2 + (\omega L + x_n)^2} \quad (3.6)$$

де L - індуктивність обмотки; X_n - індуктивний опір навантаження.

Відомо, що індуктивність з сталлю залежить від степені насичення сталі і може бути виражена формулою

$$L = w \cdot d\Phi/di, \quad (3.7)$$

де w - число витків обмотки; Φ - магнітний потік сердечника; i - струм, що проходить по обмотці.

Залежність магнітного потоку Φ від струму i нелінійна і подана кривою намагнічування $\Phi=f(i)$ (рис.3.10). На початковому лінійному відрізку (до точки В) кривої намагнічування кут β відносно великий і індуктивність також велика. З даного рисунка видно, що на лінійному відрізку OB індуктивність від струму i не залежить. Якщо далі збільшувати струм похідна $d\Phi/di$ яка вимірюється величиною $tg \beta_1$ зменшується, а відповідно зменшується і індуктивність. Якщо через обмотку дроселя (рис. 3.3) пропустити постійний струм, він створить в осерді постійний магнітний потік, що викличе зменшення індуктивності обмотки II і збільшення в ній струму. Напруга $U_{вих}$ також відповідно зросте. Таким чином, змінюючи величину постійної напруги U можна змінювати величину вихідної змінної напруги $U_{вих}$.

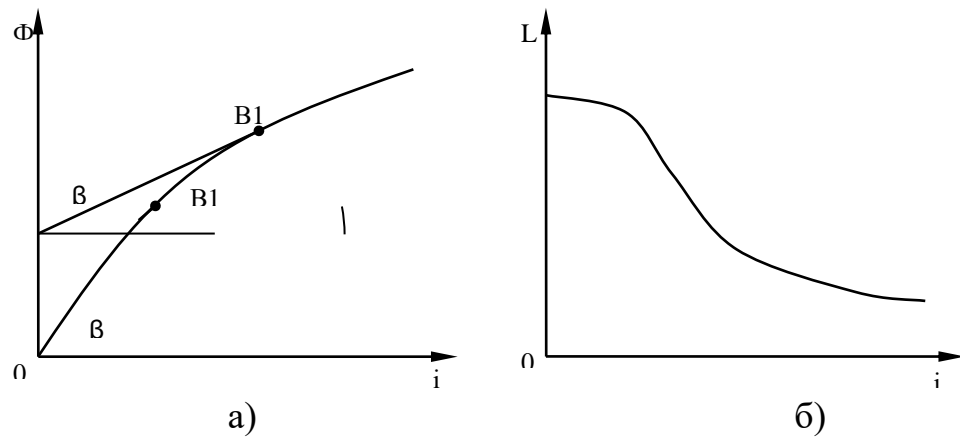


Рис. 3.3. Графіки залежностей: а) магнітного потоку від струму, б) індуктивності від струму
Коефіцієнт підсилення по потужності МП визначиться відношенням

$$K = P_{вих} / P_{вх} \quad (3.8)$$

Вибір марки феромагнітного матеріалу для виготовлення осердя виконуємо з урахуванням частоти живлення робочої обмотки та потужності МП на підставі рекомендацій, зазначених в [15].

Для виготовлення осердя МП вибираємо електромагнітну сталь Э310, яка є однією із найпоширеніших в електромагнітних пристроях.

Розрахунок МП розпочинаємо з визначення об'єму його осердя за формулою:

$$V = \frac{P \sqrt{1 - \frac{1}{k_p^2}}}{\omega H_{\max \text{ кз}} \sqrt{B_{xx}^2 - B_m^2}} \quad (3.9)$$

де $H_{\max \text{ кз}}$ – напруженість в режимі короткого замикання (див. [15])

Вибравши точку А на ділянці перегібу основної кривої намагнічування, знаходимо індукцію $B_{xx} = 1,45 \text{ Тл}$ та відповідну їй напруженість магнітного поля $H_{xx} = 5 \text{ А/см}$.

Коефіцієнт кратності струму $k_{кр}$ для малопотужних МП, що використовуються рекомендується: $k_{кр} = 5$

Максимальне значення напруженості в режимі короткого замикання (насичення) визначаємо за формулою:

$$H_{max} = K_{кр} H_{xx} \quad (3.10)$$

$$H_{max} = 5 \cdot 5 = 25 \text{ А/см} = 0,25 \text{ А/м}$$

Графічним шляхом за допомогою рис. 3.12 визначаємо індукцію короткого замикання $B_{m_{кр}} = 0,1 \text{ Тл}$.

Таким чином:

$$V = \frac{3.3 \sqrt{1 - \frac{1}{5^2}}}{18840 \cdot 0.25 \sqrt{1.45^2 - 0.1^2}} = 481 \text{ мм}^3$$

Згідно нормального ряду осердь (додаток 1 в [16]) вибираємо найближче осердя з геометричними розмірами $D_1 / D_2 / h$ типу ОЛ 16/20-2

Тоді уточнений об'єм осердя становить

$$V = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)h}{4} \quad (3.11)$$

$$V = \frac{3.14(20^2 - 16^2) \cdot 4}{4} = 452 \text{ мм}^2$$

Середня лінія осердя:

$$l = \frac{D_2 + D_1}{2} \pi \quad (3.12)$$

$$l = \frac{20 + 16}{2} \cdot 3.14 = 56.5 \text{ мм}$$

Тоді площа поперечного перерізу осердя:

$$S_{oc} = \frac{V \cdot K_{зoc}}{l} \quad (3.13)$$

де $K_{зoc} = 0,9$ – коефіцієнт заповнення загального перерізу осердя сталлю.

$$S_{oc} = \frac{452 \cdot 0.9}{56.5} = 7.2 \text{ мм}^2$$

Середнє значення довжини одного витка робочої обмотки $l_{p_{cp}}$ та обмотки управління $l_{y_{cp}}$ визначаємо за формулами:

$$l_{p_{cp}} = 2h + 2 \frac{D_2 - D_1}{2} + \chi \quad (3.14)$$

де $\chi = 5 \text{ мм}$ – припуск на кути.

$$l_{p_{cp}} = 2 \cdot 4 + 2 \frac{20 - 16}{2} + 5 = 17 \text{ мм} = 0,017 \text{ м}$$

$$l_{y_{cp}} = 2h + 4 \frac{D_2 - D_1}{2} + 2\chi \quad (3.15)$$

$$l_{ycp} = 2h + 4 \frac{D_2 - D_1}{2} + 2\chi$$

Кількість витків робочої обмотки змінного струму розраховуємо за формулою:

$$W_p = \frac{P_{МП}}{2\rho l_{CP} \cdot J} \quad (3.16)$$

де $\rho = 0,0175$ Ом·мм²/м (для міді)

$J=2$ – нормована щільність струму [17].

$$W_p = \frac{3.3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0.0175 \cdot 0.017 \cdot 2} = 28 \text{ витків}$$

Приймаємо початкове значення струму $I_{y \text{ макс}} = 1$ мА. Тоді число витків обмотки управління визначаємо за формулою:

$$W_y \approx \frac{H_{y \text{ макс}}}{I_{y \text{ макс}}} l_{ycp} \quad (3.17)$$

$$W_y \approx \frac{0,25 \cdot 26 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-3}} = 6 \text{ витків}$$

Напруженість $H_{y \text{ макс}}$ знаходимо графічним методом як напруженість управління, що зумовлює режим $H_{\text{макс кз}}$.

Струм робочої обмотки знаходимо за формулою:

$$I_{P \text{ макс}} = \frac{H_{\text{макс}} l_p}{W_p} = \frac{H_{\text{макс}} \cdot l_{PCP} \cdot W_p}{W_p} = H_{\text{макс}} \cdot l_{Pcc} \quad (3.18)$$

$$I_{P \text{ макс}} = 0,25 \cdot 0,017 = 4,2 \text{ мА}$$

Площу поперечного перерізу дроту для кожної з обмоток визначаємо через максимальний струм, що протікатиме через неї, та нормовану щільність струму:

$$q_p = \frac{I_{P \text{ макс}}}{J} \quad (3.19)$$

$$q_p = \frac{4.2 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.0021 \text{ мм}^2$$

$$q_y = \frac{I_{y \text{ макс}}}{J} \quad (3.20)$$

$$q_y = \frac{0.001}{2} = 0.0005 \text{ мм}^2$$

Відповідні діаметри дротів кожної обмотки:

$$d_p = \sqrt{\frac{q_p}{0.8}} \quad (3.21)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{0.0021}{0.8}} = 0.05 \text{ мм}$$

$$d_y = \sqrt{\frac{q_y}{0.8}} \quad (3.22)$$

$$d_y = \sqrt{\frac{0.0005}{0.8}} = 0.03 \text{ мм}$$

Обираємо відповідно марки проводів:

Для робочої обмотки ПЕВ-І-0,05мм;

Для обмотки управління ПЕВ-І-0,03мм.

Опір одного метра вибраних проводів відповідно дорівнюють:

$$R_{1M0,05} = 9,3 \text{ Ом/м} \quad R_{1M0,03} = 24,7 \text{ Ом/м}$$

Довжина обмотки управління:

$$l_y = l_{ycp} \cdot w_y = 0,03 \cdot 6 = 0,18 \text{ м}$$

Довжина робочої обмотки:

$$l_p = l_{pcp} \cdot w_y = 0,021 \cdot 28 = 0,59 \text{ м}$$

Активний опір обмотки управління:

$$R_y = R_{1M} \cdot l_y = 24,7 \cdot 0,18 = 4,45 \text{ Ом}$$

Активний опір робочої обмотки :

$$R_p = R_{1M} \cdot l_p = 9,3 \cdot 0,59 = 5,48 \text{ Ом}$$

Приведений до кола управління опір робочої обмотки:

$$R'_p = 2R_p(W_y/W_p)^2 = 2 \cdot 5,48(6/28)^2 = 0,5 \text{ Ом.}$$

Реактивний опір X_y , який необхідно увімкнути в контур управління для подавлення парних гармонік, знаходимо з формули повного опіру обмотки управління Z_y , що повинен задовольняти наступній умові:

$$Z_y = \sqrt{R_y^2 + X_y^2} \geq 10R'_p \quad (3.23)$$

Звідси :

$$X_y = \sqrt{(10R'_p)^2 - R_y^2} = \sqrt{(10 \cdot 0,5)^2 - 4,45^2} = 2,28 \text{ Ом}$$

Знаходимо індуктивність дроселя:

$$L_y = \frac{X_y}{2\pi f} \quad (3.24)$$

$$L_y = \frac{2.28}{2 \cdot 3.14 \cdot 50} = 0.073 \text{ Гн} = 7.3 \text{ мГн}$$

Визначаємо падіння напруги на індуктивній ланці робочої обмотки:

$$U_L = 4.44 \cdot f \cdot W_P \cdot S \cdot B_{xx} \quad (3.25)$$

де $f = 50 \text{ Гц}$ – частота живлення робочої обмотки;

$S = (D_2 - D_1)h = (20 - 16)4 = 16 \text{ мм}^2$ - площа поперечного перерізу стрижня магнітопроводу;

B_{xx} - індукція в магнітопроводі на ділянці перегину основної кривої намагнічування.

$$U_L = 4.44 \cdot 28 \cdot 50 \cdot 0.016 \cdot 1.45 = 144 \text{ В},$$

Напруга джерела живлення робочої обмотки:

$$U_{\approx} = \sqrt{U_L^2 + \frac{I_P^2}{K_{KP}^2} R_P^2} = \sqrt{144^2 + 0.0042^2 \frac{5.48^2}{5^2}} = 144 \text{ В}.$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Моделювання процесів виникнення аварій і травм

Для моделювання виникнення аварій і травм при роботі з вібраційним дисковим дозатором комбікормів застосуємо метод логічного моделювання процесів формування виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.[15]

За допомогою цього методу будемо мати можливість шляхом побудови "дерева" відрізків і помилок операторів різних систем вести математичну обробку моделі ("дерева") з метою одержання ймовірності виникнення таких випадкових подій, як травма, аварія і катастрофа. Обчислення рівня небезпеки спрямуємо на удосконалення конструкцій вібраційного дискового дозатора комбікормів, на зниження їх небезпеки а також вживати термінових заходів для першочергового усунення небезпек з більш високим рівнем.

Метод "дерева", "дерева несправностей" або "дерева несправностей і помилок оператора" застосовують для аналізу складних систем.

Процеси формування та виникнення обставин та причин різних аварій, виробничих травм можна заздалегідь моделювати, застосовуючи метод побудови "дерева" відмов та помилок оператора людино-машинних систем у сільському господарстві. Побудуємо логіко-імітаційну модель травм при роботі з вібраційним дисковим дозатором комбікормів.

При роботі з вібраційним дисковим дозатором найнебезпечнішим явищем є ураження електричним струмом. Приймаючи подію "ураження" як головну і зв'язуючи цю подію шляхом логічного аналізу з наступною подією, що обумовлює її виникнення за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших, приходимо до кінцевих подій, з яких і починає формуватися головна подія: "ураження". За своєю формою така модель нагадує крону

дерева, тому вона і одержала назву "дерево відмов і помилок". Кінцеві події називають базовими.[6]

Як правило, побудова моделі починається з головної події – ураження електричним струмом, а наступні розміщують зверху вниз ,аж до базових подій (рис. 4.1.)Кожен блок рисунка, позначений відповідним номером, означає подію (у загальному вигляді) або окремий етап побудови моделі:

- відмова (травма) системи - головна подія;
- послідовність подій, що призводять до відмови системи;
- послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів " І", "АБО" та інших;
- прямокутник - подія, що виникає як результат дії символа-оператора.
- базові події зображають у вигляді кружечків із написами в середині, вони є межею аналізу побудованої моделі ("дерева помилок").
- ромб - нерозкрита подія (подія, яка вимагає проведення відповідних досліджень).

Головною подією є ураження електричним струмом під номером 13, вона виникає внаслідок події номер 11 – пробивання на корпус і внаслідок нерозкритої події номер 12 – до дозатора в цей момент торкався працівник. Подія 11 пробивання на корпус дозатора виникає через подію номер 7 – пошкоджена ізоляція, або подію номер 10 – неправильне під'єднання дозатора до мережі. Подія номер 7 - пошкоджена ізоляція виникає внаслідок події номер 3 – перегрів дроту, або події номер 6 – механічне пошкодження. Подія номер 10 – неправильне під'єднання до мережі виникає внаслідок базової події номер 8 – стан контролю, або базової події номер 9 професійний рівень працівників. Подія номер 3 перегрів дроту виникає внаслідок базової події номер 1 – стан контролю, або базової події номер 2 – професійний рівень працівників. Подія номер 6 – механічне пошкодження виникає внаслідок події номер 4 – стан контролю, або базової події номер 5 – професійний рівень працівників.[18].

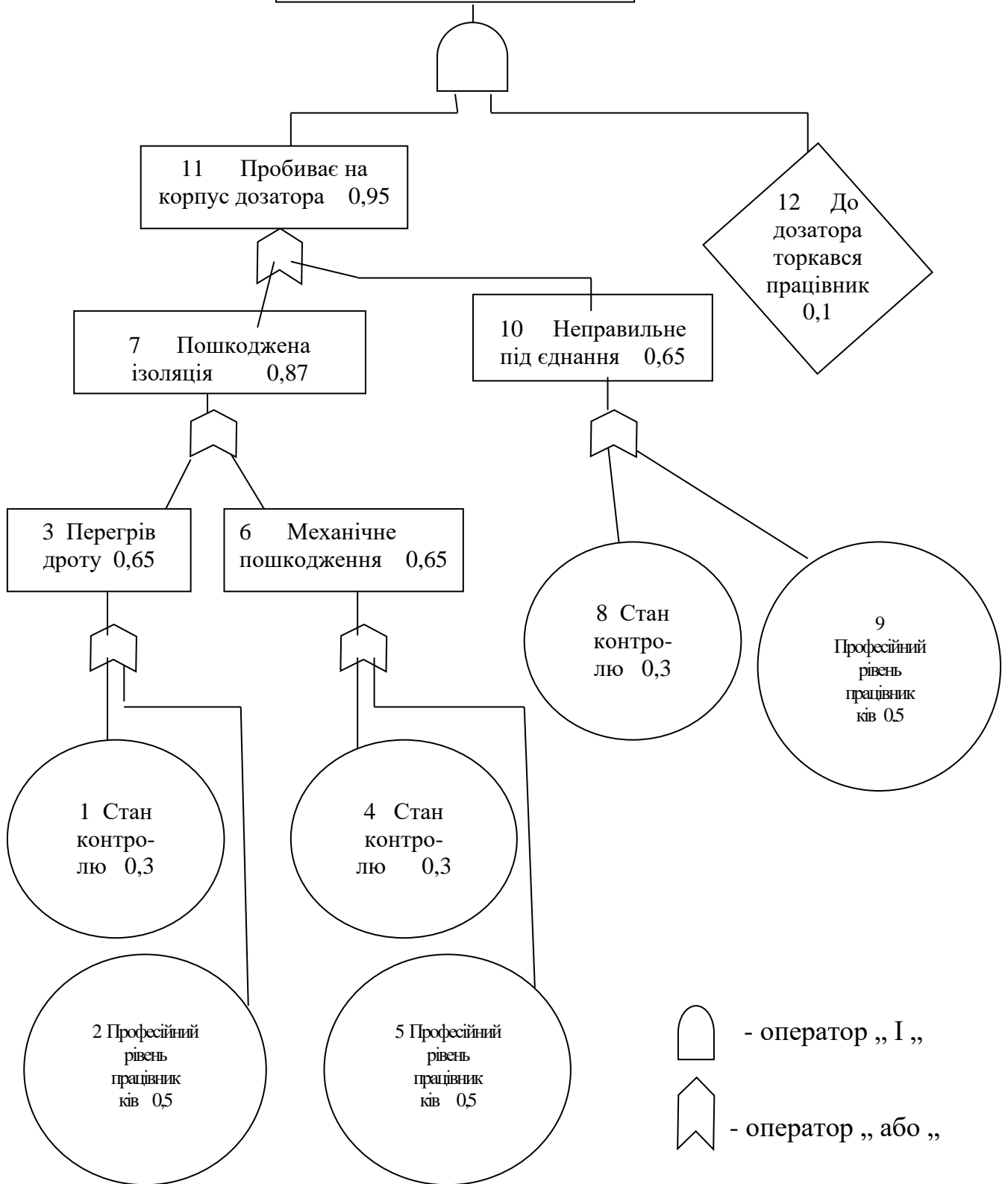


Рис. 4.1. Логіко-імітаційна модель процесу виникнення травми у працюючого при роботі з дозатором.

1,2,3... – номери подій; 0,3; 0,5... – ймовірності подій.

Базова подія номер 1 – „стан контролю” для події 3 „перегрів дроту” буде контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 2 – „професійний рівень” це неправильний розрахунок діаметру дроту при конструюванні дозатора. Базова подія 4 – „стан контролю” для події 6 – „механічне пошкодження” це контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 5 – для події 6 це буде професійність проведених робіт в зоні силового кабелю і можливість його пошкодити. Базова подія 8 – „стан контролю” для події 10 – „неправильне під \forall єднання” це контроль за станом дозатора (ЩТО), базова подія 9 „проф. рівень” для події 10 це проведення правильного включення дозатора працівником.

4.2. Оцінка рівня безпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня безпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня безпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій або травм залежно від досліджуваного явища.

Для оцінки рівня безпеки вібраційного дискового дозатора сипучих матеріалів можна застосувати метод обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в зарубіжній інженерній практиці.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія "стан контролю з охорони праці". Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо приймемо, що такий рівень контролю становить 30 %, то ймовірність відповідно дорівнює 0.3. При відсутності контролю ймовірність "не здійснення контролю"

становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.

Для базових подій 1; 4; 8 „стан контролю” ймовірність приймаємо 0,3, для базових подій 2; 5; 9 „ професійний рівень” ймовірність приймаємо 0,5.

На цьому можна вважати, що певна модель (рис.4.1.) підготовлена до математичної обробки. Для виконання математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логіко-імітаційної моделі застосовують формули.

Для проведення обчислень ймовірності травми використовуємо логіко-імітаційну модель процесу її формування:

1. Ймовірність події P_3 :

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2 \quad (4.1)$$

Умовно приймемо, що ймовірність базових подій $P_1 = 0.3$, а $P_2 = 0.5$. Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0.3 + 0.5 - 0.3 \cdot 0.5 = 0.65$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій проводяться відповідно до положень булевої алгебри.

Аналогічно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера.

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0.65;$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 = 0.87;$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0.65;$$

$$P_{11} = P_7 + P_{10} - P_7 \cdot P_{10} = 0.95;$$

$$P_{13} = P_{11} \cdot P_{12} = 0.095.$$

Таким чином, на робочому місці під час роботи вібраційного дозатора комбікормів при наявності тих недоліків з охорони праці, відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,5 травми.

На даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин. Але складовими причинами іншої травми також

можуть бути такі недоліки, як неефективний контроль чи низький професійний рівень знань працюючих. Тоді треба побудувати відповідну модель і виконати необхідні обчислення.

4.3. Запобігання небезпечним ситуаціям

Для запобігання небезпечним ситуаціям при роботі з вібраційним дисковим дозатором сипучих матеріалів потрібно підвищити професійний рівень працюючих, та конструкторів які розробляли його, поліпшити контроль під час проведення технічного огляду, та основне підвищити рівень інструктажів з безпеки праці, та контроль за його виконанням.

Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, поліпшити контроль під час проведення технічного огляду), можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

Значення ймовірності можуть бути використані при розробці заходів впливу на працюючих, що часто допускають небезпечні дії, і заохочуючих (стимулюючих) заходів до тих працюючих, на робочих місцях яких існує дуже низька ймовірність виникнення травми або аварії.

При розробці ефективної системи управління безпекою життєдіяльності необхідно передбачити відповідну оцінку і порядок стимулювання роботи з охорони праці. У новій системі рекомендується застосувати об'єктивний метод оцінки стану охорони праці шляхом обчислення ймовірності можливого виникнення травми у працюючих або аварії на певному робочому місці.

Для зменшення небезпечних і аварійних випадків та травм при роботі з вібраційним дисковим дозатором комбікормів повинні бути розроблені правила техніки безпеки:

- до роботи з вібраційним дисковим дозатором допускаються фізичні здорові особи віком не молодше 18 років, що пройшли навчання і інструктаж;
- під час обслуговування (очищення, регулювання) необхідно вішати таблички “не вмикати” і т.д. біля пускової кнопки;
- забороняється працювати з вібраційним дисковим дозатором сипучих матеріалів якщо відсутній захисний щиток на електромагніті;
- не можна працювати з вібраційним дисковим дозатором якщо відсутнє заземлення;
- не торкатись голими руками струмовідвідних частин і проводів.

Для запобігання виникнення пожеж розробляємо правила протипожежної безпеки.

Для успішного проведення протипожежної профілактики в робочих приміщеннях необхідно знати причини пожеж. На основі статистичних даних можна зробити висновок, що основними причинами пожежі може бути[8]:

- займання сіна і соломи на горищах приміщень;
- вибух пилу комбікорму;
- незадовільний стан заземлення;
- порушення правил монтажу та експлуатації електротехнічних пристроїв;
- несправність опалювальних пристроїв та порушення правил їх експлуатації.

В приміщенні повинні бути евакуаційні шляхи і виходи потрібного розміру. Потрібно забезпечити тваринницькі приміщення необхідними засобами пожежегасіння.

На горищах приміщення забороняється зберігати горючі матеріали.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Методика оцінки економічної ефективності капіталовкладень базується на стандартному підході, що включає обчислення загальної ефективності шляхом визначення ключових показників, зокрема терміну окупності інвестицій, економічного ефекту (прибутку) та рівня рентабельності. Окрім цього, враховуються додаткові фактори, такі як динаміка грошових потоків, ризики, пов'язані з інвестиційним проектом, вплив амортизації, а також перспективи підвищення продуктивності та зниження витрат унаслідок реалізації капіталовкладень. Такий підхід дозволяє оцінити не лише безпосередній фінансовий результат, а й довгострокову економічну доцільність проекту. [19]

Економічний ефект від використання модернізованого привода дискового дозатора для приготування кормів у кормоцеху включає кілька важливих аспектів. По-перше, це ефект від підвищення загальної ефективності роботи лінії: модернізація дозволяє дробарці та всій системі функціонувати на повну потужність, що підвищує продуктивність. По-друге, досягається економія електроенергії на роботі привода дробарки завдяки більш енергоефективному рішенню. По-третє, модернізація забезпечує додаткову економію електроенергії на приводі самого дозатора.

Окрім цього, модернізований привод сприяє підвищенню надійності та довговічності обладнання, знижує витрати на технічне обслуговування і ремонт, а також мінімізує простої в роботі цеху, що додатково впливає на загальну економічну ефективність виробництва. Таким чином, впровадження нового привода дозволяє не лише скоротити енергоспоживання, а й оптимізувати весь технологічний процес.

Для проведення порівняльного економічного розрахунку двох систем – діючої та модернізованої – потрібно врахувати основні параметри:

1. Витрати на електроенергію. Необхідно розрахувати споживання електроенергії кожною системою за однаковий проміжок часу, враховуючи роботу дробарки, дозатора та інших елементів.

2. Продуктивність систем. Оцінюється обсяг корму, що виготовляється за певний період, а також вплив модернізації на загальну ефективність роботи лінії, наприклад, усунення втрат через недовантаження або простої.

3. Витрати на технічне обслуговування. Порівнюються витрати на ремонт і обслуговування обладнання в обох системах. Для модернізованої системи ці витрати можуть зменшитися завдяки використанню більш надійного привода.

4. Інвестиції в модернізацію. Розраховується початковий обсяг капіталовкладень для оновлення привода дозатора, а також термін окупності цих інвестицій.

5. Економічний ефект. Порівнюється загальний економічний ефект, який включає економію електроенергії, підвищення продуктивності та зниження витрат на обслуговування.

Для розрахунків потрібно визначити потужність обладнання та тривалість його роботи в кіловат-годинах, обчислити різницю у витратах на електроенергію, враховуючи вартість одного кіловат-година, а також оцінити приріст продуктивності в тоннах виготовленого корму або у відсотковому еквіваленті. Терміни окупності можна визначити за формулою, де витрати на модернізацію діляться на річний економічний ефект.

Таке порівняння допоможе оцінити доцільність модернізації як з точки зору зниження витрат, так і з погляду довгострокової економічної вигоди. Якщо потрібно, можна додатково надати приклади розрахунків для конкретних умов.

Затрати на запропоновану систему – це вартість схеми керування (1623 грн.) та вартість дозатора (18498 грн.). Загалом 20121 грн.

Розрахуємо втрати потужності для базового та проектного варіантів, використовуючи формулу:

$$P^{\prime} = P \cdot ((1 - \eta) / \eta), \quad (5.1)$$

де η – ККД нашої системи електроприводу.

Коефіцієнт корисної дії проектованої системи перевищує показник діючої на 10%. Потужність як у базовому, так і у проектному варіанті становить $P = 15,0$ кВт. Враховуючи це, розрахуємо втрати потужності для обох варіантів:

$$P^{\prime}_{\delta} = 15,0 \cdot ((1 - 0,78) / 0,78) = 4,23 \text{ кВт},$$

$$P^{\prime}_{np} = 15,0 \cdot ((1 - 0,88) / 0,88) = 2,045 \text{ кВт}.$$

Втрати електричної енергії можемо визначити з формули, кВт*год:

$$\Delta P = P^{\prime} \cdot K_3 \cdot F_{\delta}, \quad (5.2)$$

де K_3 – коефіцієнт завантаження за потужності, є 0,8;

F_{δ} – дійсний річний фонд часу роботи електрообладнання приймається 2000 год.

Підставляючи значення, отримаємо втрати енергії для діючого та проектного електроприводу:

$$\Delta P_{\delta} = 4,23 \cdot 0,8 \cdot 2000 = 6768 \text{ кВт} \cdot \text{год};$$

$$\Delta P_{np} = 2,045 \cdot 0,8 \cdot 2000 = 3272 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Ціна втрат електроенергії становитиме:

$$B_{втр} = \Delta P \cdot \epsilon, \quad (5.3)$$

де ϵ – роздрібний тариф на електроенергію, відпущену споживачу, 5,6 грн. за кВт.

Вартість втрат електроенергії по діючому і проектному електроприводу:

$$B_{втр \delta} = 6768 \cdot 5,6 = 37900,8 \text{ грн};$$

$$B_{втр np} = 3272 \cdot 5,6 = 18323,2 \text{ грн}.$$

Отже економія E за рік становить: грн.

$$E = B_{втрБ} - B_{втрП}, \quad (5.4)$$

$B_{втрБ}$ та $B_{втрП}$ – вартість втрат електроенергії базового та проектного електроприводу.

$$E = 37900,8 - 18323,2 = 19577,6 \text{ грн.}$$

Термін окупності капітальних вкладень порівняно при врахуванні лише економії електроенергії за рахунок підвищення коефіцієнта корисної дії системи електроприводу

$$T = \frac{K_{елП}}{E}, \quad (5.4)$$

де $K_{елП}$ – капітальні вкладення проектного електроприводу;

$$T = 20121 / 19577,6 = 1,02 \text{ року}$$

Отже термін окупності становить 1,02 року.

ВИСНОВОКИ

Кваліфікаційна робота виконана на тему: «Модернізація кормоцеху ВРХ з розробкою дозатора сипучих кормів». Аналіз технологій утримання та годівлі показав перевагу конвеєрного методу утримання з індивідуальним дозуванням комбікормів, що залежить від продуктивності корів, завдяки чому досягається більша ефективність у виготовленні комбікормів, зниження витрат на корм та покращення здоров'я тварин.

Проведена класифікація та огляд конструкцій дозаторів, а також аналіз їх за основними критеріями корисності, дозволяють виявити низку переваг вібраційних дозаторів: малу металоємність і енергоємність, високу надійність у роботі та експлуатації (не потребують додаткових матеріалів для обслуговування), високу точність дозування, плавну змінюваність продуктивності в широкому діапазоні, рівномірність та стабільність роботи. Крім того, вібраційні дозатори є компактними і займають менше місця в порівнянні з іншими типами дозаторів, що дозволяє оптимізувати простір у кормоцеху та знизити витрати на утримання.

Для дозаторів можна виділити наступні корисні критерії: стабільність у часі, довговічність і зносостійкість, простота конструкції та обслуговування, витрати на обслуговування, ремонт і технічне обслуговування, рівномірність подачі, точність дозування, продуктивність, металоємність і енергоємність. Це дозволяє вибрати найбільш ефективний дозатор для конкретних умов кормоцеху, забезпечуючи економію ресурсів і покращення якості кормів.

Основні типи дозаторів у кормовиробництві включають барабанні, тарілчасті (дискові), гвинтові (шнекові), стрічкові (транспортні), скребкові, плунжерні (поршневі), шиберні, барабано-штифтові, грейферні, ланцюгові та вібраційні дозатори. Вибір типу дозатора залежить від конкретних вимог до точності дозування, продуктивності та енергетичних витрат.

Аналіз способів і засобів дозування сипучих кормів показав доцільність використання вібраційних дозаторів, оскільки вони забезпечують рівномірність подачі, простоту конструкції, мінімальні витрати енергії, низьку металомісткість і вартість. Крім того, вібраційні дозатори дають можливість точніше контролювати дозування корму, що важливо для забезпечення збалансованого харчування тварин та підвищення ефективності виробництва.

Розрахунок конструктивних і технологічних параметрів підтвердив надійність, міцність, продуктивність та інші характеристики. Запроектовані заходи по технічному обслуговуванню вібраційного дискового дозатора комбікормів гарантують безперебійну роботу та відповідність метрологічним вимогам. Розрахунки показали, що для обслуговування і технічного огляду досить одного слюсаря-ремонтника, що дозволяє знизити витрати на персонал і покращити економічну ефективність експлуатації.

Запроектовані заходи з охорони праці та захисту населення знизять ризик виникнення нещасних випадків і травм під час роботи з вібраційним дисковим дозатором, забезпечуючи безпеку працівників у кормоцеху.

Проведений порівняльний економічний розрахунок показав термін окупності модернізації в 1,02 року. Це свідчить про те, що запропоноване удосконалення є не тільки технічно ефективним, але й економічно доцільним, дозволяючи знизити експлуатаційні витрати і підвищити продуктивність кормоцеху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гуков Я. Перспективні обриси мобільної енергетики нового покоління/ Техніка АПК. - 2001. - №10-12. -С. 7-11.
2. Дмитрів В.Т. Машиновикористання у тваринництві.: Курс лекцій. ЛДАУ. Львів. 2002. – 204с.
3. Житецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Львів: Афіша, 2000. – 347 с.
4. Курсове та дипломне проектування по механізації тваринницьких ферм. За ред. Нанки О.В. – Харків. – 2003. – 356 с.
5. Кучерук І.М. Горбачук І.Т. Загальна фізика. Електрика і магнетизм. Т. 2. підручник. Київ: Вища школа, 1995. – 392с.
6. Носов Ю.М. Методичні вказівки для студентів факультету механізації сільського господарства по проектуванню кормоцехів при курсовому і дипломному проектуванні. – Дубляни, 1999. – 87 с.
7. Охорона праці. Г. М. Грядник, С. Д. Лехман, Д. А. Бутко та ін,— К.: Урожай, 1994.- 271 с.
8. Пат. 3957U UA 7A01K 5/02. Вібраційний дисковий дозатор сипучих матеріалів. Сиротюк В.М., Хімка С.М., Сиротюк С.В. (Україна): № 200404261. Заявлено 06. 04. 2004. Опубл. 15.12.2004; Офіційний бюл. „ Пром. власність № 12.
9. Пат. 52059A UA 6A01K 5/02. Дозатор сипучих кормів. Банга В.І., Жінчин Я.С., Дмитрів В.Т., Сиротюк В.М. (Україна): № 2002010755. Заявлено 30. 01. 2002; Опубл. 16.12.2002. Офіційний бюл. „ Пром. власність № 12.
10. Петров К. С., Ілієв Я. А., Іванов Н. Я. Ергономія, етологія і гігієна промислового тваринництва / Пер. з болг. В. П. Коваленка.— К.: Урожай, 1981.— 129 с.

11. Ревенко І.І., Кукта Г.М., Манько В.М., Роговий В.Д., Шабельник Б.П., Сиротюк В.М., Дацишин О.В. Механізація виробництва продукції тваринництва. – К.: Урожай, 1999. – 223 с.
12. Ревенко І.І., Манько В.М. Машиновикористання в тваринництві. – К.: Урожай, 1999. – 241 с.
13. Сиротюк В.М. Машина та обладнання для тваринництва.: Навчальний посібник. Львів.: Магнолія плюс: 2004. – 204с.
14. Сиротюк В.М., Сиротюк С.В Оптимізація параметрів вібраційного дискового дозатора комбікормів. Львівський державний аграрний університет. Агро вісник. – Львів: 2001. – С.7.
15. Сиротюк В.М., Сиротюк С.В. Обґрунтування параметрів вібраційного дискового дозатора комбікормів. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. -№5. –Мелітополь: ТДАТА, 2001. –С.9.
16. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропивний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструювання, проектування. Книга 1: Машини для рільництва. -К.: Урожай, 2001. -282с.
17. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Коливання в інженерній справі. /Пер. з англ. 1985. –472 с.
18. Лехман С.Д., Целинський В.П., Козирев С.М. Довідник з охорони праці в сільському господарстві: Запитання і відповіді. Київ: Урожай, 1999. 400с.
19. Лехман С. Д., Рубльов В. І., Рябцев Б. І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ.: Урожай, 1993. 267с.
20. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.tesla.com/models>
21. Федішин Б.М., Борисик Б.В., Вовк М.В. Хімія та екологія атмосфери. Київ: Алеута, 2013. 272с.