

# НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИ)

КОНСТРУЮВАННЯ

ТА

ДИ-

ЗАЙНУ \_\_\_\_\_

# НУБІП України

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

(назва кафедри)

# НУБІП України

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПІБ)

2023 р.

## МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

# НУБІП України

на тему Оптимізація режимів роботи молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна SKIF 280

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

# НУБІП України

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПІБ)

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., професор

к.т.н., ст. викладач

(науковий ступінь та вчене звання)

Ловейкін В.С.

Ляшко А.П.

(підпис)

(ПІБ)

# НУБІП України

Виконав

(підпис)

Шараєв Олександр Олександрович

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

# НУБІП України



# ЗМІСТ

# НУБІП України

ЗМІСТ ..... 3

РЕФЕРАТ ..... 4

ВСТУП ..... 5

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ ..... 8

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ УДОСКОНАЛЕНОГО МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ..... 23

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ..... 45

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ..... 56

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ..... 65

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ..... 71

ВИСНОВКИ ..... 77

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ..... 79

ДОДАТКИ ..... 81

# НУБІП України

# НУБІП України

# НУБІП України

## РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки, що містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел та додатків. Дана робота представлена на аркушах А4 друкованого тексту.

В першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто загальні відомості про молотильно-сепаруючі пристрої зернозбиральних комбайнів, їх класифікацію та будову.

Відповідно до завдання МСП (молотильно-сепаруючий пристрій), здійснює обмолочування на бильних або штифтових молотильних апаратах із очищенням грубого вороку на клавійних соломотрясах.

В другому розділі розглянуто розробку конструкції та удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою, а також його розрахунок з використанням барабану закритого типу, заміна приводу барабану, безшпонкове кріплення шківів, заміну відстані розташування планок підбирання.

В третьому розділі розроблено динамічну модель молотильно-сепаруючого пристрою, на основі якої складено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку. На базі побудованої математичної моделі проведено динамічний аналіз режиму пуску розробленого молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна SKIF 280.

В четвертому розділі оптимізовано режим пуску молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна SKIF 280. Для цього обрано критерій оптимізації, що представлений у вигляді інтегрального функціонала, мінімізація якого дозволила визначити оптимальний режим пуску.

В п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці при виконанні збиральних робіт зернових культур. В цьому розділі приділено значну увагу інструктажу та забезпечення робочого порядку при виконанні збиральних робіт.

В шостому розділі проведено розрахунок економічної ефективності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна SKIF 280.

**Ключові слова:** молотильно-сепаруючі пристрої, барабан, конструкція, апарат, продуктивність, динамічний аналіз, оптимізація режиму руху.

## ВСТУП

Виробництво зерна є пріоритетною галуззю сільськогосподарського виробництва. Зернове виробництво разом з основними технологічними процесами потребує виконання великих обсягів виробництва направлених на виконання молотильно-сепарувальних операцій та очищення зерна від різного роду домішок.

В магістерській роботі проведено глибокий аналіз існуючих конструкцій молотильно-сепарувальних пристроїв зернозбиральних комбайнів. Від якісного проведення молотильно-сепарувальних операцій здебільшого залежить якість кінцевого продукту – зернової маси, через що важливе значення набуває ефективність виконання даних видів робіт.

В магістерській роботі розроблено удосконалену конструкцію молотильно-сепарувального пристрою для зернозбирального комбайну SKIF 280.

В удосконаленій конструкції використано барабан закритого типу, здійснено заміну приводу барабану, використано безшпонкове кріплення шківів, оптимізовано розташування планок підбирання. Проведено розрахунок елементів розробленої конструкції молотильно-сепарувального пристрою зернозбирального комбайна.

Зерно дуже часто має високу засміченість і транспортується разом з домішками з поля. Кількість домішок становить до 8%, а в деяких випадках до 18%. Ці домішки переміщуються разом з зерном. Такий стан обумовлює додаткові витрати палива та зниження продуктивності зернозбиральних комбайнів. Наявність пилу та дрібної землі сприяє проростанню зерна. Через те видаляти пил та інші легкі домішки необхідно якомога раніше.

Вивантаження обмолоченого зерна здійснюється різними транспортуючими машинами, зокрема, гвинтовими конвесрами. Гвинтові конвесери мають ряд переваг - компактність, простоту експлуатації, надійність, що обумовлює їх широке поширення. Однак наразі підвищення продуктивності пристроїв здійснюється за рахунок збільшення діаметра, що зменшує їх компактність і збільшує металоемність.

В магістерській роботі проведено динамічний аналіз руху молотильно-сепарувального пристрою. Для проведення динамічного аналізу розроблено динамічну модель приводного механізму з молотильно-сепаруючим пристроєм, яка представлена у вигляді двомасової динамічної моделі. На основі динамічної моделі з використанням принципу Даламбера побудовано математичну модель, яка являє собою систему двох диференціальних рівнянь другого порядку, які є нелінійними, тому для їхнього розв'язку використані чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки. З проведеного динамічного аналізу виявлені значні коливальні процеси кінематичних та динамічних характеристик молотильного барабана.

Для усунення коливань в елементах приводного механізму та молотильного барабана проведено оптимізацію режиму пуску молотильно-сепарувального пристрою. Для проведення оптимізації в якості критерію оптимізації використано середньоквадратичне значення рушійного моменту приводного механізму. В результаті проведеної оптимізації усунені коливальні процеси у приводному механізмі та молотильному барабані.

**Метою магістерської кваліфікаційної роботи** є розробка конструкції молотильно-сепарувального пристрою для зернозбирального комбайна та проведення оптимізації його режиму руху.

Для досягнення поставленої мети сформувано наступні задачі:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій молотильно-сепарувальних пристроїв зернозбиральних комбайнів;
2. Розробити удосконалену конструкцію молотильно-сепарувального пристрою для зернозбирального комбайна SK IF 280;
3. Провести розрахунок розробленої конструкції молотильно-сепарувального пристрою;
4. Виконати динамічний аналіз руху молотильно-сепарувального пристрою при обмолоті зернових культур;
5. Оптимізувати режим пуску молотильно-сепарувального пристрою;

6. Провести аналіз питань з охорони праці при роботі з гвинтовим кон-  
весром;  
7. Провести розрахунок економічної ефективності

**Об'єкт дослідження** - технологічний процес обмолоту зерна та молоти-  
льно-сепарувальний пристрій,

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

# НУБІП України

## АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

### 1.1. Загальні відомості про молотильно-сепаруючі пристрої

При виборі типу комбайна враховуються кліматичні та природні умови, набір культур що вирощуються, обсяг робіт, врожайність, рельєф місцевості, розміри полів, умови експлуатації, саме від цих чинників залежить вибір МСИ.

За типом конструкції молотильно-сепаруючого пристрою зернозбиральні комбайни можуть мати класичну, роторну (аксіально-роторну) чи комбіновану схему молотильно-сепаруючого пристрою.

В класичних комбайнах (рис. 1.1) обмолочування відбувається на бильних або штифтових молотильних апаратах з наступним очищенням грубого вороху на клавішних соломотрясах. Для класичної схеми молотильно-сепаруючого пристрою характерними є обмолочування зернових колосових культур внаслідок удару бил по колоску та витирання зерна між барабаном і підбарабанням. Завдяки цілеспрямованому вибору конструктивних та кінематичних параметрів пропускна здатність молотильно-сепаруючого пристрою досягає 7 – 9 кг/с.

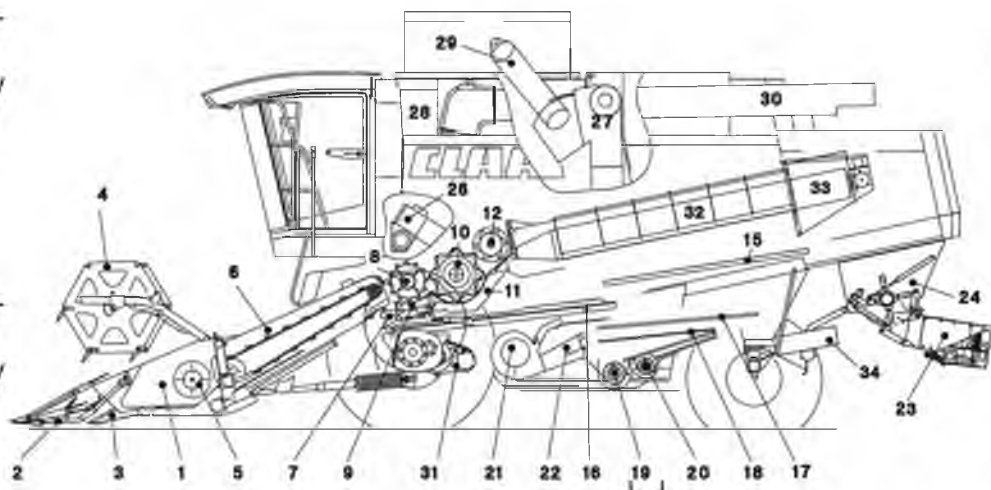


Рис. 1.1. Схема зернозбирального комбайну класичного типу

1 - жатка; 2 - цільник; 3 - стебленіщюяник; 4 - двиговило; 5 - живильний шнек; 6 - подас транспортер; 7 - камневлловлювач поток; 8 - попередній пристро-

рювач; 9 - вхідний підбарання; 10 - молотильний барабан; 11 - головне підбарання; 12 - ревер вибухобезпечний барабан; 15 - скатна дошка; 16 - транспортна дошка; 17 - верхнє решето; 18 - нижня решето; 19 - зерновий шнек; 20 - колосовий шнек (шнек сходових продукту); 21 - вентилятор; 22 - повітряний канал; 23 - разбрасиваль полови; 24 - подрібнювач соломи; 26 - колосовий елеватор (елеватор сходових продукту); 27 - зерновий елеватор; 28 - зерновий бункер; 29 - завантажувальний шнек; 30 - вивантажний елеватор; 31 - КПП; 32 - сепараційні коробка; 33 - ротор; 34 - розкидач полови

Також за необхідністю застосовуються додаткові барабани:

- Прискорювач забезпечує прискорення і рівномірне подавання маси до молотильного барабану, збільшуючи при цьому ступінь сепарації зерна й зменшуючи втрати зерна;

- Сепарувальний барабан розміщують над соломотрясом для якіснішого виділення зерна із грубого вороху на соломотрясі;

- Ротаційний барабан встановлюється за відбійним бітером для розшування грубого вороху після обмолочування і рівномірного розподілення маси за шириною молотарки, сприяючи зменшенню втрат зерна за соломотрясом та дає змогу підвищити продуктивність комбайна загалом.

Під час роботи на схилах зернозбирального комбайна із класичною схемою молотильно-сепаруючого пристрою збільшуються втрати зерна і знижується якість роботи комбайна через неефективне використання площі сепарувальної поверхні решіт. Ця проблема усувається вирівнюванням комбайна чи тільки молотарки, а також систем динамічного вирівнювання вороху на решетах.

В роторних комбайнах (рис. 1.2) обмолочування та сепарацію вороху виконує один і той самий робочий елемент, що забезпечує відокремлення з маси майже всього зерна.

В комбайнах з аксіально-роторною схемою процес обмолочування та сепарації грубого вороху відбувається ротором, що обертається у циліндричній деці. Передня частина ротора обмолочує хлібну масу, а задня – сепарує зерно, тобто

виконує ефективне виділення зерна із подрібненого грубого вероку. Для переміщення маси вздовж осі на роторі встановлюють планки чи лопаті, а на децигвинтові напрямні

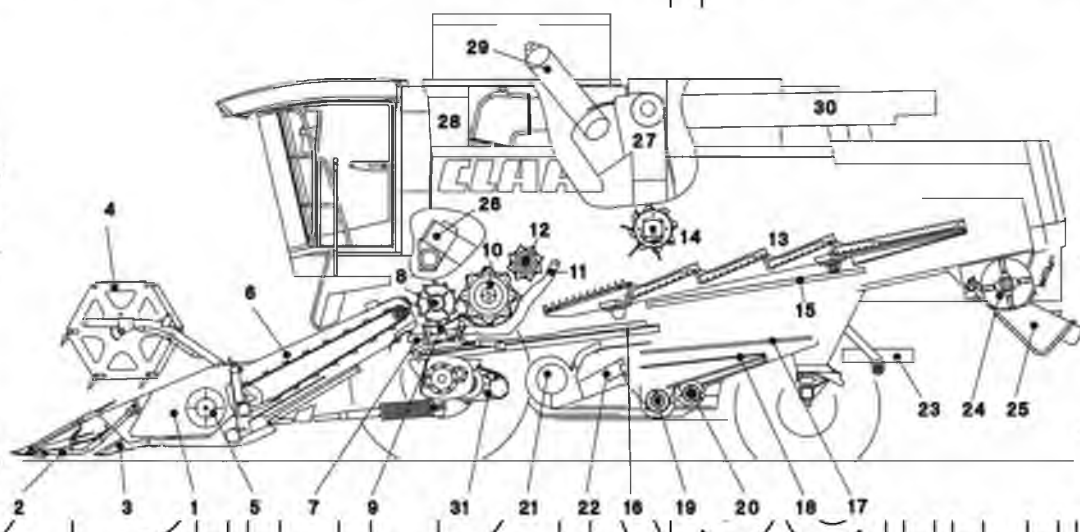


Рис. 1.2 Комбайн з молотильно-сепаруючого пристрою аксіально-роторного типу

1 - жатка; 2 - дільник; 3 - стеблепідйомний кам; 4 - мотовило; 5 - живильний шнек; 6 - подає транспортер; 7 - камневлловач яток; 8 - попередній прискорювач; 9 - вхідний підбарання; 10 - молотильний барабан; 11 - головне підбарання; 12 - ревер вибухобезпечний барабан; 13 - соломотряс; 14 - мультисепаративна система; 15 - скатна дошка; 16 - транспортна дошка; 17 - верхнє решето; 18 - нижнє решето; 19 - зерновий шнек; 20 - колосовий шнек (шнек сходових продукту); 21 - вентилятор; 22 - повітряний канал; 23 - розоросувач полови; 24 - подрібнювач соломи; 25 - розкидати соломи; 26 - колосовий елеватор (елеватор сходових продукту); 27 - зерновий елеватор; 28 - зерновий бункер; 29 - завантажувальний шнек; 30 - вивантажний елеватор; 31 - КПП.

## 1.2. Технологічний процес роботи

Стебла після зрізу подаються витками шнека в похилу камеру, де подають ланцюга переміщують їх на попередньо-вальний прискорювач. У камневлловач потрапляють камені і сторонні предмети. Попередньо-вальний прискорювач

збільшує швидкість руху матеріалу і подає його на молотильний барабан. Вхідне підбарабання відокремлює частину зерна, полову і коротку соломку на транспортну дошку. Молотильний барабан вимолочує зерна з колосків. Головне підбарабання відокремлює більшу частину зерна, полови і короткої соломи на транспортець дошки. Реверсивний барабан рівномірно подає зерна, що залишилися разом з соломкою до ротора або на соломотряс.

Ротори примусово подають соломку в задню частину комбайна, а зерно, що залишилося, падає через деки роторів на скатну дошку, а соломка подається в подрібнювач соломи.

Клавіші соломотряса розпушують соломку і зерно, що залишилося, падає на скатну дошку. Соломка подається в подрібнювач соломи. Мультисепараторна система додатково розпушує соломку на соломотряс.

Скатна дошка подає зерно на транспортну дошку. Транспортна дошка подає матеріал на верхнє решето. При цьому проводиться попереднє сортування на зерно (знизу) і на полову і коротку соломку (зверху).

Вентилятор створює напір повітря, який виносить всі легкі частинки (полову) в задню частину машини.

Через верхнє решето всі зерна падають на нижнє решето. Частинки, розмір яких більше зерен, потрапляють в лоток шнека сходових продуктів. Через нижнє решето всі зерна падають в лоток зернового шнека. Частинки, розмір яких більше зерен, падають в лоток колосового шнека. Зерновий шнек подає зерна в зерновий елеватор. Колосовий шнек подає частинки, розмір яких більше зерна, в колосовий елеватор. Вентилятор розкидання полови подає полову і коротку соломку в радіальний розкидач.

Розкидач полови рівномірно розподіляє полову і коротку соломку за машиною. Через подрібнювач соломи подрібнює соломку і подає її до радіальних розкидачів. Подрібнювач соломи подрібнює соломку і подає її до розкидачів з розки-

дають листами. Радіальний розкидач рівномірно розподіляє пеліву і коротку со-  
лому за машиною. Розкидувач рівномірно розподіляє коротку соломку за маши-  
ною. Колосовий елеватор повторно подає всі частинки з лотка шнека сходових  
продукту до попереднього прискорювача. Зерновий елеватор подає всі зерна з  
лотка зернового шнека в зерновий бункер. У зерновому бункері забезпечується  
проміжне збереження зерна. Вивантажний елеватор подає зерно із зернового бу-  
нкера в транспортний засіб.

За такого типу МСП зерно із колосків виділяється не від удару й витирання,  
як в класичній схемі, а лише за допомогою витирання. Водночас знижується рі-  
вень пошкодження зерна й збільшується енергоємність процесу, а це призводить  
до збільшення витрати палива, під час роботи із вологою масою і значною за-  
бур'яненістю хлібостою продуктивність машини зменшується, а втрати інколи  
перевищують допустимий рівень. За збирання довгостеблових зернових культур  
підвищеної вологості еностерігається утворення джгутів і накручування їх на ро-  
тор, а солома піддається інтенсивнішому перетиранню.

Суттєвою відмінністю є те, що під час роботи на схилах роторного ком-  
байна проблема сепарації зерна майже не виникає, та на якість роботи комбайна  
кут схилу не впливає.

Комбінована (гібридна) схема МСП із барабанно-дековим молотильним  
апаратом та наступною сепарацією грубого вороху на роторних соломосепара-  
торах.

Особливістю такого молотильно-сепаруючого пристрою є поєднання кла-  
сичної схеми обмолочування і сепарації грубого вороху, як на комбайнах із ро-  
торним МСП, що дає змогу підвищити ефективність роботи комбайна та уник-  
нути недоліків класичного соломотреса. До того ж лише 10% зерна потрапляє до  
соломосепаратора.

Зернозбиральні комбайни з комбінованою схемою молотильно-сепаруючого пристрою ефективніше працюють на соломистих зернових культурах у порівнянні з класичною системою обмолочування. Для них характерними є теж, збільшення енергоємності процесу, відповідно, й витрати палива, матеріаломісткості та ускладнена система приводу, хоча й їхня робота ефективніша, особливо за підвищеної вологості хлібної маси.

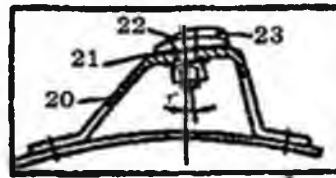
За конструкцією молотильні апарати класичних комбайнів поділяють на:

- Бильні;
- Штифтові;
- Комбіновані.

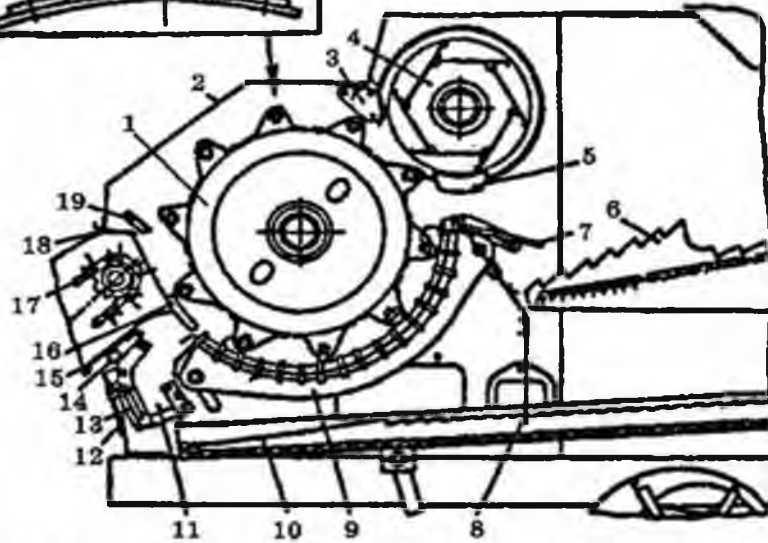
Бильні бувають одно - і двобарабанні, а штифтові – однобарабанні (рис.1.3). Конструкція таких апаратів виділяється тим, що на підбичники кріпляться рифлені бичі. Пристосування встановлюються по черзі, чергуючись по напрямку рифлів: направо, наліво. Що забезпечує рівномірний розподіл хлібної маси.

Підбарабання у механізмі гратчастої конфігурації, що дозволяє прокидатися (до 80%) вимолоченого зерну. Кут охоплення між ним і барабаном зазвичай варіюється в інтервалі від  $125^\circ$  до  $146^\circ$ . Більше значення параметра сприяє підвищенню продуктивності вимолоту зернової маси.

НУБ



НУБ



НИ

НИ

НУБ

Рис. 1.3 Однобарабанний бильний молотильний апарат

1 - барабан; 2 - кришка; 3 - відсікач повітряного потоку; 4 - відбійний бітер;  
 5, 16 і 19 - щитки; 6 - соломотряс; 7 - пальцева решітка; 8 - полотняний фартух;  
 9 - підбарабання; 10 - струшувальна дошка очищення; 11 - камера каміневлов-  
 лювача; 12 - рукоятка; 13 - відкидна кришка; 14 - труба з роликami; 15 - перехід-  
 ний щиток; 17 - плаваючий транспортер; 18 - прогумований пас; 20 - Планка-  
 підбічник; 21 - регулювальна пластина; 22 - болт; 23 - бичі.

НУБІП України

НУБІП України

Штифтові апарати (рис 1.4) встановлюють в поперечному напрямку до по-  
 здовжньої осі молотарки, а бильні - як в поперечному напрямку, так і в осьовому  
 (аксіально-роторні).

НУБІП України

НУБІП України

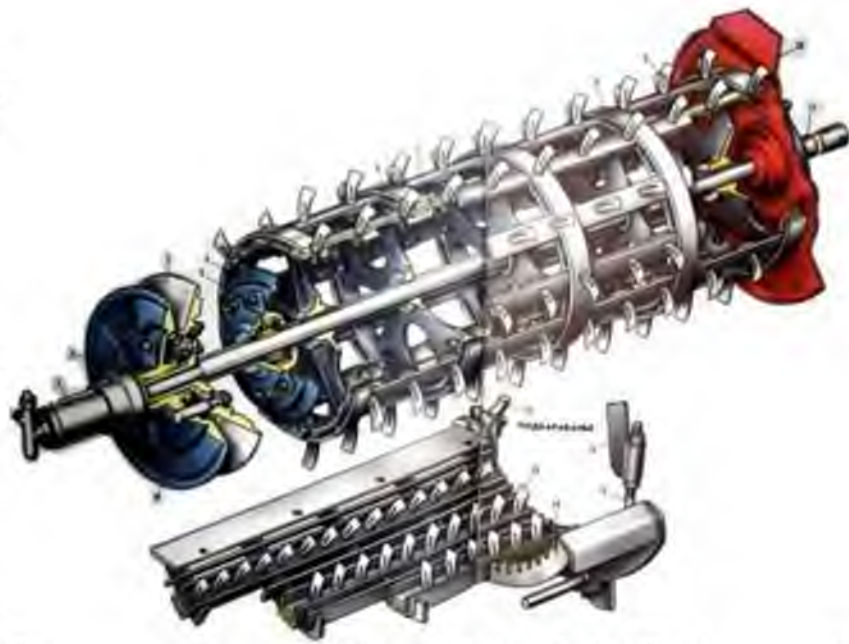


Рис.1.4 Штифтовий молотильний апарат

1 - Гідроциліндр управління варіатором; 2 - Рухомий диск шківів; 3 - Нерухомий диск шківів; 4 - Фланець кріплення барабана; 5 - Корпус підшипника; 6 - Диск барабана; 7 - штифтові планка барабана; 8 - обід барабана; 9 - Штифт барабана; 10 - Фланець кріплення барабана; 11 - Вал барабана; 12 - Регулювальний болт; 13 - Штифт підбарабання; 14- Поздовжня планка підбарабання; 15 - Задня підвіска (тяга); 16 - Направляючий палець.

Штифти шаблеподібної форми звужуються до вершини в радіальному напрямку і розширюються в дотичному, що дає можливість проводити регулювання молотильного зазору між штифтами при переміщенні підбарабання.

За рахунок пресової посадки квадратних конічних пасків штифтів в такі ж отвори планок барабана і підбарабання забезпечується строга орієнтація штифтів.

У комбінованих молотильних апаратах - перший барабан штифтовий, а другий бильний. Обидва молотильні механізми: барабан і підбарабання оснащені штифтами, виконаними у формі клина. Між рядами встановлюється фіксована решітка, що дозволяє частинам обмолоченої продукції просипатися далі. Така конструкція зручна при роботі з вологою зерновою масою. Одним з недоліків даного апарату - сильне подрібнення соломи.

Конструкція з бильним молотильним апаратом є найбільш універсальною за типом оброблених культур. Завдяки правильному налаштуванню функціональних вузлів, в сучасній техніці, вдається знизити рівень втрат зерна.

Для полів з високою врожайністю та під збір кукурудзи вигідніше використання аксіально-реторної схеми. Втім, тут знадобиться спеціальна кукурудзяна жатка, налаштована під ширші міжряддя цієї культури.

Також у МСП класичного типу, є свої переваги та недоліки

Переваги:

- Відносно малий кут охоплення барабана підбарабанням, достатній для вимолоту й відділення більшої (80-95%) частини зерна від соломи, через що зменшуються витрати енергії на деформацію та руйнування соломи.

- Тонкошарове сепарування грубого вороху з виділенням з нього дрібного вороху. Цей спосіб сепарування грубого вороху можна використати замість процесу, що виконується клавшним соломотрясом. Це означає, що можна відмовитися від клавшного соломотряса, замінюючи його робочими органами типа барабанно-декового, або додаткових до основного молотильно-сепарувального пристрою, таких же пристроїв, як основний. При цьому вимолот зерна і сепарацію грубого вороху зробити диференційованим, багатоступінчастим.

- Руйнівна дія сторонніх матеріалів в молотильно-сепаруючого пристрою такого типу, порівняно менша ніж при попаданні їх в молотильно-сепаруючого пристрою інших типів. Також на всіх барабанно-декових пристроях встановлюють каменевловлювачі.

- Барабанно-декові пристрої класичного типу порівняно прості та дешеві у виготовленні та експлуатації.

- Такі пристрої надійніші та простіші в експлуатації.

Також у молотильно-сепаруючого пристрою такого типу є недоліки:

- В однобарабанних молотильно-сепаруючого пристрою класичного типу спостерігається порівняно високий рівень пошкодження зерна, це

пов'язане з малими зазорами в молотильному пристрої необхідними для повного вимолоту зерна за один прохід технологічної маси на підбарабанні.

- Перважно ударний принцип руйнування суцвіть з зерном, при якому вивільнене оголене зерно вдаряється в жорсткі металеві частини деки та барабану зі швидкостями, що перевищують швидкості руйнующого пошкоджующого удару тертя.

- Клавішний соломотряс, як основний сепаратор грубого ворсху, недостатньо виділяє зерно з соломи. Це пов'язано з тим, що час проходження зерна крізь велику товщину соломистого шару, суттєво перевищує час руху соломи до виходу з соломотрясу. В результаті цього соломотряс є робочим органом, стримуючим можливість підвищення продуктивності молотарки.

- Конструкція молотильно-сепарующого пристрою класичного типу дозволяє попадання зерна у середину барабана, що пов'язане з підвищенням рівня пошкодження зерна та виходу його до соломотрясу оминаючи решітчасте підбарабання.

- На підбичниках (або на бичах зарубіжних комбайнів накопичується додаткова маса пилу, дрібних рослин (до 1 кг і більше на одному бичі, яка від нерівномірних навантажень та вібрацій може опадати, порушуючи збалансованість барабану, в результаті чого виникає його вібрація, руйнуючи кулькові підшипники та шкодить здоров'ю оператора комбайна. Дисбаланс барабана може сягати понад 1 кг при допустимих 0.04кг на один бич.

- Інерційність барабана відкритого типу, як правило не достатня для подолання опору нерівномірно технологічної маси що подається в нього, це призводить до порушення рівномірної частоти обертання барабана, та й до заорювання (забивання) барабана технологічною масою).

Перераховані переваги молотарок класичного типу стали основною причиною найпоширенішого втілення їх у виробництво.

НУБІП УКРАЇНИ

Порівняно менше (в світі – 5-20 %, але значне поширення, особливо в США – до 50 %) набули зернозбиральні комбайни аксіально-роторного типу з причини притаманних їм наступних технологічних переваг.

- В молотильно-сепаруючого пристрою такого типу суттєва частина зерна вимолочується шляхом його витирання, що сприяє зменшенню подрібнення зерна.

- Порівняно велика площа тонкошарового розділення (сепаруюча технологічного матеріалу на дрібний та грубий ворохи, що сприяє активному виділенню зерна з грубого вороху.

- Суміщення в одному барабанні молотильно-сепарувальної частини з сепаратором грубого вороху, що дозволяє виконувати цей пристрій більш компактним.

Разом з цим, МСП аксіально-роторного типу мають притаманні їм суттєві технологічні та конструктивні недоліки.

- Технологічний матеріал, переважно солома, порівняно довго обробляється молотильним барабаном (обертається навколо осі барабана 6-7 витків – 2160...2520°, довгий час деформується та руйнується. Це призводить до невідповідних затрат енергії (пального, на 20-40 % більше в порівнянні з затратами енергії при роботі молотарок класичного типу). На вимолот 30-35 т зерна, зернозбиральний комбайн СК-10 «Дон-ротор», з молотаркою аксіально-роторного типу, витрачає пального на 100 л більше в порівнянні з відповідним показником комбайна «Дон-1500 Б» при такому ж намолоті зерна. Це найбільш суттєва вада комбайнів аксіально-роторними молотарками.

- Аксіально-роторні молотарки більш вразливі до втрат зерна при роботі на хлібах вологих та забур'ячених.

- Аксіально-роторні молотильно-сепаруючого пристрою, як правило менш захищені від попадання в них сторонніх предметів, що можуть зруйнувати робочі органи.

- Ці молотарки складніші за виготовленням та дорожчі в порівнянні з молотарками класичного типу.

- Вони, хоча і виконуються закритими і пустотливими, але з причини нерівномірного зносу робочих чого поверхонь та налипання пилуки, змоченої соком бур'янів, порівняно швидко втрачають балансування, що викликає пульсуюче навантаження на підшипники валу барабана і передчасний їх (підшипників знос). Ця обставина ускладнює експлуатацію таких молотарок (ускладнює ремонт та балансування барабана).

- Порційна подача лопатями ротора обмолочуваної маси в молотильний зазор і нерівномірність її розподілу по сепаруючих ґратах, що знижує потенційні можливості цього пристрою.

- Окрім, при попаданні в аксіальний молотильно-сепаруючого пристрою твердих предметів і деформації ротора, довжина якого може сягати понад 3,5 м.

Враховуючи основні переваги та МСП класичного та аксіально-роторного типів, обрані напрями удосконалення молотильно-сепарувальних пристроїв зернозбиральних комбайнів на прикладі комбайна «Скіф – 280».

### 1.3. Аналіз існуючих конструкцій

Зернозбиральні комбайни з класичною схемою молотильно-сепаруючого пристрою представлені на ринку сільськогосподарської техніки фірми CLAAS.

В моделях комбайнів цієї фірми застосовують МСП, що отримав назву APS Hybrid System і включає молотильний агрегат APS, а також роторний соломосепаратор, що складається з двох роторів, що обертаються в протилежних напрямках. Пристрій APS складається з барабана-прискорювача з підбарабанням, основного молотильного барабана і відбійного бітера, що подає масу до двороторного соломосепаратору.

Їх привід здійснюється через центральний варіатор, при цьому частоти обертання цих компонентів комбайна синхронно змінюються. В APS в порівнянні з

НУБІП УКРАЇНИ

класичним прискоренням кут обхвату основного барабана підбарабанням збільшений з  $117$  до  $151^\circ$ . За даними фірми, застосування барабана-прискорювача перед основним дозволяє підвищити швидкість подачі маси з  $3$  до  $30$  м/с, зробити потік більш рівномірним, зменшити навантаження на молотильний барабан, попередньо виділити до  $30$  відсотків зерна, а також збільшити продуктивність молотильного пристрою до  $20$  відсотків. Окрім відкритого є універсальний барабан з перекриттям міжбичевого простору, що забезпечує оптимізацію потоку зернової маси, підвищення якості зерна, а також сприяє більш якісній обробці.

НУБІП УКРАЇНИ

Ексцентрично розташовані ротори соломо-сепаратора діаметром  $445$  мм і довжиною  $4200$  мм відокремлюють зерно, що залишилося від соломи. Суміш зерна, соломи і половини спочатку потрапляє на підготовче днище, потім через проносяться каскади на решітний стан, що знижує навантаження на очистку.

НУБІП УКРАЇНИ

Підбарабання молотильного апарата змінні і підбираються залежно від виду культури, що збирається, та умов збирання.

НУБІП УКРАЇНИ

Присутні системи управління заслінками сепаруючих роторів і вентилятором очистки. При русі комбайна поперек схилу верхня половинка заслінки кожуха відкривається, а нижня закривається. При переміщенні вгору по схилу частота обертання вентилятора очищення знижується, а при русі вниз підвищується. У першому випадку нижнє решето більше відкривається, а в другому - закривається. Після завершення обмолоту, сепарації залишкового зерна і очищення воно потрапляє в бункер з автоматичною кришкою. Його внутрішній простір оснащений підсвічуванням, а вікно в задній стінці кабіни забезпечує візуальний контроль.

НУБІП УКРАЇНИ

Також молотильно-сепаруючого пристрою класичного типу використовують такі виробники як John Deere в серіях Wi T, Massey Ferguson серій Activa, Beta та Centora, New Holland CX і TC, Sampo 3000 та інші.

НУБІП УКРАЇНИ

Комбайни фірми Massey Ferguson серії MF Activa 7300 мають класичний молотильно-сепаруючий пристрій: молотильний барабан, відбійний бітер, соломотряс.

Додатковий обмолот і сепарацію забезпечує модуль ABC, що складається з секції пальців, розташованих під відбійним бітером, що, на думку фахівців компанії, збільшує площу сепарації на 20 відсотків. Секційна конструкція підбарабаня дозволяє використовувати комбайни для збирання різних культур. Дообмолот зерна здійснюється головним барабаном. Техніку оснастили новими системами управління, включаючи термінал і багатифункціональні важелі. Кабіна обладнана дисплеєм, що показує оперативну інформацію про роботу двигуна і інших пристроїв.

Машини можуть бути обладнані жаткою Free Flow з шириною захвату від 4,2 до 6,6 м з технологією автоматичного вирівнювання Terra.

Модуль ABC проводить додаткову сепарацію і солома потрапляє рівномірно на клавіші соломотряса. Завдяки цьому сепаруюча продуктивність соломотряса додатково оптимізується.

Чотирьохбарабанний молотильний пристрій включає молотильний і реверсивний барабани, барабан-сепаратор, за яким встановлено бітер, що подає масу на соломотряс.

На комбайнах цього покоління використовується ряд систем, що позитивно впливають на їх продуктивність. Механізм opti-speed змінює частоту обертання приводних валів соломотряса в залежності від ухилу і збирання культури. При русі вгору по схилу частота обертання знижується, вниз - зростає.

Зернозбиральний комбайн JOHNDEERE має мотовило великого діаметра, яке приводиться в рух гідравлічним двигуном з великим крутним моментом, що дозволяє точно відрегулювати частоту обертання мотовила з урахуванням стану культури та поля.

Зернозбиральний комбайни John Deere серії STS мають аксіально-роторну систему обмолоту та сепарації.

Подавальний барабан-живильник забезпечує рівномірне живлення головного ротора масою. Подача маси відбувається на сегменті в 270 градусів, в той час як у інших виробників - тільки на 180 градусів.

Система обмолоту STS складається з трьох частин: на першій ділянці забезпечується розподіл і подана маси до зони обмолоту, на другій ділянці, представленому 27 молотильними елементами, відбувається обмолот маси, і на останній відбувається відділення зерна, що залишилося в соломі.

У зернозбиральних комбайнах STS реалізована 3-ступінчаста асиметрична сорочка ротора, що вивільняє хлібну масу поступово, коли її ворушіння зростає в міру вимолочування. У верхній частині деки ротора знаходяться пластини, направляючі масу до задньої частини комбайна. Для більш оптимального вивільнення хлібної маси і її розпушення, відстань між витками збільшується.

Це рішення не тільки покращує вимолочування, але і вимагає меншого відбору потужності, отже, знижує витрату палива за рахунок більш оптимального просування хлібної маси по ротору.

Частина ротора складається з шести рядів пальців, інтенсивно розривають шар соломі і забезпечують відсутність втрат навіть у найважчих умовах збирання.

Після головного ротора встановлено подавальний барабан, який транспортує масу від ротора до соломоподрібнювача. Барабан складається з 5 лопатей, змінні гребінки яких можна перевертати, збільшуючи термін їх служби і знижуючи експлуатаційні витрати.

Підбарабання буває трьох видів: велико-решітчасте дротове, дрібнопористе дротове і пруткове. Велико-решітчасте дротове підбарабання рекомендується використовувати при обмолоті кукурудзи, соєвих бобів. Дрібнопористе дротове

підбарання рекомендується встановлювати при обмолоті зернових, соняшнику, ріпаку, жита, кукурудзи (до 25% вологості), а також важко вимолочувальних культур і рису. Пруткове підбарання встановлюється при збиранні кукурудзи на зерно (в сухих умовах), соєвих бобів і зеленого горошку (потрібно обладнання комбайна вивантажним стрічковим транспортером).

На зернозбиральних комбайнах серії CR компанії New Holland молотильно-сепаруючий пристрій двороторний. Хлібна маса, що надходить від похилого транспортера шнеком розділяється на два потоки і подається до поздовжньо розташованих роторів, які обертаються в протилежних напрямках. Солома на виході потрапляє під вплив відбійного бітера і подається в подрібнювач. Система очищення самовирівнюється при русі поперек скилу до 17 відсотків.

Завдяки аналізу МСП в сучасних зернозбиральних комбайнів підтверджує, що наразі є потреба в удосконаленнях. Незважаючи що в передових країнах світу розвиток зернозбиральних машин досягнув чи не найвищих показників пропускнуздатності, якості обмолоту, відповідно зменшення метало- та енергоємності, проте в Україні існує потреба в удосконаленні МСП в таких комбайнах, як «СКІФ» і «Славутич». Оскільки забезпечення комбайнового парку національною якісною продукцією є більш економічно вигідно, аніж купівля зернозбиральних комбайнів зарубіжних фірм.

## РОЗДІЛ 2.

# РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУВАЛЬНОГО ПРИБОРУ

## 2.1. Обґрунтування конструкційно-технологічної схеми удосконаленого молотильно-сепаруючого пристрою

Існує безліч напрямків удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою. Провівши аналіз недоліків МСП тангешального типу, втрати зерна при збільшенні продуктивності, пошкодження зерна, дисбалансу при роботі барабана.

Визначена необхідність вдосконалення молотильно-сепаруючого пристрою, такими способами:

- Використовування барабану закритого типу;
- Зміна приводу барабана;
- Безшпонкове кріплення шківів;
- Вибір відстані розташування планок підбарання.

Завдяки цим удосконаленням будуть покращені:

- Технологічний процес обмолоту зерна. Допустимі втрати зерна без удосконалення становлять 1,5% в удосконаленому молотильно-сепаруючому пристрою маємо 1,3%, що відповідно збільшить продуктивність комбайна з 9 кг/с до 10,5 кг/с;

- Зменшиться вага комбайна завдяки модернізації приводу барабана;
- Покращиться технічне обслуговування комбайна;
- Забезпечить зменшення відсотку пошкодженого зерна;
- Можливість зменшення динамічних навантажень на підшипники та корпусні деталі зернозбирального комбайна.

Це приведе до підвищення надійності та зниження вартості комбайна та його технічного обслуговування.

## 2.2. Розробка конструкції молотильного барабану та підбарабання.

Зернова маса, що рухається по підбарабанню, сходиться з нього по прямій, що є дотичною до кола крайніх точок барабану. При такому русі відбувається рикошетне відбиття зернової маси від лопатей відбійного бітера й при цьому воно попадає всередину молотильного барабана відкритого типу, який є в більшості молотарок класичного типу. Це призводить до неодноразового повторного обмолоту зерна. Все це є негативним, оскільки призводить до збільшення пошкодження зерна.

У запропонованому вдосконаленні молотильний барабан виконано закритим, а це унеможливорює потрапляння зернової маси всередину барабана.

При цьому зернова маса при потрапленні всередину молотильного барабана налипає на його підбичниках, або бичах. Вся ця маса налипає нерівномірно, тому це призводить до виникнення дисбалансу. Також в процесі роботи ця маса може відпадати і дисбаланс буде збільшуватись за рахунок нерівномірного налипання зернової та іншої маси (пилу, бруду тощо).

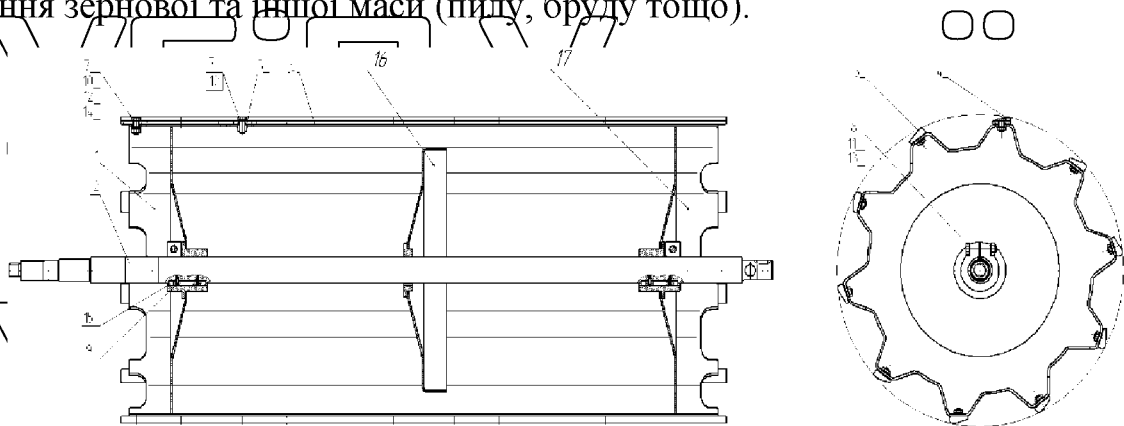


Рис 2.1 Молотильний барабан закритого типу

Тому важливим є вирішення цієї проблеми шляхом удосконалення молотильного барабана.

За мету поставлено розробку конструкції закритого молотильного барабана, до якої входять: підбичники 1, вал 2, бичі 4, прокладки 6, які дозволяють знизити тертя підбичників по барабану, встановлені кріплення за допомогою яких кріпляться крайні диски 8, 9, 11, 13, 15, середній диск 16, який унеможливує прогинання барабану під час руху технологічної маси та крайні диски, за допомогою яких збільшується міцність конструкції.

Підбичник виконується такої форми в якій є вирізи по його краях. За допомогою них технологічна маса не забивається. Сама конструкція підбичника спроектована так, щоб збільшити міцність його конструкції.

Закритий барабан відрізняється тим, що підбичник не має вирізів. У 4-х підбичниках виконуються вирізи на початку та в кінці, що закриваються кришками на болтах, це дає можливість можливість доступу до всіх кріплень бичів.

Між підбичниками наварені зварювальні шви, для забезпечення герметичності циліндру барабана. З торця підбичника зварюємо пластинами відповідної форми.

### **2.3. Удосконалення системи приводу молотильного барабану**

Відповідно до характеру культур, що обмолочуються їх можна розділити на дві групи: ті що легко піддаються обмолоту і ті, що важко обмолочуються.

Відповідно для перших для вимолочення зерна з колоска необхідна швидкість обертання крайніх точок молотильного барабана не менше – 15 м/с, а для інших біля – 30 м/с.

Тому можна спростити конструкцію і замінити варіатор на дві пасові передачі, що забезпечують такі швидкості.

В удосконаленій конструкції використовується безшпонкове з'єднання вала барабана та маточини шківів.

Запропонована ліва різьба шківів дасть можливість передавати крутний момент без використання шпонкового з'єднання.

Ліва різьба гайки запобігає відгвинчуванню. Різниця кроків різьби гайки та різьби шківів збільшує ефект самовідгвинчування.

Якщо тримати гайку при обертанні барабана, то вона буде відгвинчуватися.

Для покращення демонтажу шківів конусну та різбову поверхні необхідно змастити шаром трансмісійного мінерального маєла (типу ТАП).

Така конструкція установки шківів не потребує заміни вала, але є необхідність забезпечення точного складання.

Розрахунок пасової передачі зі швидкістю обертання молотильного барабана в межах 15... 16 м/с

Вихідні дані для розрахунку:

1. Частота обертання бітера:  $\omega_1 = 766$  об/хв;
2. Лінійна швидкість обертання обода барабана:  $V_2 = 15-16$  м/с;
3. Діаметр обода молотильного барабана:  $D = 700$  мм.

1. Кутова швидкість обертання бітера обертання бітера

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 766}{30} = 80,17 \frac{\text{р}}{\text{с}}$$

2. Кутова швидкість обертання молотильного барабана:

$$\omega_2 = \frac{v}{R}$$

де  $v$  - колова швидкість барабана,  $R$  - радіус барабана.

$$\omega_2^{П1} = \frac{15}{0,350} = 42,86 \frac{\text{р}}{\text{с}}$$

$$\omega_2^{П2} = \frac{30}{0,350} = 85,71 \frac{\text{р}}{\text{с}}$$

3. Передаточне число пасової передачі приводу барабана:

$$u^{П1} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{П1}} = \frac{80,17}{42,86} = 1,87,$$

$$u^{П2} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{П2}} = \frac{80,17}{85,71} = 0,935.$$

4. Визначення діаметрів шківів:

$d_1$  - діаметр шківа бігера

За стандартом ДСТУ ISO 5290:2007, мінімальний діаметр приймає значення

$$d_{1\min} = 140 \text{ мм,}$$

З конструктивних міркувань, Приймається  $d_1 = 200 \text{ мм}$ . Тоді

$$d_2^{\text{П1}} = d_1 \cdot u^{\text{П1}} \cdot (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 1,87 \cdot (1 - 0,02) = 366,52 \text{ мм,}$$

Приймаємо з конструктивних міркувань  $d_2^{\text{П1}} = 355 \text{ мм}$ . Тоді передаточні

відношення приймають значення

$$u'_{1y} = \frac{d_2}{d_1(\varepsilon - 1)} = \frac{355}{200 \cdot 0,98} = 1,81.$$

$$u'_{2y} = \frac{d_2}{d_1(\varepsilon - 1)} = \frac{180}{200 \cdot 0,98} = 0,92$$

Приймаємо з конструктивних міркувань  $d_2^{\text{П2}} = 180 \text{ мм}$ .

П1- перша передача зменшує швидкість барабана

П2- друга передача, збільшує швидкість барабана.

Перевірка передаточного числа  $u$ . Відхилення  $\Delta u$  не повинно перевищувати 5%.

$$\Delta u^{\text{П1}} = \frac{u^{\text{П1}} - u'_{1y}}{u^{\text{П1}}} \cdot 100\% = \frac{1,87 - 1,81}{1,87} \cdot 100\% = 3,2\%$$

- що задовольняє встановлену умову

$$\Delta u^{\text{П2}} = \frac{u^{\text{П2}} - u'_{2y}}{u^{\text{П2}}} \cdot 100\% = \frac{0,935 - 0,92}{0,935} \cdot 100\% = 1,5\%$$

- що задовольняє встановлену умову

5. Відповідно до кінематичної схеми приводного механізму, визначаємо міжосьову відстань, яка дорівнює:

$$a = \sqrt{400^2 + 427^2} = 585,08$$

мм.

Приймаємо з конструктивних міркувань  $= 585$  мм.

6. За вибраною міжосьовою відстанню визначимо розрахункову довжину паса:

$$L_0 = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}, \text{ мм}$$

$$L_0^{II1} = 2 \cdot 585 + \frac{3.14}{2} \cdot (200 + 355) + \frac{(355 - 200)^2}{4 \cdot 585} = 2041,52 \text{ мм}$$

Приймаємо з конструктивних міркувань  $L_0^{II1} = 2120$  мм

$$L_0^{II2} = 2 \cdot 585 + \frac{3.14}{2} \cdot (200 + 180) + \frac{(180 - 200)^2}{4 \cdot 585} = 1766,59, \text{ мм}$$

Приймаємо  $L_0^{II2} = 1800$  мм з умови економічності.

7. Діаметр натяжного ролика визначається за наступною залежністю:

$$d_p = (0.75 \dots 1.0) \cdot d$$

$$d_p = (0.75 \dots 1.0) \cdot 200 = 0.75 \cdot 200 = 150 \text{ мм.}$$

Визначимо на яку величину збільшиться довжина паса при переміщенні ролика на 1 мм, Для цього скористаємось такою формулою:

$$\Delta = \frac{L_1 - L_p}{d_p}$$

**I передача:**

Міжосьова відстань між веденим шківом і роликом визначається такою залежністю:

$$a_2 = (0,55 \dots 0,65) \cdot (d_2 + d_p) = 0,6 \cdot (355 + 150) = 303 \text{ мм.}$$

В програмі «КОМПАС» визначимо довжину  $L_1 = 2124$ . В результаті чого отримаємо відхилення

$$\Delta_1 = \frac{2124 - 2041,52}{150} = 0,55$$

$$\Delta L_1 = 2120 - 2041,52 = 78,48 \text{ мм,}$$

Остаточне положення ролика визначається залежністю:

$$h_1 = \frac{\Delta L_1}{\Delta} = \frac{2120 - 2041,52}{0,55} = 140 \text{ мм.}$$

Схема першої пасової передачі з роликком наведена на рис. 2.3

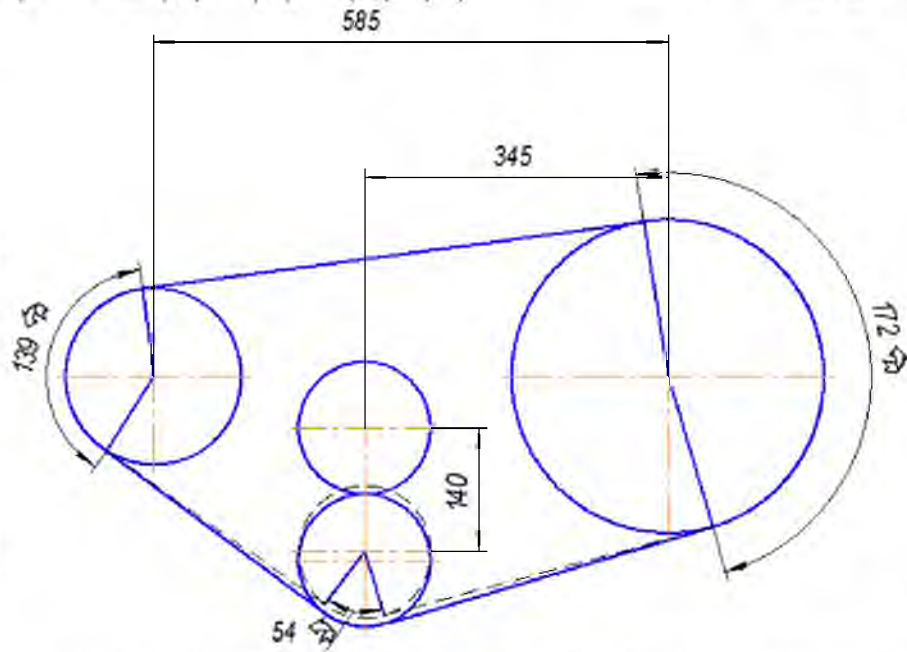


Рис. 2.3 Схема пасової передачі (I передача)

З кресленників визначаємо кути обхвату пасом шківів:

$$\alpha_1^{PI} = 139^\circ$$

$$\alpha_2^{PI} = 172^\circ$$

$$\alpha_{p1} = 54^\circ$$

**II передача:**

Міжосьова відстань визначається залежністю

$$a_2 = (0,55 \dots 0,65) \cdot (d_2 + d_p) = 0,6 \cdot (180 + 150) = 198 \text{ мм.}$$

Для спрощення конструкції натяжного пристрою приймається відстань від натяжного ролика до веденого вала в обох випадках 345 мм. Тоді будемо мати таке значення відхилення

$$\Delta = \frac{L_1 - L_p}{d_p}$$

$$\Delta_p = \frac{1849 - 1766}{150} = 0,553$$

При стандартній довжині паса 2120 мм отримуємо таке число значання лінійного відхилення

$$\Delta L_2 = 2120 - 1766 = 374 \text{ мм,}$$

Остаточне положення ролика визначається за такою формулою:

$$h_2 = \frac{\Delta L}{\Delta} = \frac{374}{0,553} = 676 \text{ мм.}$$

Переміщення ролика на 676 мм ускладнить конструкцію. Тому для спрощення процесу проектування натяжного пристрою використовується два комплекти стандартних пасів УБ з довжиною 2120 мм та 1800 мм, відповідно.

Визначимо остаточне положення ролика в другому випадку за такою формулою.

$$h_2 = \frac{\Delta L}{\Delta} = \frac{1800 - 1766}{0,553} = 61,48 \text{ мм.}$$

Схема II пасової передачі з роликом наведена на рис.2.4

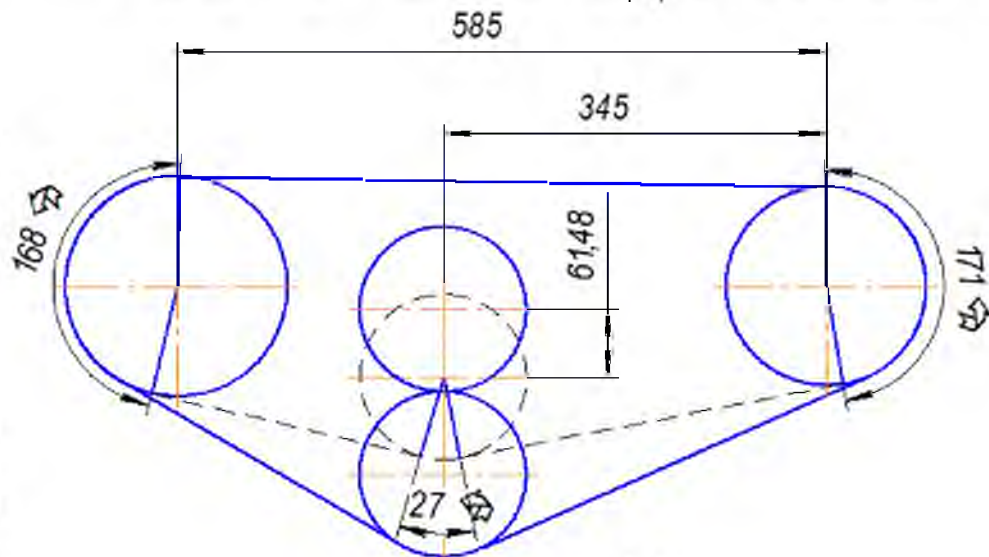


Рис. 2.4 Схема пасової передачі ( II передача )

З креслення визначається кути обхвату пасом шківів, які приймають такі значення:

# НУБІП України

$$\alpha_{1}^{П1} = 168^{\circ}$$

$$\alpha_{2}^{П1} = 171^{\circ}$$

$$\alpha_{P2} = 27^{\circ}$$

# НУБІП України

8. Число пасів в передані для забезпечення середнього ресурсу експлуатації (2000 годин) ДСТУ ISO 5290:2007 визначається за наступною формулою:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_{\alpha} \cdot C_L \cdot C_z}$$

# НУБІП України

$P_0 = 7$  кВт – номінальна потужність, що передається одним пасом;

ДСТУ ISO 5290:2007

$C_{\alpha} = 0.97$  – коефіцієнт кута обхвату ведучого шківа; (при 139 градусах –

# НУБІП України

для передачі П1;  $C_{\alpha} = 1$  – для передачі П2 при 168 градусах);

$C_L = 1$  – коефіцієнт, що враховує довжину паса;

$C_z = 1.00 \cdot 0.85 = 0.99$  – коефіцієнт, що враховує число пасів;

$C_p = 1.2$  – коефіцієнт тривалості і режиму роботи;

$P_1 = 30$  кВт – потужність, що надходить на бітер для приводу барабана. Всі

# НУБІП України

параметри використано з технічної характеристики комбайна.

$$z^{П1} = \frac{30 \cdot 1.2}{7 \cdot 0.97 \cdot 1 \cdot 0.99} = 5,35$$

# НУБІП України

Прймаємо, що число пасів дорівнює 5.

$$z^{П2} = \frac{30 \cdot 1.2}{7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.99} = 5,19$$

9. Попередній натяг паса  $F_0$  визначається за такою формулою:

# НУБІП України

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_v}{z \cdot v \cdot C_{\alpha}} + \theta \cdot v^2$$

10. Лінійна швидкість паса  $v$  визначається за наступною формулою і приймає таке значення:

$$v = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2 \cdot 10^3} \text{ м/с,}$$

$$v = \frac{200 \cdot 80.17}{2 \cdot 10^3} = 8,017 \text{ м/с}$$

$C_v = 1$  – коефіцієнт, що враховує лінійну швидкість паса;

$\Theta = 0.18$  – коефіцієнт, що враховує вплив центробіжних сил. Тоді будемо

мати;

$$F_0 = \frac{850 \cdot 30 \cdot 1.2 \cdot 1}{5 \cdot 8,017 \cdot 0.97} + 0.18 \cdot 8,017^2 = 851,44 \text{ Н,}$$

Розраховуємо зусилля у вітках передачі під час її роботи.

11. Колова сила визначається за наступною формулою і приймає числове значення:

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{v}, \text{ Н;}$$

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{30}{8,017} = 3742,05 \text{ Н;}$$

12. Зусилля у ведучій гілці визначається такою залежністю і приймає значення:

$$F_1 = zF_0 + \frac{F_t}{2}, \text{ Н}$$

$$F_1 = 5 \cdot 851,44 + \frac{3742,05}{2} = 6128,23 \text{ Н;}$$

13. Зусилля у веденій гілці визначається за формулою і приймає значення:

$$F_2 = zF_0 - \frac{F_t}{2}, \text{ Н;}$$

$$F_2 = 5 \cdot 851,44 - \frac{3742,05}{2} = 2386,1 \text{ Н;}$$

14. Зусилля на ведучий, ведений вали та ролик визначається наступним чином:

I передача:

$$F_{B1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1}, \text{ Н.}$$

$$F_{B1} = \sqrt{6128,23^2 + 2386,1^2 - 2 \cdot 6128,23 \cdot 2386,1 \cdot \cos 139^\circ} = 3934,92 \text{ Н.}$$

$$F_{B2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_2}, \text{ Н.}$$

$$F_{B2} = \sqrt{6128,23^2 + 2386,1^2 - 2 \cdot 6128,23 \cdot 2386,1 \cdot \cos 172^\circ} = 2933,00 \text{ Н.}$$

$$F_p = F_2 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha_p)} \text{ Н}$$

$$F_p = 2933,00 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 54^\circ)} = 2669,03 \text{ Н.}$$

II передача:

$$F_{B1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1}, \text{ Н.}$$

$$F_{B1} = \sqrt{6128,23^2 + 2386,1^2 - 2 \cdot 6128,23 \cdot 2386,1 \cdot \cos 168^\circ} = 2992,23 \text{ Н.}$$

$$F_{B2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_2}, \text{ Н.}$$

$$F_{B2} = \sqrt{6128,23^2 + 2386,1^2 - 2 \cdot 6128,23 \cdot 2386,1 \cdot \cos 171^\circ} = 2933,03 \text{ Н.}$$

$$F_p = F_2 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha_p)} \text{ Н}$$

$$F_p = 2933,00 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos 27^\circ)} = 1369,71 \text{ Н.}$$

На рис. 2.5 та рис. 2.6 показано сили, що діють в пасовій передачі.

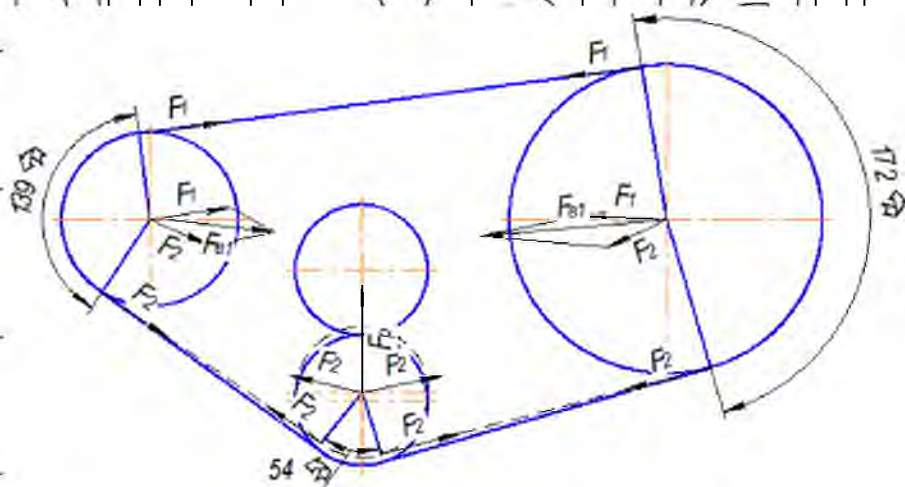


Рис. 2.5 Сили, що діють у пасовій передачі з натяжним роликком (I передача знижена)

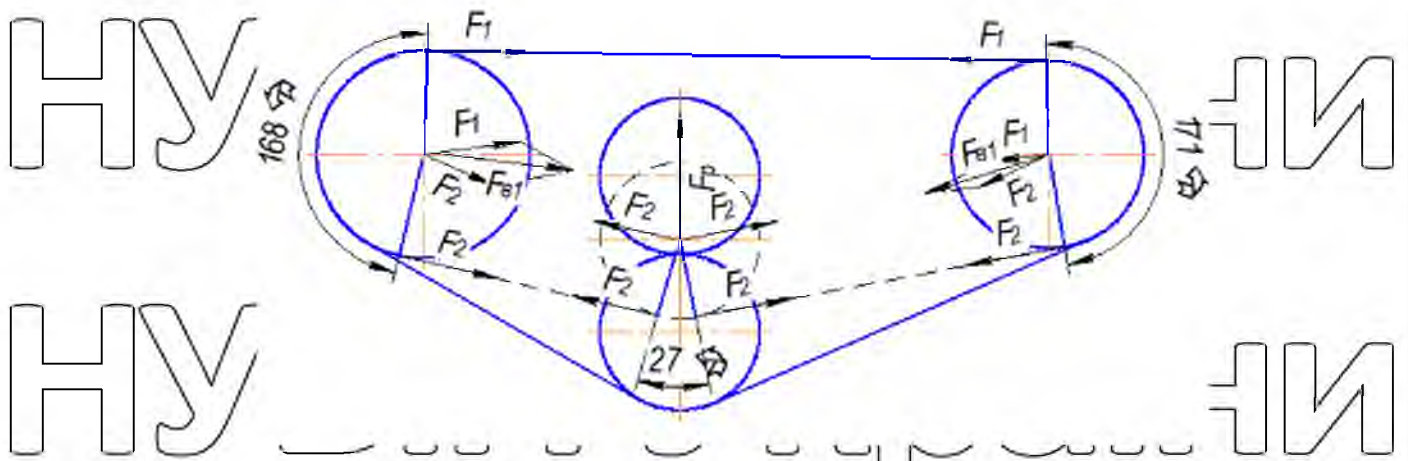


Рис. 2.6 Сили, що діють у пасовій передачі з наляжним роликком (II передача, підвищена)

Конструктивні розміри шківів.

Розміри профілю канавок шківа (рис. 2.7) приймаються в залежності від типу паса і діаметра шківа. ГОСТ 20889-88.

$$l_p = 14,0 \text{ мм};$$

$$b = 3,50 \text{ мм};$$

$$h = 14,0 \text{ мм};$$

$$R = 1 \text{ мм};$$

$$e = 19,0 \text{ мм};$$

$$\alpha = 38^\circ (d=200,355 \text{ мм});$$

$$\alpha = 34^\circ (d=150,180 \text{ мм});$$

$$f = 12,5 \text{ мм};$$

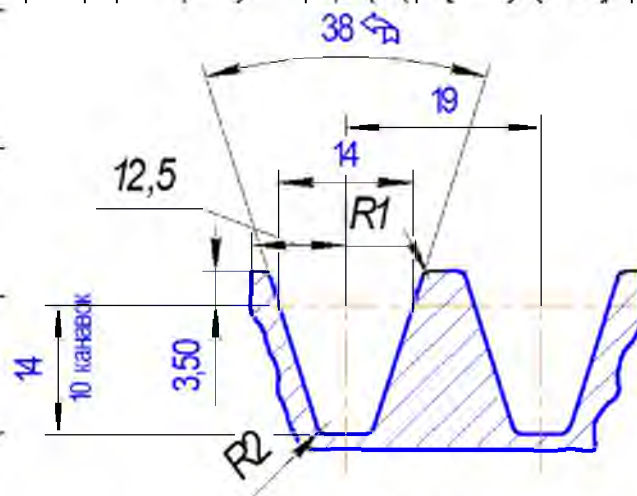


Рис. 2.7 Профіль канавки шківа

Визначимо зовнішні діаметри шківів за такою формулою:

$$d_e = d + 2 \cdot b;$$

$$d_{e1} = 200 + 2 \cdot 3,5 = 207 \text{ мм}; \text{ - шків бітера};$$

$$d_{e2} = 355 + 2 \cdot 3,5 = 362 \text{ мм}; \text{ - шків барабана (знижена передача);}$$

$$d_{e3} = 180 + 2 \cdot 3,5 = 187 \text{ мм}; \text{ - шків барабана (підвищена передача).}$$

Внутрішні діаметри шківів визначаються такою залежністю:

$$d_i = d - 2 \cdot h;$$

$$d_{i1} = 200 - 2 \cdot 14,0 = 172 \text{ мм}; \text{ - шків бітера};$$

$$d_{i2} = 355 - 2 \cdot 14,0 = 327 \text{ мм}; \text{ - шків барабана (I передача);}$$

$$d_{i3} = 180 - 2 \cdot 14,0 = 152 \text{ мм}; \text{ - шків барабана (II передача).}$$

Ширина шківів визначається, з умови того, що у приводі барабана використовується дві швидкості:

$$M_1 = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (5 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 101 \cdot 2 = 202 \text{ мм}; \text{ -}$$

ширина шківів бітера;

$$M_2 = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = ((5 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5) \cdot 2 = 202 \text{ мм} \text{ - ширина}$$

шківів барабана складається з канавок для швидкості 15 м/с та 30 м/с;

Посадочний діаметр ступиці визначається по крутному моменту за такою формулою:

$$d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \tau'_{tr}}};$$

T - крутний момент на валу;

$$\tau'_{tr} = 12 \dots 30 \text{ МПа} \text{ - занижене допустиме напруження на кручення.}$$

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} \cdot 10^3 = \frac{30}{80,17} \cdot 10^3 = 374,21 \text{ Н} \cdot \text{м}; \text{ - крутний момент на валу бітера.}$$

$$T_2 = \frac{P}{\omega_1} \cdot 10^3 = \frac{30}{42,86} \cdot 10^3 = 699,95 \text{ Н} \cdot \text{м}; \text{ - крутний момент на валу бара-$$

бана (I передача);

$$T_3 = \frac{P}{\omega_1} \cdot 10^3 = \frac{30}{85,71} \cdot 10^3 = 350,02 \text{ Н} \cdot \text{м}; \text{ - крутний момент на валу бара-$$

бана (II передача).

$d_{в1} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{374,21}{0,2 \cdot 30}} = 39,65 \text{ мм}$ ; - діаметр вала бітера;  
Приймаємо з конструктивних міркувань діаметр вала 50 мм.

$$d_{в2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{699,95}{0,2 \cdot 30}} = 48,86 \text{ мм}; - \text{діаметр вала барабана (знижена передача);}$$

$d_{в3} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{350,02}{0,2 \cdot 30}} = 38,78 \text{ мм}$ ; - діаметр вала барабана (підвищена передача);

З конструктивних міркувань діаметр вала барабана, приймається, 50 мм.

Зовнішній діаметр і довжина маточини визначається в залежності від діаметра вала:

$d_{м.ст1} = 1,5 \cdot d_{в} + 10 = 1,5 \cdot 50 + 10 = 85 \text{ мм}$  - для бітера;  
 $d_{ст2-3} = 1,5 \cdot d_{в} + 10 = 1,5 \cdot 50 + 10 = 85 \text{ мм}$  - для барабана;

$$l_{ст1} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{в} = 1,35 \cdot 50 = 68 \text{ мм} - \text{для бітера};$$

$$l_{ст2-3} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{в} = 1,35 \cdot 50 = 68 \text{ мм} - \text{для барабана};$$

Визначимо товщину обода за такою формулою:

$$\delta = 0,005 \cdot d + 5;$$

$$\delta_1 = 0,005 \cdot 200 + 5 = 6 \text{ мм} - \text{товщина обода для шківів бітера};$$

$$\delta_2 = 0,005 \cdot 355 + 5 = 6,775 \approx 7 \text{ мм} - \text{товщина обода для шківів барабана}$$

знижена передача);  
 $\delta_3 = 0,005 \cdot 180 + 5 = 5,9 \approx 6 \text{ мм}$  - товщина обода для шківів барабана (підвищена передача);

Діаметр ободу визначаємо за такою залежністю:

$D_{об} = d_i = 2 \cdot \delta_i$   
 $D_{об1} = d_{i1} = 2 \cdot \delta_1 = 172 - 2 \cdot 6 = 150 \text{ мм}$  - діаметр ободу шківів бітера;  
 $D_{об2} = d_{i2} = 2 \cdot \delta_2 = 327 - 2 \cdot 7 = 313 \text{ мм}$  - діаметр ободу шківів барабана (знижена передача);

$$D_{об3} = d_{i2} - 2 \cdot \delta_2 = 152 - 2 \cdot 6 = 140 \text{ мм} - \text{діаметр ободу шківів барабана (підвищена передача)}$$

Визначаємо товщину диска за такою формулою:

$$c = (1.2 \dots 1.3) \delta;$$

$$c_1 = 1.25 \cdot \delta_1 = 1.25 \cdot 6 = 7,5 \text{ мм};$$

$$c_2 = 1.25 \cdot \delta_2 = 1.25 \cdot 7 = 8,75 \text{ мм};$$

$$c_3 = 1.25 \cdot \delta_3 = 1.25 \cdot 6 = 7,5 \text{ мм};$$

Діаметр отворів в диску визначаються за такою залежністю:

$$d_o = 0.25 \cdot (D_{об} - d_{ст});$$

$$d_{o1} = 0.25 \cdot (D_{об1} - d_{ст}) = 0.25 \cdot (150 - 82) = 17 \text{ мм} \text{ для бітера};$$

$$d_{o2} = 0.25 \cdot (D_{об2} - d_{ст}) = 0.25 \cdot (313 - 90) = 55,75 \text{ мм};$$

$$d_{o3} = 0.25 \cdot (D_{об2} - d_{ст}) = 0.25 \cdot (140 - 90) = 12,5 \text{ мм};$$

Кількість отворів в диску приймаю 3.

Діаметр розміщення отворів в диску визначаються за формулою:

$$D_o = 0.5 \cdot (D_{об} + d_{ст});$$

$$D_{o1} = 0.5 \cdot (D_{об1} + d_{ст}) = 0.5 \cdot (150 + 82) = 116 \text{ мм};$$

$$D_{o2} = 0.5 \cdot (D_{об2} + d_{ст}) = 0.5 \cdot (313 + 90) = 201,5 \text{ мм};$$

$$D_{o3} = 0.5 \cdot (D_{об2} + d_{ст}) = 0.5 \cdot (140 + 90) = 115 \text{ мм};$$

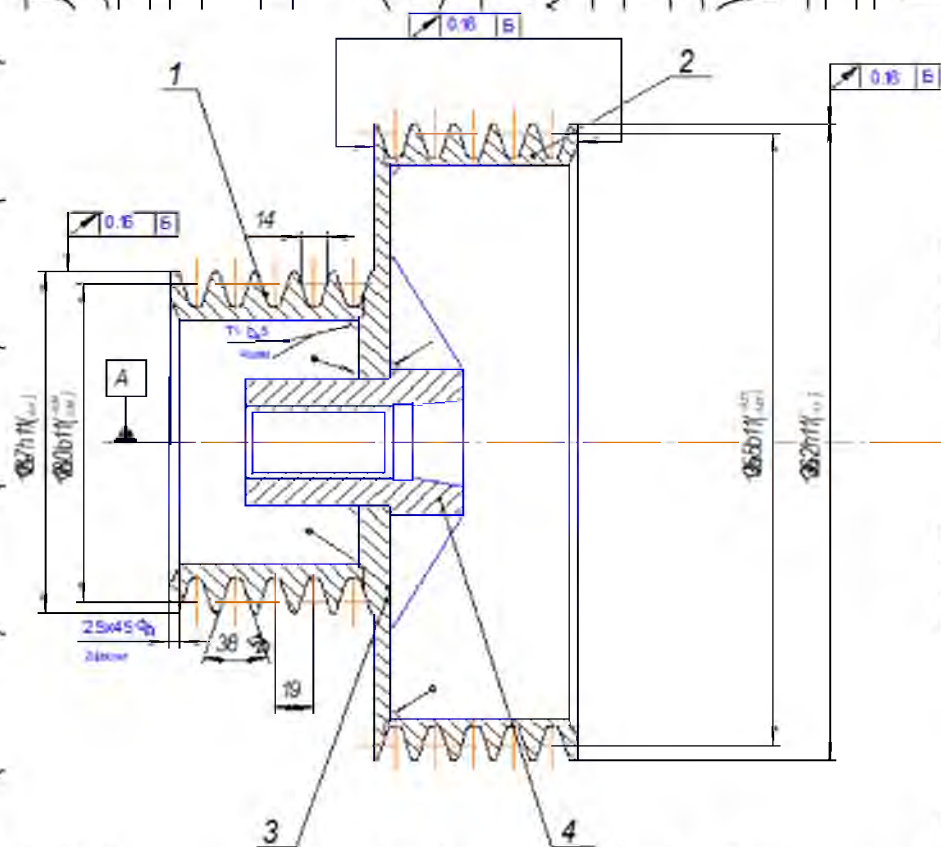


Рис. 2.8 Конструкція шків барабана

Перевірка різьбового з'єднання шків та вала барабана на міцність.

Різьбове з'єднання перевіримо на зріз:

Матеріал вала Сталь 40Х ГОСТ 4543-71;

$\sigma_T = 980$  МПа – межа текучості матеріалу.

$[\tau_{зр}] = (0,15 \dots 0,2) \cdot \sigma_T = 0,2 \cdot 980 = 196$  МПа – допустимі напруження зрізу;

$$\tau_{зр} = \frac{F}{0,87 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h} \leq [\tau_{зр}]$$

$d_{\text{різьби}} = 42$  мм – внутрішній діаметр різьби;

$d_1 = 37,129$  мм – внутрішній діаметр різьби;

$h = 60$  – довжина різьбового з'єднання.

Кут підйому різьби визначається за такою залежністю:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{0,0045}{3,14 \cdot 0,039} = 0,041$$

$$\operatorname{arctg} \psi = 2,35^\circ$$

$d_2 = 39,077$  мм – середній діаметр різьби

$P_h = 4,5$  мм – крок різьби;

$f = 0,2$  – коефіцієнт тертя сталь по сталі;

$\varphi = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}} = 13^\circ$  кут тертя ;

$f_{\text{пр}}$  – коефіцієнт тертя в різьбі;

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \gamma} = \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 0,231;$$

$f$  – дійсний коефіцієнт тертя, для кріпильної метричної різьби  $\gamma = 30^\circ$

Визначаємо колове зусилля при загвинчуванні різі за такою формулою:

$$F_t = \frac{T}{R} = \frac{699.95}{0.042} = 16665.48 \text{ Н};$$

$$F = \frac{F_t}{\text{tg}(\psi + \rho)} = \frac{16665.48}{\text{tg}(2.35^\circ + 13^\circ)} = 50710 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\tau_{зр} = \frac{60710}{0.87 \cdot 3.14 \cdot 0.037 \cdot 0.06} = 10.02 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 196 \text{ МПа}$$

Провівши усі необхідні розрахунки, вважаємо, що умова міцності виконується.

Розрахунок вала барабана та вибір підшипників.

Вихідні дані для розрахунку:

Крутий момент  $T_1 = 374.21 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Зусилля на валу  $F_B = 2933.30 \text{ Н};$

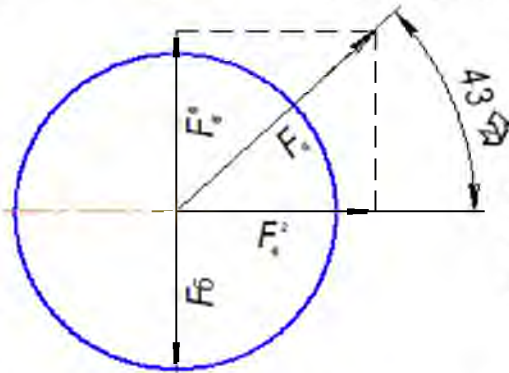


Рис. 2.9 Схема сил, що діють на валу барабана

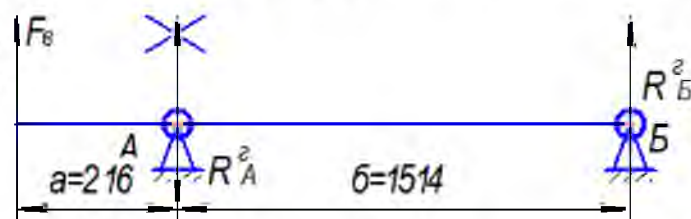


Рис. 2.10 Схема сил, що діють на вал у горизонтальній площині

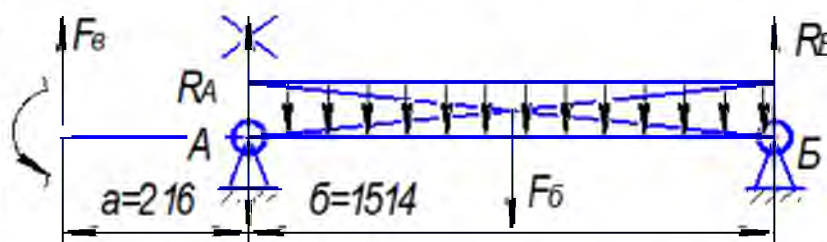


Рис. 2.11 Схема сил, що діють на вал у вертикальній площині

$$F_B^r = F_B \cdot \cos 43^\circ;$$

$$F_B^r = 2933,03 \cdot 0,731 = 2144,02 \text{ Н};$$

$$F_B^b = F_B \cdot \sin 43^\circ;$$

$$F_B^b = 2933,03 \cdot 0,682 = 2000,31 \text{ Н};$$

Де  $\alpha = 43^\circ$ , кут нахилу пасового передавача визначили з кінематичної схеми.

$$\sigma_P = \frac{\sigma_{-1}}{n_{-1}} \text{ МПа};$$

Матеріал вала барабана приймаємо Сталь 40Х.

$\sigma_{-1} = 320 \dots 480$  МПа – границя витривалості на згин (ГОСТ 1050-74)

$n_{-1} = 3,2 \dots 3,5$  – коефіцієнт запасу міцності

Приймається  $\sigma_{-1} = 300$ ;  $n_{-1} = 3,5$ , тоді напруження приймає значення

$$\sigma_P = \frac{400}{3,5} = 91,43 \text{ МПа};$$

У горизонтальній площині маємо:

$a = 216 \text{ мм}$ ;  $b = 1514 \text{ мм}$ .

Реакції опор визначаються з наступних умов:

$$\sum M_A = -F_B^r \cdot a - R_B^r \cdot b = 0;$$

Отже:

$$R_B^r = \frac{F_B^r \cdot a}{b} = \frac{2144,02 \cdot 0,216}{1,514} = 305,88 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_B^r \cdot a - R_A^r \cdot b = 0;$$

$$R_A^r = \frac{F_B^r \cdot (a + b)}{a} = \frac{2144,02 \cdot (0,216 + 1,514)}{1,514} = 2449,90 \text{ Н}$$

Перевірка визначених реакцій:

$$F_B^r - R_A^r + R_B^r = 0$$

$$2144,02 - 2449,90 + 305,88 = 0 \text{ Н.}$$

У вертикальній площині маємо:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_B^B \cdot a - F_6 \cdot (0,5 \cdot b) + R_B^B \cdot b = 0;$$

$$F_B = g \cdot m = 9,8 \cdot 250 = 2450 \text{ Н};$$

$$R_B^B = \frac{F_B^B \cdot a + F_6(0,5 \cdot b)}{b} = \frac{2000,31 \cdot 0,216 + 2450 \cdot (0,5 \cdot 1,514)}{1,514} = 1510,38 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_B^B \cdot (a + b) - R_A^B \cdot b + F_6 \cdot (0,5 \cdot b) = 0$$

$$R_A^B = \frac{-F_B^B \cdot (a + b) + F_6(0,5 \cdot b)}{b};$$

$$R_A^B = \frac{-2000,31 \cdot (0,216 + 1,514) + 2450 \cdot (0,5 \cdot 1,514)}{1,514} = 1060,69 \text{ Н};$$

Перевірка визначених реакцій:

$$F_B - R_A^B - F_6 + R_B^B = 2000,31 - 1069,69 - 2450 + 1510,38 = 0 \text{ Н};$$

Епюра згинальних моментів:

Епюра моментів в горизонтальній площині:

$$M_{A1}^G = F_B^G \cdot x_1, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$x_1(0 \dots a)$$

$$M_{x1=0}^G = 0 \text{ Н}; M_{A1}^G = 2144,02 \cdot 0,216 = 463,11 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

З прямо пропорційної залежності знаходимо момент.

$$M_{F1}^G = \frac{M_{A1}^G}{2} = \frac{463,11}{2} = 231,55 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Епюра моментів у вертикальній площині:

$$x_1(0 \dots a);$$

$$M_{A1}^B = F_B^B \cdot x_1$$

$$M_{A1}^B = 2000,31 \cdot 0,216 = 432,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{A2}^B = R_B^B \cdot b/2$$

$$x_2 = b/2$$

$$M_F^B = 1510,38 \cdot 0,757 = 1143,36 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{A2}^B = a + a = 0$$

Сумарний момент визначається як геометрична сума моментів:

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{(M_A^L)^2 + (M_A^B)^2} = \sqrt{(463,11)^2 + (432,07)^2} = 633,37 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\Sigma F} = \sqrt{(M_F^L)^2 + (M_F^B)^2} = \sqrt{(231,55)^2 + (1143,36)^2} = 1166,57 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{(M_B^L)^2 + (M_B^B)^2} = \sqrt{(231,55)^2 + (1143,36)^2} = 1143,36 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Крутний момент приймає таке значення:

$$F = \frac{T}{R}; R = \frac{d_m}{2} = 0,042 \text{ м}; T = 374,21 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$F = \frac{374,21}{0,042} = 8909,76 \text{ Н};$$

Найбільший переріз вала знаходиться в точці F, де діє згинаючий момент 1166,57 Н·м та крутний момент  $T_1 = 374,21 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , для цього перерізу будемо визначити діаметр вала.

Діаметр вала в найбільш небезпечному місці визначається за формулою:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{\text{зг}}^2 + 0,75 \cdot T^2} \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{1166,57^2 + 0,75 \cdot 374,21^2} = 1210,75 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Визначення діаметра вала за такою залежністю:

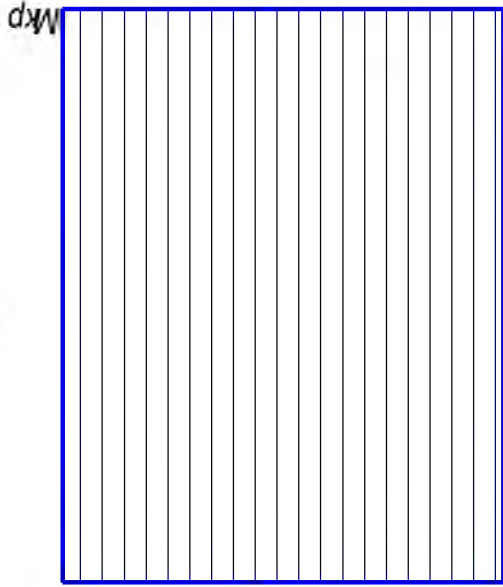
$$d_B = 10 \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{екв}}}{\pi \cdot \sigma_p}} \text{ мм}$$

$$d_B = 10 \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1210,75}{3,14 \cdot 91,43}} = 51,29 \text{ мм}$$

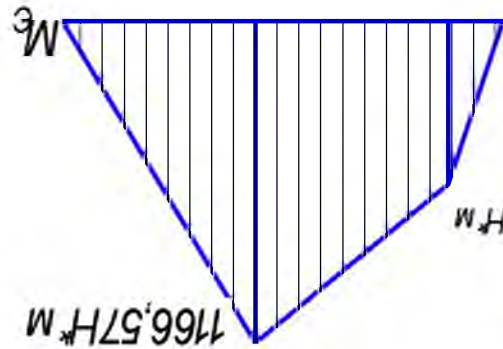
З конструктивних міркувань обирається вал з діаметром = 60 мм.

НУБІП України

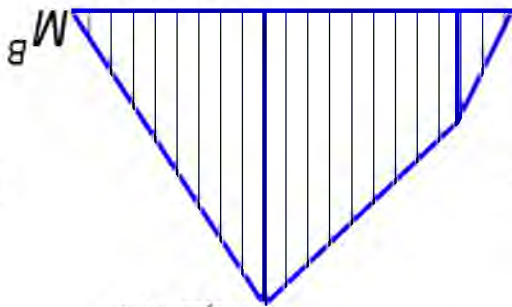
Рис. 2. 2. Единица згинаючих моментів



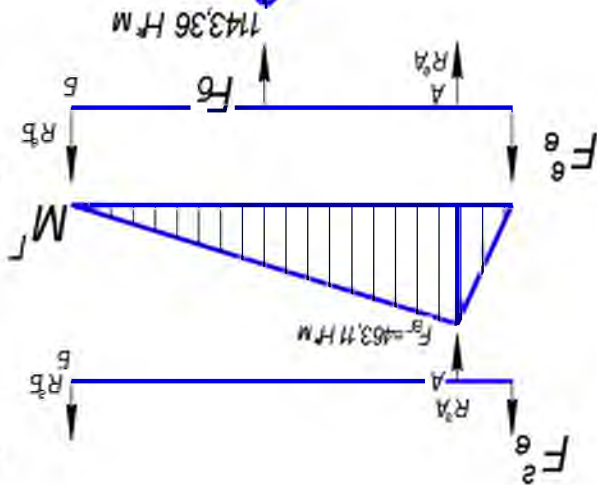
8909 Н·м



633,37 Н·м



432,07 Н·м



F<sub>2</sub>

Підбір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю.

Вихідні дані для розрахунку.

Сумарне радіальне навантаження на першій опорі визначається за форму-

лою:

$$P_{r1} = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^b)^2} = \sqrt{(2449,90)^2 + (1069,90)^2} = 2936,52 \text{ Н};$$

Сумарне радіальне навантаження на другій опорі визначається залежністю:

$$P_{r2} = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^b)^2} = \sqrt{(305,88)^2 + (1510,38)^2} = 1541,04 \text{ Н};$$

Діаметр цапф вала приймаємо  $d = 50 \text{ мм}$

Кутова швидкість вала становить  $\omega = 85,7 \text{ рад/с}$

Строк служби підшипників приймаємо  $L_h = 12800 \text{ год.}$

Температура підшипникових вузлів становить  $t \leq 100^\circ \text{C}$

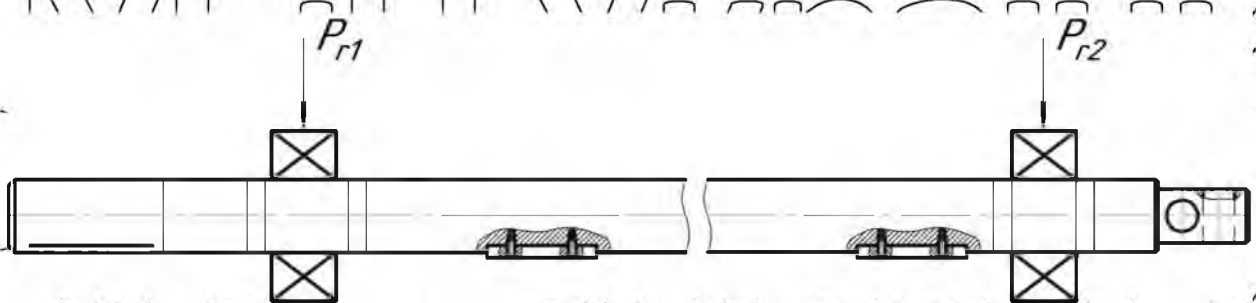


Рис. 2.13 Навантаження підшипника

Визначаємо тип підшипників при врахуванні навантаження сил, а також конструктивного виконання вузла. Враховуючи, що осьове зусилля на вал відсутнє, обираємо радіальний тип підшипників. Обираємо кулькові підшипники легкої серії № 680210 ГОСТ 8545-75.

Підшипник має такі техніко-економічні показники:

- $d = 50 \text{ мм};$
- $D = 110 \text{ мм};$
- $B = 22 \text{ мм};$
- $C = 41100 \text{ Н};$
- $C_0 = 31500 \text{ Н};$
- $n_{гр} = 5000 \text{ об/хв.};$

$M = 1,156 \text{ кг};$   
 $R = 3,5 \text{ мм};$   
 Необхідну динамічну вантажопідйомність підшипників, для даних умов, навантаження визначаємо за наступною формулою:

$$C_{\text{потр.}} = P \cdot L^{1/\alpha}; H$$

де:  $P$  – еквівалентне навантаження на підшипник, Н;  
 $L$  – довговічність підшипника, млн. об.;  
 $\alpha = 3.0$  показник степеня.

Визначимо номінальну довговічність за наступною формулою:

$$L = \frac{573.2 \cdot \omega \cdot L_h}{10^6} \text{ млн.об.}$$

$$L = \frac{573.2 \cdot 85,71 \cdot 12800}{10^6} = 629 \text{ млн.об.}$$

Визначимо еквівалентне навантаження на підшипник за такою залежністю:

$$P_I = X_I \cdot P_{RI} \cdot K_B \cdot K_T,$$

$$P_I = 0,4 \cdot 2936,52 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1644,5 \text{ Н},$$

$$P_{II} = X_{II} \cdot P_{RII} \cdot K_B \cdot K_T,$$

де:  $X_I = P_{II} = 0,4 \cdot 1541,04 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 862,98 \text{ Н};$   $X_{II} = 0,4$  –  
 коефіцієнти радіального навантаження;  
 $K_B = 1,4$  – коефіцієнт безпеки.  
 $K_T = 1,0$  – температурний коефіцієнт.

Підшипник на першій опорі, оскільки ця опора найбільш навантажена має таке динамічне навантаження.

$$C_{\text{потр.}} = 1644,45 \cdot 629^{1/3} = 14089,65 \text{ Н}$$

$$C_{\text{табл.}} = 95000 \text{ Н} > C_{\text{потр.}} = 14089,65 \text{ Н}$$

Умова виконується, отже підшипник №680210 для даного вала підходить за динамічним навантаженням.

НУБІП України  
 НУБІП України  
 НУБІП України

## РОЗДІЛ 3

# ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА

## 3.1 Кінетичний розрахунок приводного механізму барабану

Кінематичні розрахунки проведемо для першої передачі від бітера до молотильно-сепарувального барабану.

Лінійна швидкість ободу молотильно-сепарувального барабану приймає таке числове значення згідно розрахунків, проведених у другому розділі:

$$V_k = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Тоді кутова швидкість молотильно-сепарувального барабану визначається за формулою і приймає таке числове значення:

$$\omega_b = \frac{2V_k}{D} = \frac{2 \cdot 15}{0,7} = 42,86 \text{ рад/с}$$

Визначаємо передаточне число пасової передачі яке визначається за формулою:

$$u = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_b} = \frac{80,17}{42,86} = 1,87$$

Визначаємо обертальний момент на вихідному валу бітера, який визначається за формулою:

$$M_B = P \cdot \frac{\tau}{\omega_B} = 30000 \cdot \frac{1}{80,17} = 374,2 \text{ Н*м}$$

Тоді обертальний момент на валу молотильно-сепарувального барабану приймає значення

$$M = M_B \tau u = 374,2 \cdot 0,95 \cdot 1,87 = 664,8 \text{ Н * м}$$

Відповідно до цих даних проведено розрахунок пасової передачі приводу молотильно-сепарувального барабану, який наведено в другому розділі.

$$I_H = 2,0 \text{ кг * м}^2$$

## 3.2 Розрахунок моментів інерції барабанів бітера та молотильно-сепарувального барабану.

На рис. 3.1 наведено схему для розрахунку моменту інерції барабанів бітера та молотильно-сепарувального барабану

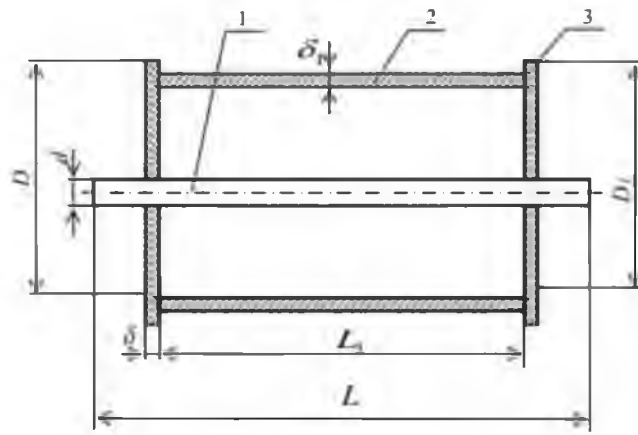
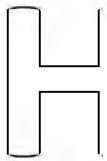


Рис. 3.1. Схема барабана

Барабан складається з таких основних елементів:

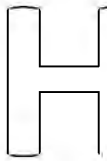


1- вал, 2 – циліндр, 3 – диск.

Знайдемо моменти інерції елементів барабана відносно осі його обертання при таких параметрах барабана:

$$D_1 = 700\text{мм};$$

$$\delta = 12\text{мм}.$$

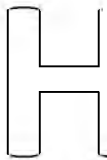


Момент інерції барабана визначається за такою формулою:

$$I_\delta = I_B + I_\psi + 2I_D;$$

$$L_1 = L + 2\delta_1 + 4d = 3,5 + 0,016 + 0,052 = 3,508\text{м}$$

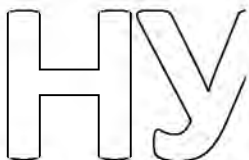
Момент інерції складових елементів барабана визначаються за формулами:



$$I_B = \frac{1}{2} m_B \frac{d^2}{4};$$

$$m_B = \frac{\pi d^2}{4} L_1 \rho,$$

$$\text{де } \rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{кг/м}^3;$$

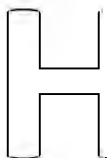


$$I_\psi = m_\psi \frac{D^2}{4};$$

$$m_\psi = \frac{\pi p_1^2}{n} S_1 \rho.$$

Знайдемо числові значення моментів інерції та мас складових елементів

барабана бітера та молотильно-сепарувального барабана. В результаті проведе-



них розрахунків отримуємо такі числові значення моментів інерції бітера  $I_B = 9,74 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , а молотильно-сепарувального барабана  $I_M = 38,93 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$



Зведемо момент інерції бітера до валу молотильно-сепарувально барабана, в результаті чого отримаємо

$$I_{BM} = I_B * u^2 = 9,74 * 1,87 * 1,87 = 34,06 \text{ кг*м}^2$$

### 3.3. Побудова динамічної моделі приводу молотильно-сепарувального барабана

Відповідно до кінематичної схеми приводного механізму МСП, побудуємо його динамічну модель, в якій необхідно визначити динамічні навантаження, що діють в пасовій передачі, що з'єднує вихідний вал бітера з валом молотильно-сепарувального барабана.

Для дослідження динамічних навантажень, що діють на елементи конструкції та приводу механізму молотильно-сепарувального барабана, останній подається у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а пружний пас – пружним елементом, що з'єднує зведені маси бітера та молотильно-сепарувального барабана як це показано на рис.3.2.

При побудові динамічної моделі механізму молотильно-сепарувального барабана вважаємо, що всі елементи механізму є абсолютно жорсткими тілами, окрім елементів передавального механізму (пасової передачі), яка володіє пружними властивостями. При цьому корпус приводу механізму та вали закріплені абсолютно жорстко в підшипниках.

На рис. 3.2 представлена динамічна модель молотильно-сепарувального барабана, за допомогою якої описуються динамічні процеси в пружному елементі (пасовій передачі). В розробленій динамічній моделі прийняті такі позначення:  $J_{п1}$  – зведений момент інерції першої частини механізму (бітера);  $J_{п2}$  – зведений момент інерції другої частини механізму (молотильно-сепарувального барабана);  $M_{п1}$  і  $M_{п2}$  – зведені моменти сил першої і другої частини механізму від дії рушійного моменту на валу бітера та сил опору, що виникають при повороті молотильно-сепарувального барабана;  $c$  – зведена до осі молотильного барабана жорсткість приводу пасової передачі.

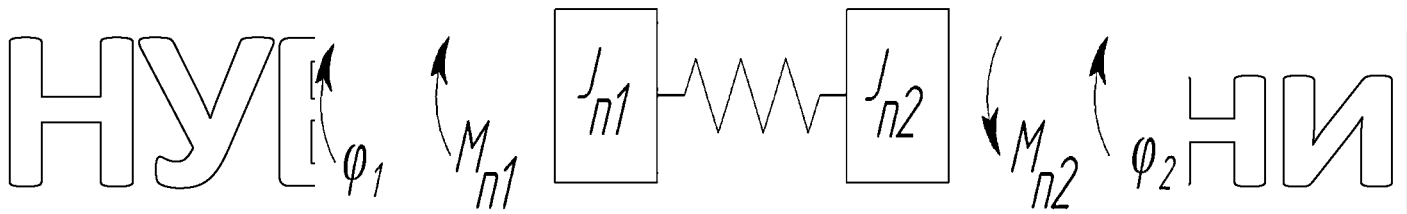


Рис. 3.2. Динамічна модель механізму молотильно-сепарувального барабана

Тепер визначимо параметри динамічної моделі механізму молотильно-сепарувального пристрою:  $J_{n1} = 34,06 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_{n2} = 38,93 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $M_{n2} = 664,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $C = 1,41 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ .

каната.

Момент на валу бітера, зведений до осі молотильного барабана, визначається за формулою, яка має такий вигляд:

$$M = \frac{2M_{max}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}} \quad (3.1)$$

В цій формулі прийняті такі позначення:

Максимальний момент, який визначається за формулою

$$M_{max} = \lambda M_H, \quad \lambda = 3,0, \quad M_H = 3,0 \cdot 664,8 = 1995 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Критичне ковзання приймає таке значення:

$$s_{кр} = 0,23.$$

Ковзання визначається наступною залежністю

$$s = 1 - \phi_1 / \phi_{10} \quad (3.2)$$

$$\phi_{10} = 42,86 \text{ рад/с}$$

### 3.4. Побудова математичної моделі механізму молотильно-сепарувального барабана

На базі побудованої динамічної моделі механізму молотильно-сепарувального барабана формальними методами будується математична модель механізму молотильно-сепарувального барабана. Математичні моделі динаміки руху машин і механізмів являють собою, диференціальні рівняння руху.

Для отримання диференціальних рівнянь руху механізму молотильно-сепарувального барабана при відомій динамічній моделі використовуються такі методи:

- метод динамічної рівноваги з використанням принципу д'Аламбера;
- принцип можливих переміщень;
- принцип Гамільтона-Остроградського та інші методи.

Використаємо принцип д'Аламбера. Принцип д'Аламбера розглядає рівновагу окремо взятої маси з прикладенням до неї всіх діючих сил, сили інерції та реакцій зв'язку з іншими масами. Для більшості простих динамічних моделей механічних систем вказаний метод виводу рівнянь руху найбільш зручний.

Складемо за допомогою цього методу диференціальні рівняння руху динамічної моделі, показаної на рис. 3.2. Для цього розглянемо рівновагу кожної з мас з прикладеними до них моментами сил, включаючи моменти сил інерції і реакції зв'язів (рис. 3.3).

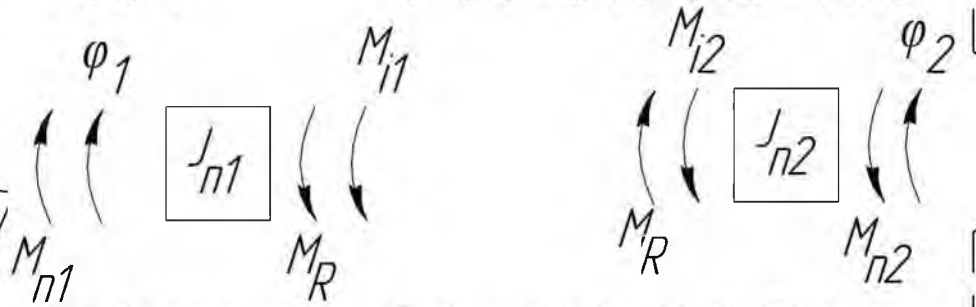


Рис. 3.3. Схеми динамічної рівноваги мас динамічної моделі

Розглянемо динамічну рівновагу мас динамічної моделі з моментами інерції

$J_{p1}$  та маси  $J_{p1}$  (рис. 3.3).

Тут використовуються такі моменти сил:

- Момент реакції в'язі, який визначається такою залежністю:

$$M_R = C(\varphi_1 - \varphi_2).$$

- Момент сил інерції першої мас вигляд:

$$M_{i1} = J_{p1} \ddot{\varphi}_1$$

та другої мас динамічної моделі механізму підйому вантажу визначається залежністю:

$$M_{i2} = J_{p2} \ddot{\varphi}_2.$$

Використовуючи умови динамічної рівноваги для мас динамічної моделі з моментами інерції  $J_{p1}$  та  $J_{p2}$ , отримаємо систему диференціальних рівнянь, які

описують рух динамічної моделі механізму молотильно-сепарувального барабана, наведеної на рис.3.2:

$$\begin{cases} (M_{п1} - C(\varphi_1 - \varphi_2) - J_{п1})\ddot{\varphi}_1 = 0 \\ C(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{п2} - J_{п2}\ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

Систему рівнянь (3.3) можна представити в класичному вигляді, тоді отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} J_{п1}\ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{п1} \\ J_{п2}\ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{п2} \end{cases} \quad (3.4)$$

Отримана система диференціальних рівнянь (3.4) являє собою математичну модель механізму молотильно-сепарувального барабана для визначення динамічних навантажень в його елементах. В цій системі рівняння руху є нелінійними, нелінійність яких визначається нелінійністю рушійного моменту приводного двигуна, приведеного до осі молотильного барабана. Таку систему

рівнянь не можна розв'язати аналітично, тому використаємо чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки та відповідного програмного забезпечення. Для розв'язку системи рівнянь (3.4) та побудови графічних залежностей, що описують рух механізму підйому вантажу виконуємо комп'ютерну програму у програмному середовищі Wolfram Mathematica.

### 3.5. Результати дослідження динамічного аналізу руху молотильно-сепарувального барабана

За результатами проведених розрахунків побудовані кінематичні (рис.3.4 - 3.7), силові (рис.3.8) та енергетичні (рис.3.9) характеристики механізму молотильно-сепарувального барабана зернозбирального комбайна.

На графіку кутової швидкості бітера (першої зведеної маси) (рис.3.4) спостерігаються високочастотні коливання при значній амплітуді, яка набуває найбільших значень на початку руху і впродовж процесу пуску ці коливання практично затухають. При виході на ustalений рух через 10 секунд руху швидкість бітера є стабільною.

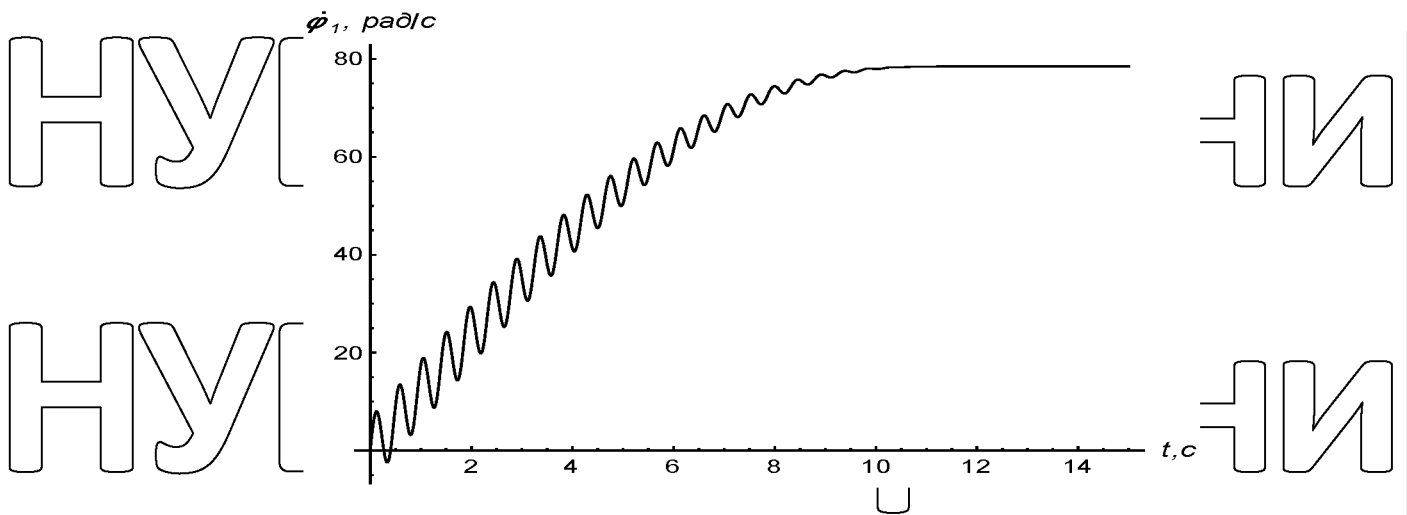


Рис.3.4. Графік кутової швидкості бітера (першої зведеної маси)

Під час руху молотильного барабана (другої зведеної маси) також спостерігаються високочастотні коливання кутової швидкості (рис.3.5), але тут має місце менша амплітуда коливань в порівнянні з першою масою (рис.3.4). Коливання молотильного барабана також затухають впродовж процесу пуску і при виході на усталений рух повністю зникають.

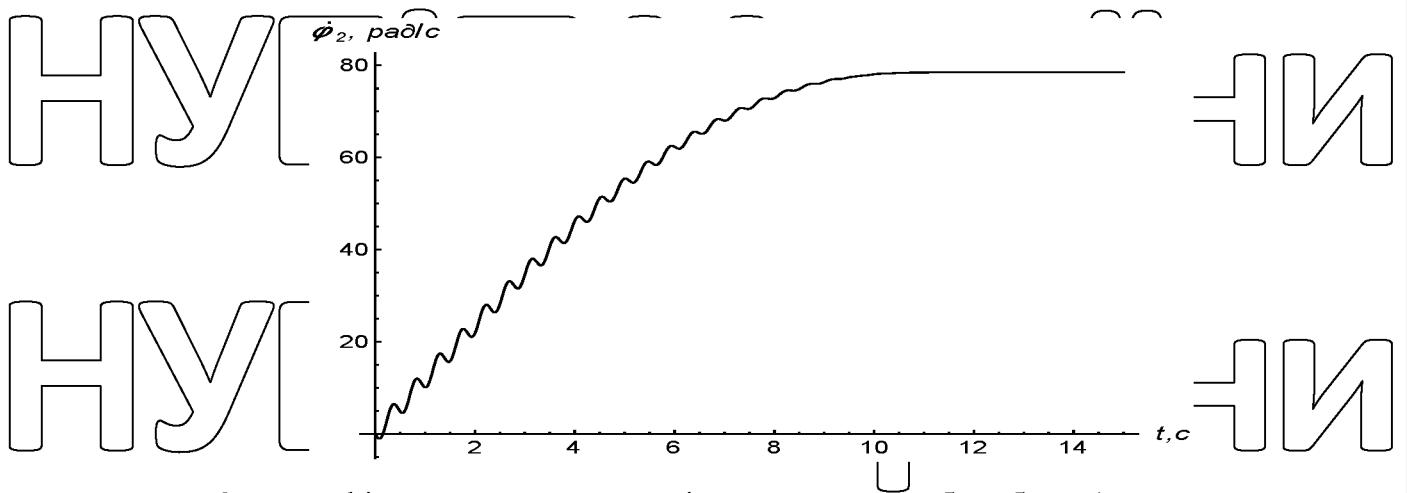


Рис.3.5. Графік кутової швидкості молотильного барабана (другої зведеної маси)

З наведеного графіка кутового прискорення бітера (першої зведеної маси) (рис. 3.6) можна спостерігати високочастотні коливання зі значною амплітудою, де найвище значення амплітуди прискорення досягає 100 рад/с, але ці коливання через 10с руху практично зникають. Це вказує на те, що найбільші динамічні навантаження в приводному механізмі виникають в процесі пуску.

НУБІП України

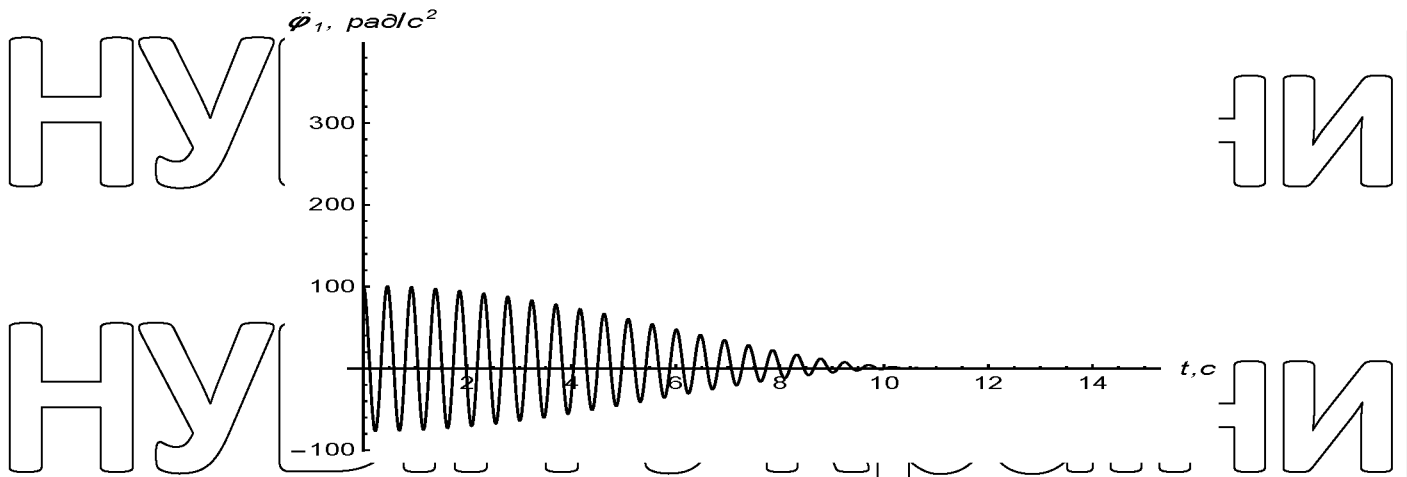


Рис.3.6. Графік кутового прискорення бітера (першої зведеної маси)

У графіку прискорень молотильного барабана (другої зведеної маси) (рис.3.7) також можна спостерігати високочастотні коливання, але з меншою амплітудою. Так в другій масі найвище значення амплітуди становить 40 рад/с. що в 2,5 рази менше в порівнянні з рухом першої маси. Звідси можна зробити висновок, що коливання молотильного барабана будуть меншими в порівнянні з коливаннями бітера.

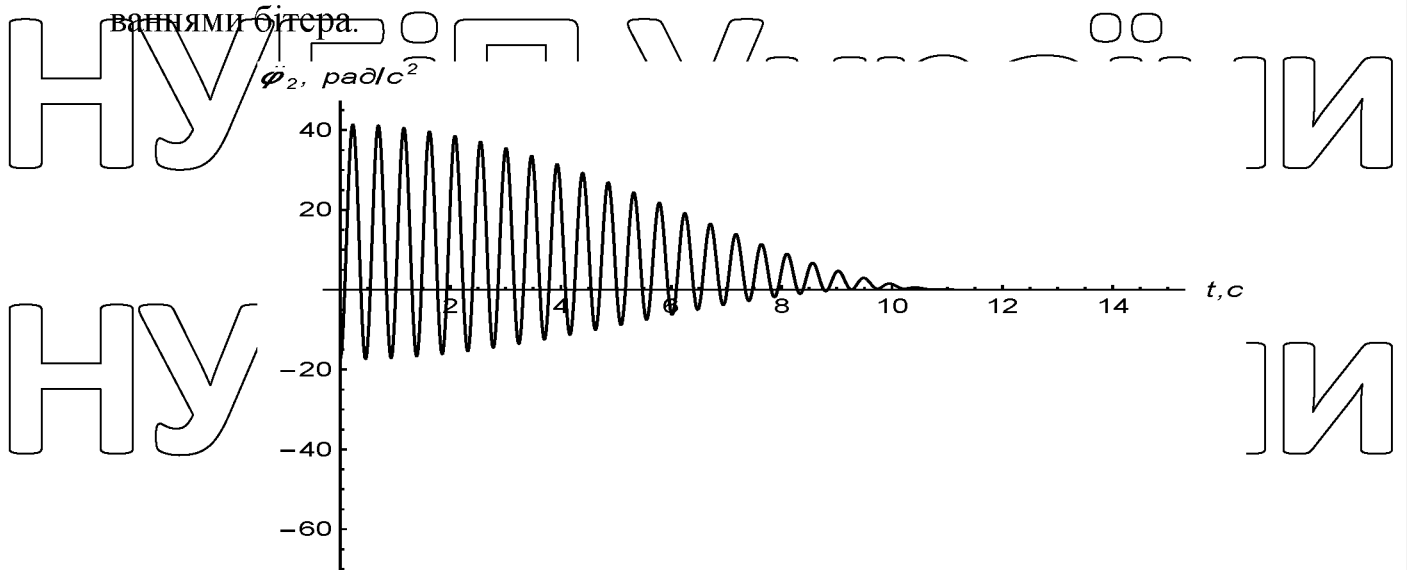


Рис.3.7. Графік прискорення молотильного барабана (другої зведеної маси)

Графік зміни пружного моменту в пасовій передачі (рис.3.8) має значні високочастотні коливання, де амплітуда коливань більше ніж вдвічі перевищує установлене значення пружного зусилля в пасовій передачі.

НУБІП України

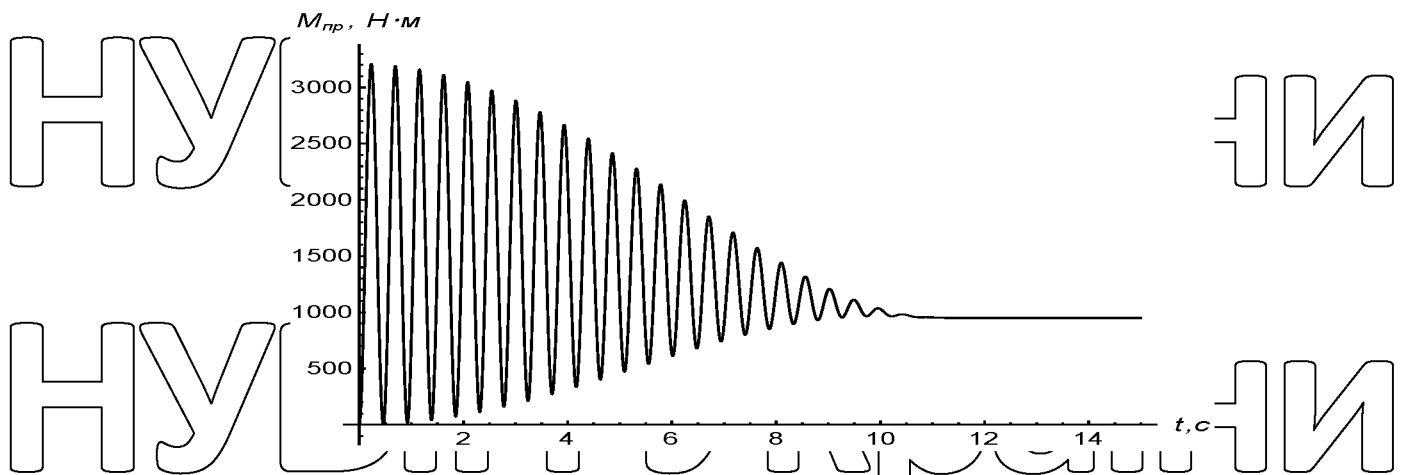


Рис.3.8. Графік зміни пружного моменту в в'язовій передачі приводу

З графіка (рис.3.9) відзначимо, що рушійний момент змінюється плавно при незначних високочастотних коливаннях, амплітуда яких не перевищує 5% усталеного значення рушійного моменту. Зокрема, найвище значення рушійного моменту лише вдвічі перевищує його усталене значення. З рис.3.8 і 3.9 можна зробити такий висновок, що вал приводного двигуна працює в нормальному режимі, а передавальний механізм має значні перевантаження. Це вказує на те, що параметри і характеристики передавального механізму (в'язової передачі) є недосконалими і потребують модернізації.

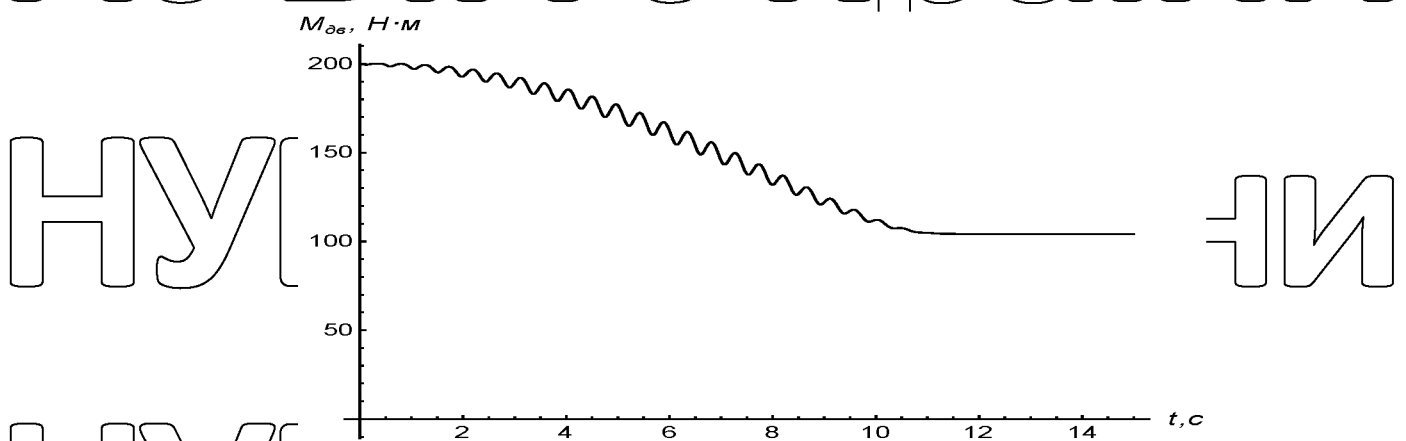


Рис. 3.9. Графік зміни рушійного зусилля приводного двигуна

З графіка потужності (рис.5.10) видно, що на початку руху мають місце високочастотні коливання, що з часом затухають й до 12 с руху зникають. Найвище значення потужності лише на 25% перевищує усталене значення, це вказує на те, що двигун працює без перевантажень.

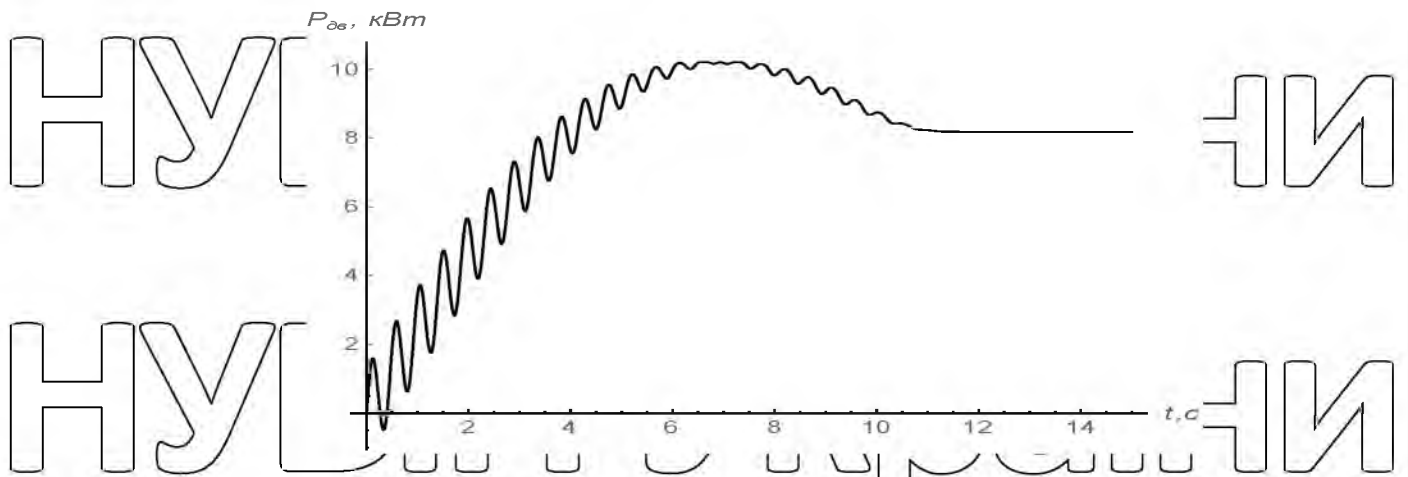


Рис.3.10. Графік зміни потужності приводного двигуна

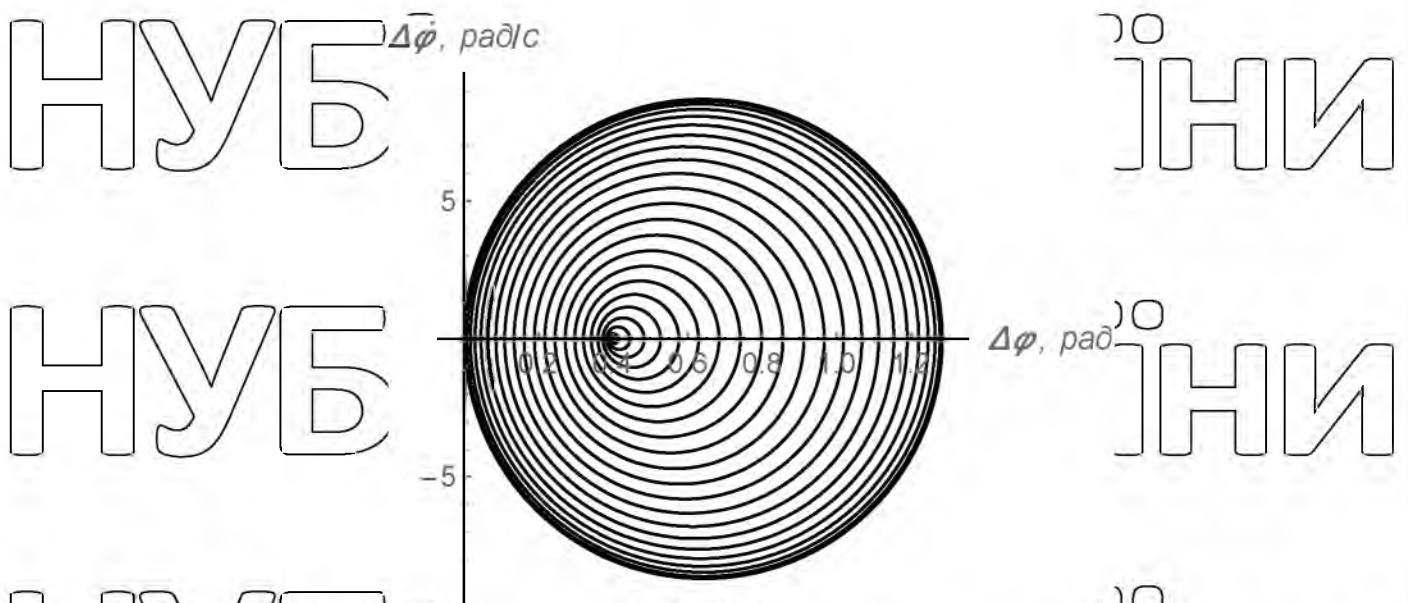


Рис.3.11. Фазовий портрет коливань механізму молотильно-сепарувальною барабана

З наведеного графіка (рис.3.11) можна спостерігати поступове зменшення коливань в ланках механізму молотильно-сепарувального барабана. Після процесу затухання залишається пружна деформація приводу пасової передачі, яка становить 0,4 рад.

З наведених результатів динамічного аналізу руху молотильно-сепарувального барабана можна зробити висновок, що коливання в динамічній системі молотильно-сепарувального барабана зароджуються на ділянці розгону, тому в подальших дослідженнях є потреба в здійсненні оптимізації режиму руху цієї ділянки.

## РОЗДІЛ 4

# ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУВАЛЬНОГО БАРАБАНА

### 4.1. Основні положення оптимізації режиму руху молотильно-сепарувального барабана

Сучасні зернозбиральні комбайни та їх складові механізми працюють із значними робочими швидкостями руху механізмів, що призводить до підвищення продуктивності. Окрім, робота зернозбиральних комбайнів характеризується високою якістю виконання технологічних операцій, енергоефективністю та надійністю.

Забезпечити виконання цих характеристик достатньо складно, оскільки вони мають суперечливий характер. Підвищення продуктивності призводить до збільшення енергетичних витрат. Для поєднання цих характеристик виникає потреба дослідження динамічних та енергетичних процесів, що виникають під час руху зернозбиральних комбайнів та їхніх складових механізмів. Для забезпечення ефективної експлуатації зернозбиральних комбайнів є потреба в оптимізації режимів руху, особливо на ділянках перехідних процесів технологічних механізмів, зокрема, МСП.

Вирішення оптимізаційних задач керування рухом механізмів зернозбиральних комбайнів є важливою задачею, оскільки вирішення дає можливість підвищити продуктивність та надійність роботи зернозбиральних комбайнів, та покращити енергоефективність роботи їх технологічних механізмів.

Аналіз останніх досліджень динаміки та оптимізації режимів руху механізмів зернозбиральних комбайнів підтверджує доцільність саме такого напрямку підвищення ефективності роботи зернозбиральної техніки. Динамічні та енергетичні процеси у зернозбиральних комбайнах та їх механізмах досліджені на недостатньому рівні. Недостатньо враховуються можливості сучасних систем керування рухом зернозбиральними комбайнами та їх механізмами, що виконують технологічні операції, зокрема, обмолот зернових культур.

Завдяки сучасним системам керування можливо реалізувати майже усі існуючі діаграми зміни швидкостей або рушійних моментів технологічних механізмів зернозбиральних комбайнів.

При механічному керуванні швидкістю руху приводного механізму молотильно-сепарувального барабана в його елементах виникають значні динамічні навантаження. Окрім, при такому керуванні швидкістю руху молотильно-сепарувального барабана спостерігаються підвищення енергетичних втрат в приводах технологічних механізмів зернозбиральних комбайнів. Для усунення небажаних чинників роботи технологічних механізмів зернозбиральних комбайнів,

та з метою підвищення продуктивності роботи за рахунок усунення коливань в елементах приводних механізмів, необхідно виконати оптимізацію режиму руху молотильно-сепарувального барабана на ділянках перехідних процесів (пуск та гальмування).

Аналіз літературних публікацій за даним напрямком показує, що шляхом оптимізації режимів руху технологічних механізмів зернозбиральних комбайнів вдається зменшити динамічні навантаження в комбайнах, підвищити їхню ефективність роботи, підвищити продуктивність та надійність роботи зернозбирального комбайна, та в багатьох випадках зменшити навантаження на комбайнера

та обслуговуючий персонал.  
Метою дослідження є оптимізація режимів руху молотильно-сепарувального барабана та впливу на динамічні характеристики зернозбирального комбайна.

Для досягнення мети необхідно вирішити та поставити задачу оптимального керування рухом механізму молотильно-сепарувального барабана.

Для проведення оптимізації режиму руху механізму молотильно-сепарувального барабана використаємо двомасову динамічну модель руху молотильно-сепарувального барабана, що використовувалась при динамічному аналізі механізму молотильно-сепарувального барабана зернозбирального комбайна.

#### 4.2. Визначення оптимального режиму руху механізму молотильно-сепарувального барабана

### НУБІП УКРАЇНИ

Для проведення оптимізації режиму руху молотильно-сепарувального барабана зернозбирального комбайна використовується двомасова динамічна модель, яка представлена на рис.3.2. Цій моделі відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, що є математичною моделлю динаміки руху механізму молотильно-сепарувального барабана. Ця математична модель отримана на основі принципу Д'Аламбера та має такий вид:

$$J_{n1}\ddot{\varphi}_1 = M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$J_{n2}\ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \quad (4.1)$$

де  $J_{n1}, J_{n2}$  - відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас механізму молотильно-сепарувального барабана;  $M_{n1}, M_{n2}$  - моменти сил першої та другої зведених мас динамічної моделі молотильно-сепарувального барабана;  $c$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу молотильно-сепарувального барабана;  $\varphi_1, \varphi_2$  - кутові координати першої та другої зведених мас механізму молотильно-сепарувального барабана.

В механізмі молотильно-сепарувального барабана найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі (пасовій передачі) приводу, тому за критерій оптимізації оберемо середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в пасовій передачі, що з'єднує вихідний вал бітара та вал молотильного барабана. Цей критерій є інтегральним за формою, тобто оцінює роботу механізму молотильно-сепарувального барабана за певний проміжок часу, і виражається такою залежністю

$$\dot{M}_n = \left( \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_n^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.2)$$

де  $t, t_1$  - координата часу та тривалість процесу пуску приводу механізму молотильно-сепарувального барабана;  $\dot{M}_n$  - швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі механізму молотильно-сепарувального барабана.

НУБІП УКРАЇНИ

Швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі механізму молотильно-сепарувального барабана визначається за таким чином:

$$M_n = c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = J_{n2}\ddot{\varphi}_2. \quad (4.3)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.2) з урахуванням виразу (4.3) є рівняння Ейлера-Пуассона, які дають диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0;$$

Інтегрування цього рівняння за часом дає такі вирази:

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_2 = C_1;$$

$$\dot{\ddot{\varphi}}_2 = C_1 t + C_2;$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3;$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \quad (4.4)$$

де  $C_1, \dots, C_6$  – постійні інтегрування, які визначаються з початкових і кінцевих умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad & \varphi_1 = \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0; \\ t = t_1: \quad & \varphi_1 = \varphi_2 = v; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0. \end{aligned}$$

З другого рівняння системи (4.1), виразимо залежності між координатами першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом у наступному виді:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_{n2}\dot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c};$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\varphi}}_2/c;$$

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_1 = \ddot{\ddot{\varphi}}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}_2}/c;$$

$$\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}_1} = \ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}_2} + J_{n2}\ddot{\ddot{\ddot{\ddot{\varphi}}_2}}/c \quad (4.5)$$

Визначимо постійні інтегрування з використанням 6 умов, які мають такий вигляд:

$$t = 0: \phi_2 = 0, \dot{\phi}_2 = 0, \ddot{\phi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \dot{\phi}_2 = 0; \quad t = t_1: \phi_2 = \nu, \ddot{\phi}_2 = 0.$$

Після підстановки крайових умов в залежності (4.4), знайдемо вирази постійних інтегрування, які мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} C_1 &= -24(\nu/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; & C_2 &= 12(\nu/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2; \\ C_3 &= 0; & C_4 &= -M_{n2}/J_{n2}; & C_5 &= 0; & C_6 &= 0. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Після підстановки залежностей (4.6) у вирази (4.4), отримаємо кінематичні характеристики другої зведеної маси (молотильного барабана), а через них за виразами (4.5) – характеристики бітера (першої маси).

За характеристиками зведених мас, визначимо силові та енергетичні вирази молотильно-сепарувального барабана

- пружний момент в пасовій передачі приводу молотильно-сепарувального барабана визначається залежністю:

$$M_n = J_{n2}\ddot{\phi}_2 + M_{n2};$$

- рушійний момент на валу приводного механізму бітера, зведений до валу молотильного барабана і має вигляд:

$$M_p = J_{n1}\ddot{\phi}_1 + M_n;$$

- швидкість зміни пружного моменту в пасовій передачі молотильно-сепарувального барабана і виражається такою залежністю:

$$\dot{M}_n = J_{n2}\ddot{\phi}_2;$$

- потужність на валу приводного бітера, зведена до валу молотильного барабана визначається залежністю:

$$P = M_p\dot{\phi}_1.$$

Для механізму молотильно-сепарувального барабана, динамічна модель якого характеризується параметрами:  $J_{n1} = 34,06 \text{ кг. м}^2$ ;  $J_{n2} = 38,93 \text{ кг. м}^2$ ;

$c = 1,41 \cdot 10^5 \text{ Нм/рад}$ ;  $M_{n2} = 664, \text{ Нм}$ ;  $\omega = 42,86 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  $t_1 = 8 \text{ с}$  визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики, які представлені у вигляді графічних залежностей на рис.4.1.



Рис.4.1. Кутова швидкість бітера (першої зведеної маси динамічної моделі)

З рис. 4.1 видно, що кутова швидкість бітера динамічної моделі механізму молотильно-сепарувального барабана при оптимальному режимі руху змінюється плавно без коливань по параболічному закону до усталеної швидкості руху. Такий режим руху приводного механізму зводить до мінімуму навантаження в механізмі молотильно-сепарувального барабана.



Рис.4.2. Кутова швидкість молотильного барабана (другої зведеної маси динамічної моделі)

Як й перша (рис.4.1), так й друга зведені маси моделі механізму молотильно-сепарувального барабана (рис.4.2) має плавний характер зміни при оптимальному режимі руху. Кутова швидкість другої зведеної маси ( молотильного барабана) плавно зростає без коливань по параболічному закону до усталеної швидкості руху. Такий оптимальний режим руху мінімізує дію динамічних навантажень в механізмі молотильно-сепарувального барабана.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

Рис.4.3. Кутове прискорення бітера (першої зведеної маси динамічної моделі)

З рис. 4.3 видно, що прискорення бітера механізму молотильно-сепарувального барабана змінюється плавно по параболічному закону від максимального значення до нуля впродовж процесу пуску, а на ділянці усталеного руху дорівнює нулю. При цьому коливання прискорення бітера відсутні, що вказує на те, що приводний механізм молотильно-сепарувального барабана працює при мінімальних динамічних навантаженнях.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

Рис.4.4. Кутове прискорення молотильного барабана (другої зведеної маси динамічної моделі)

Кутове прискорення молотильного барабана (рис.4.4) механізму молотильно-сепарувального барабана також змінюється плавно без коливань при оптимальному режимі руху. Зміна прискорення йде від максимального значення до нуля впродовж процесу пуску. При цьому коливання молотильного барабану механізму молотильно-сепарувального барабана відсутні. Такий режим руху мінімізує динамічні навантаження в молотильному барабані.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП України

НУБІП України

Рис.4.5. Графік зміни пружного моменту в приводному механізмі молотильного барабана

Пружний момент в приводному механізмі (пасовій передачі) молотильно-сепарувального барабана (рис. 4.5) за оптимального режиму пуску змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення на ділянці пуску.

При цьому найвище значення в 2,5 рази перевищує усталене значення, що менше допустимого перевантаження приводного механізму.

НУБІП України

НУБІП України

Рис.4.6. Графік зміни рушійного моменту приводу молотильного барабана

З графіку рушійного моменту приводу механізму молотильно-сепарувального барабана (рис.4.6) при оптимальному режимі пуску видно, що останній змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення. При цьому

найвище значення в 2,9 разів перевищує усталене значення, що відповідає реко-

мендованому перевантаженню пасової передачі приводу молотильного барабана в процесі пуску.

НУБІП України  
НУБІП України

Рис.4.7. Графік зміни потужності на валу бітера приводу молотильного барабана

Потужність на валу бітера приводу молотильного барабана (рис. 4.7) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань за параболічним законом з досягненням максимального значення з подальшим зниженням до

усталеної величини на ділянці усталеного руху. При цьому найвище значення потужності в 1,8 разів перевищує усталене значення, що відповідає встановленим нормам перевантаження приводного механізму за потужністю.

З отриманих графічних залежностей кінематичних (рис.4.1 – 4.4), силових (рис.4.5, 4.6) та енергетичних (рис.4.7) характеристик оптимального режиму руху приводу механізму молотильно-сепарувального барабана можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу відсутні. Це вказує на те, що динамічні навантаження зменшуються до мінімуму і рух ланок приводу та механізму молотильно-сепарувального барабана є плавним і досить сприятливим для виконання молотильних операцій. При цьому за оптимального режиму руху до мінімуму зменшуються енергетичні витрати. З усього наведеного можна зробити висновок, що оптимальний режим руху приводу механізму молотильно-сепарувального барабана має значні переваги перед некерованим рухом, при якому мають місце значні коливальні процеси та перевантаження елементів приводу та молотильного барабана, що не сприяє нормальній роботі як механізму молотильно-сепарувального барабана та зернозбирального комбайну в цілому.

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я та працездатності людини в процесі трудової діяльності.

Висока ефективність посівних робіт, безпосередньо, залежить від розробки та складання технологічної карти, яка включає в себе основні аспекти майбутніх агрономічних, економічних, технічних операцій, також невід'ємні є питання охорони праці.

Нещасні випадки зі смертельними наслідками в АПК частіше за все трапляються під час експлуатації самохідних машин. Це насамперед колісні трактори та вантажні автомобілі. Причиною приблизно 30 % нещасних випадків у сільському господарстві є неуважність і порушення працівниками простих норм безпеки праці під час виконання механізованих процесів. Досить часто працівники в рільництві отримують травми внаслідок наїзду автомобіля чи трактора, який рухався заднім ходом. Досі в агрокомплексі є випадки ризикованого перевезення людей у необладнаному відкритому кузові вантажного автомобіля.

Якісний рівень виконання запланованих робіт неабияк залежить від правильності розрахунків та дотримання всіх вимог.

### 1. Підготовка техніки

1.1. Хід посівних робіт не можливо провести без ретельної перевірки технічного стану сільськогосподарських машин, яка передбачає одночасне технологічне налаштування механізмів. Така перевірка проводиться відповідно до вимог нормативно-правових актів.

#### 1.2. Під час перевірки потрібно переконатися у:

відповідності конструкції машин і механізмів, що застосовуватимуться під час сівби, відповідним стандартам безпеки праці;

наявності акта ремонтної організації щодо відповідності відремонтованих агрегатів правил безпеки;  
наявності сертифікатів відповідності, які підтверджують надійність експлуатації машин та устаткування, розробленого поза межами України;

наявності необхідних попереджувальних написів на вузлах і агрегатах сільськогосподарських машин.

1.3. Мета перевірки базується на виключенні використання недосконалої техніки у весняних польових роботах, а також у внесених змінах машинних конструкцій та механізмів, що не передбачені виробником. Трактори з ручним запуском двигуна необхідно беззаперечно заборонити застосовувати в польових роботах.

1.4. При підготовці до виконання весняних польових робіт належна увага відповідно до вимог нормативних документів, надається контролю протипожежного стану агрегатів заправлення техніки паливом.

1.5. Важливим пунктом є організування служби технічного обслуговування та налагодження техніки в полі, що передбачає уникнення травматизму та безумовне забезпечення роботи механізмів та машин.

## 2. Вимоги до самохідних машин

2.1. Вільний огляд робочих органів причіпних та навісних сільськогосподарських машин, механізатору, повинні забезпечувати кабінні тракторів.

2.2. Кабіна трактора має мати не менше трьох аварійних виходів, а машини — не менше двох.

Аварійні виходи спроектовані відкриватися вручну впродовж 3 секунд. Якщо вікна не зроблені під механізм аварійного відкривання, в кабіні має бути аварійний засіб для нагального розбиття скла.

2.3. Не можна допускати змін заводської конструкції гальмівних систем трактора.

2.4. При холодних гальмах гальмівний шлях має відповідати ГОСТ 12.2.019.

2.5. Органи, які відповідають за управління мають забезпечувати прямо-  
лінійність руху тракторів з причіпними агрегатами, повороти, зупинення, поча-  
ток руху, запуск двигуна з кабіни.

2.6. Вихлопна система двигуна повинна надійно забезпечувати гасіння іс-  
кор до виходу відпрацьованих газів в атмосферу.

2.7. Контрольні прилади на пульті управління повинні підсвічуватися сві-  
тлом, яке буде відбиватися.

### 3. Вимоги щодо причіпних і навісних сільськогосподарських машин

3.1. Стоянкові гальма мають втримувати механізм на схилі 10° (18 %).

3.2. Ширина машини, яка перевищує габарити рушія має бути обладнана  
світловідбивачами приладами (спереду – білого, ззаду – червоного кольору), що  
відповідають за світлову сигналізацію.

3.3. Причіпні та напівпричіпні машини мають бути обладнані жорсткими  
зчіпними пристроями. Усі інші повинні мати страхувальний ланцюг чи трос.

3.4. Навісні та причіпні обладнання мають бути забезпеченні спеціаль-  
ними фіксаторами транспортування.

3.5. Карданні вали приводу машин мають бути надійно закритими захис-  
ним огородженням.

3.6. Гідравлічні машини, окрім монтованих, повинні сполучатися з гідро-  
системами енергетичного засобу за допомогою муфт.

3.7. Регулювання робочих органів та інших механізмів машини під час  
руху має здійснюватися із робочого місця оператора рушія або оператора ма-  
шини.

3.8. Місця, в яких розміщуються місця змащування машин мають бути по-  
значені кольоровими покажчиками.

3.9. Кришки насінневих і тутових ящиків сівалок повинні дуже щільно за-  
криватися за допомогою запірноюю механізму, за потреби - вільно відкриватися.

### 4. Підготовка поля та визначення маршруту

4.1. Усі дії виконуються у денний час, за умов хорошої видимості. Не-  
обхідно оглянути поле, на якому будуть проводитися посівні роботи, з метою

усунення перешкод під час виконання робіт. Поле необхідно обробити культиватором на глибину загортання насіння. Небезпечні місця потрібно позначити добре помітними знаками висотою до 3 м. Під час огляду поля необхідно визначити спосіб та напрямок руху агрегатів, підготувати поворотні смуги, обрати найзручніші під'їзди до відповідних ділянок. Біля небезпечних місць ширина поворотної смуги має бути не меншою, ніж подвійний мінімальний радіус розвороту самохідного технічного механізму.

4.2. Пересування агрегатів до місця роботи та під час виконання робіт має здійснюватися відповідно до розроблених маршрутів і технологій. Ці правила повинні знати всі учасники посівних робіт.

## 5. Підготовка виконавців та робочих місць

5.1. Робітники, які приймають участь у проведенні весняних польових робіт, повинні пройти відповідний інструктаж з охорони праці та пожежної безпеки.

5.2. Постійні та тимчасові робочі місця персоналу мають обов'язково мати належне освітлення робочих місць.

5.3. Для забезпечення нормальних умов праці на посівній необхідно організувати в польових умовах пункти обігріву й харчування робітників, та також можливість надання їм першої медичної допомоги.

## 6. Робота в польових умовах

6.1. Після першого проходу машини полем треба ще раз перевірити надійність робочих органів агрегатів. При цьому необхідно звернути увагу на:

технічний стан і комплектність машини;

наявність інструментів та пристроїв;

надійність кріплення робочих органів;

наявність пристосувань для очищення робочих органів машин від ґрунту.

6.2. Розвороти навісних і напівнавісних машин слід здійснювати в піднятому стані, а причіпних — з вийнятими з ґрунту робочими органами. Швидкість руху машин при виконанні розворотів не повинна перевищувати 4 км/год.

6.3. Якщо на полі працює в один і той самий час декілька одиниць техніки, мінімальна дистанція між ними має сягати 30 м.

6.4. Один працівник може обслуговувати тільки один агрегат.

6.5. Дуже важливе значення має узгодженість дій між трактористом і сіячами. Якщо посівний агрегат обслуговують декілька сіячів, один з них призначається старшим, він же ж подає сигнали механізатору. Починати рух тракторист може тільки після сигналу старшого сіяча.

До факторів, які можуть нести за собою нещасний випадок під час посівної роботи, належать:

- відсутність попереджувальних знаків і написів на сільгоспмашинах;
- відсутність інструкцій з охорони праці, технічних описів та інструкцій з експлуатації машин та обладнання;

- відсутність захисних (огорожувальних) пристроїв на рухомих частинах машин та обладнання;

- відсутність заземлення на електрообладнанні та ємностях для зберігання й перевезення паливо-мастильних матеріалів;

- відсутність захисних пристроїв на охолоджених і нагрітих частинах машин та обладнання;

- відсутність (невідповідність технічним умовам) засобів колективного та індивідуального захисту, спецодягу, спецвзуття;

- несправність електрообладнання машин і механізмів;

- несправність тягово-зчіпних пристроїв;
- неприєднання гальмівної системи причіпних машин до гальмівної системи тракторів.

Заборонено:

- допуск робітників до виконання робіт без проходження обов'язкового інструктажу з охорони праці;

• допуск працівників до робочого місця в стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння;

НУБІП України

• використання машин, механізмів, обладнання та інструмента в несправному стані та не за призначенням;

• усунення несправності техніки на працюючому обладнанні без його зупинення;

НУБІП України

• робота без захисних пристроїв, спецодягу;

• проїзд сільськогосподарських машинами за невідомими маршрутами.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 6

## РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

## 6.1. Розрахунок економічної ефективності

Для розрахунку економічної ефективності розробки скористаємося вихідними вимогами (таблиця 6.1).

Таблиця 6.1 Вихідні дані для розрахунку економічних показників.

Показник	Позначення	Значення показників	
		Скіф 280	Скіф 280 (модернізований)
Оптова ціна, грн	Ц <sub>о</sub>	4 250 000	4 250 000
Балансова ціна, грн	Б	4 386 000	4 686 000
Коефіцієнт перерахунку оптової ціни у балансову	К <sub>б</sub>	1.1	1.1
Маса машин, кг		13230	13410
Річне завантаження, год	Т	350	370
Кількість обслуговуючого персоналу	Л	1	1
Коефіцієнт відрахування на амортизацію	а	0.2	0.2
Коефіцієнт відрахування на технічне обслуговування та ремонт	r <sub>т</sub>	0.2	0.2
Термін служби, рік	n	10	10
Погодинна тарифна ставка оплати праці, грн./люд.-год	r	65	65
Продуктивність на обмолоті, тонн за годину часу:			
Основного	W <sub>0</sub>	16.7	27.0
Змінного			
Експлуатаційного	W <sub>з</sub>	10	18
	W <sub>е</sub>	8.8	15.2
Питомі витрати палива, кг/т	g	12.3	12.3
Вартість палива, грн./кг	Ц <sub>п</sub>	28	28

Коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень	$E_n$	0.2	0.2
Ціна зерна, грн./т	$C_z$	9000	9000
Кількість зерна збереженого від втрат, %	$Q_3$	-	0.2
Кількість зерна збереженого від подрібнення, %	$Q_{п}$	-	0.8

Вартість комбайна Skif 280 було взято відповідно до даних машинобудівних заводів. Ціну модернізованої машини встановлено відповідного до значення собівартості.

Розрахунки економічної ефективності вказаних у таблиці комбайнів.

Балансова ціна:

$$B \equiv C_0 \cdot K_6 \quad (6.1)$$

$$B = 4\,250\,000 \cdot 1.1 = 4\,675\,000 \text{ грн};$$

Амортизаційні відрахування на реновацію:

$$A = \frac{B \cdot a}{w_e \cdot T} \quad (6.2)$$

$$A = \frac{4\,675\,000 \cdot 0.1}{8.8 \cdot 350} = 142.4 \text{ грн/т}$$

Відрахування на ремонт та технічне обслуговування:

$$P_o = \frac{B \cdot r_r}{w_e \cdot T} \quad (6.3)$$

$$A = \frac{4\,675\,000 \cdot 0.1}{8.8 \cdot 350} = 142.4 \text{ грн/т};$$

Заробітна плата механіка 5 розряду:

$$V_{oc} = \frac{r \cdot L}{w_3} \quad (6.4)$$

$$V_{oc} = \frac{65 \cdot 1}{10} = 6.5 \text{ грн/т};$$

Витрати на пальне:

$$V_{п} = g \cdot C_{п}, \quad (6.5)$$

$$V_{п} = 12.3 \cdot 28 = 344.4 \text{ грн/т};$$

Питомі експлуатаційні витрати:

$$E_3 = A + P_o + V_{oc} + V_{п}, \quad (6.6)$$

$$E_3 = 142.4 + 142.4 + 6.5 + 344.4 = 635.7 \text{ грн/т}$$

Питомі капіталовкладення:

$$K = \frac{B}{w_e \cdot T} \quad (6.7)$$

$$K = \frac{4\,675\,000}{8.8 \cdot 350} = 1424.02 \text{ грн/т}$$

Приведені питомі витрати:

$$P = E_3 + K \cdot E_H, \quad (6.8)$$

Комбайн Скіф 280 (модернізований).  
 Балансова ціна (6.1):

$$B = 4\,260\,000 \cdot 1.1 = 4\,686\,000 \text{ грн};$$

Амортизаційні відрахування на реновацію (6.2):

$$A = \frac{4\,686\,000 \cdot 0.1}{15.2 \cdot 370} = 83.32 \text{ грн/т};$$

Відрахування на ремонт та технічне обслуговування (6.3):

$$P_o = \frac{4\,686\,000 \cdot 0.1}{15.2 \cdot 370} = 83.32 \text{ грн/т};$$

Заробітна плата механіка 5 розряду (6.4):

$$V_{oc} = \frac{65 \cdot 1}{10} = 6.5 \text{ грн/т};$$

Витрати на паливе (6.5):

$$B_{п} = 12.3 \cdot 28 = 344.4 \text{ грн/т};$$

Питомі експлуатаційні затрати (6.6):

$$E_3 = 83.32 + 83.32 + 6.5 + 344.4 = 517.54 \text{ грн/т}$$

Питомі капіталовкладення (6.7):

$$K = \frac{4\,686\,000}{15.2 \cdot 370} = 833.2 \text{ грн/т};$$

Приведені питомі затрати (6.8):

$$P = 344.4 + 833.2 \cdot 0.2 = 511.04 \text{ грн/т};$$

Річний економічний ефект від експлуатації (6.9):

$$E_p = (P_0 - P_1) \cdot W_e \cdot T + Q_3 \cdot C_3 + Q_{п} \cdot C_3 \quad (6.9)$$

$$E_p = (259.6 - 164.94) \cdot 15.2 \cdot 370 + 0.002 \cdot 950 + 0.008 \cdot 950 = 532377.3 \text{ грн};$$

Економічний ефект від виготовлення і експлуатації комбайна (6.10):

$$E = \frac{E_p}{a + E_H} \quad (6.10)$$

$$E = \frac{532377.3}{0.1 + 0.2} = 1\,774\,591 \text{ грн}.$$

**Висновок:** Отже економічний ефект з моменту виготовлення до експлуатації

«Скіф 280» (модернізований) відносно «Скіф 280» становить 1 774 591 грн.

## 6.2. Розрахунок довговічності молотильно-сепаруючого пристрою

У наведених раніше розділах роботи, внаслідок дисбалансу при роботі, підтверджено виникнення динамічних навантажень молотильного барабана, що спричиняє зниження його довговічності.

Динамічні навантаження є причиною коливань молотильного барабана у вертикальній площині. Коливання передаються на підшипники, комбайнера та конструкторі зернозбирального комбайна.

Розрахунок економічної ефективності збалансування молотильного барабана за рахунок зниження динамічних навантажень базується на принципі збільшення довговічності молотильно-сепаруючого агрегату.

Розрахунок циклів молотильно-сепаруючого пристрою

$$N_{\Sigma} = N_0 \frac{\sum_{i=1}^n \ddot{x}_{ai} \cdot v_{i\sigma} \sigma_{rk}^m}{\ddot{x}_{a \max} v_{\sigma}}, \quad (6.11)$$

де  $N_0$  – число циклів змінних коливань прискорень корпусу молотильного барабана;

$\ddot{x}_{a \max}$  – найвище значення прискорень корпусу молотильного барабана серед всіх значень амплітуд  $\sigma_{ai}$ ;

$v_{i\sigma}$  – частота появи  $i$ -ої амплітуди ( $v_{i\sigma} = \frac{n_i}{v_{\sigma}}$ );

$n_i$  – кількість амплітуд напружень  $\sigma_{ai}$  за розрахунковий час;

$v_{\sigma}$  – сумарне число появи амплітуд напружень за час навантаження молотильного барабана;

$\sigma_{rk}$  – межа витривалості при коефіцієнтах асиметрії циклу  $r$  та коефіцієнті концентрації напружень  $k$ ;

$m$  – показник степеня у рівнянні втомленості металоконструкції молотильного барабана. Неможливо достовірно визначити коефіцієнт концентрації напружень  $k$  тому його значення для ряду типових елементів металевих конструкцій визначаються експериментально. Згідно рекомендацій приймаємо  $k=1,8$ . Значення величини межі витривалості визначаємо за формулою **Ошибка! Источник ссылки не найден.**:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{\perp}}{(1-r)k + (1+r)\eta}, \quad (6.12)$$

де  $\sigma_{\perp}$  – межа витривалості симетричного циклу (для сталі марки Ст3  $\sigma_{\perp}=126,6$  МПа);

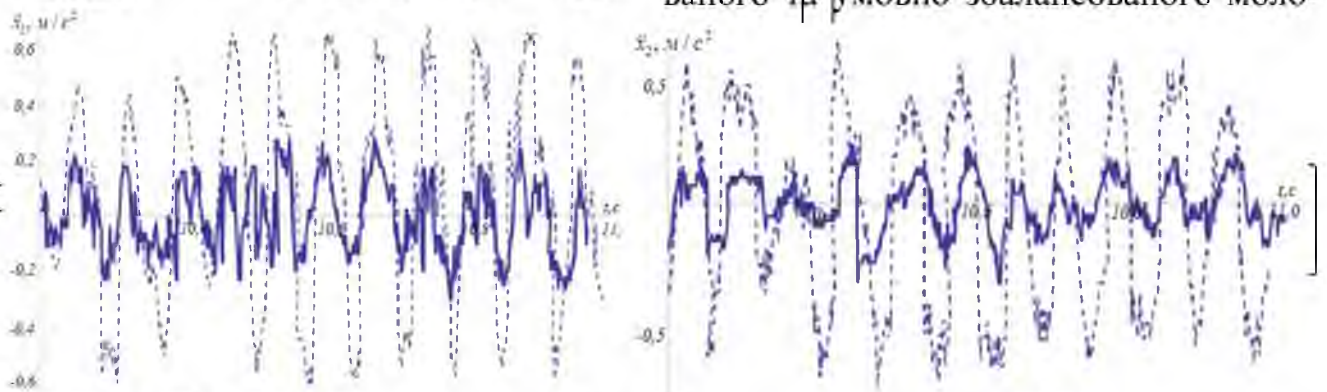
$\eta$  – коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу ( $\eta \in 0,2$  згідно рекомендацій).

Відповідно до рис. 4.1 визначасмо коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \frac{\ddot{x}_{\min}}{\ddot{x}_{\max}} = \frac{0,01}{0,58} = 0,017. \quad (6.13)$$

Для вуглецевих та низьколегованих сталей при  $r=0,017$ ,  $k=1,8$  та  $N_0=2 \cdot 10^6$

згідно показник степеня у рівнянні втомленості  $m=15,7$ . Використовуючи отримані дані та графічні залежності на рис. 6.1, розрахуємо число циклів до руйнування металоконструкції молотильно-сепаруючого пристрою  $N_{\Sigma}$  для незбалансованого та умовно збалансованого молотильного барабана.



лівої (а)

а)

б)

Рис. 6.1. Графіки по рівняння експериментальних даних прискорення лівої (а)

та правої (б) опор молотильного барабана

Отримано, що для незбалансованого молотильного барабана число циклів до руйнування металоконструкції молотильно-сепаруючого пристрою дорівнює  $N_{\Sigma}=9,4 \cdot 10^{12}$  циклів, а для збалансованого  $N_{\Sigma}=13,2 \cdot 10^{12}$  циклів.

Отже, збалансування молотильного барабан під час роботи дає змогу підвищити кількість циклів навантаження молотильного барабана на 28,8 %

Вважатимемо, що кількість циклів навантаження металоконструкції прямопропорційна її середньому ресурсу. Нехай зернозбиральний комбайн « Скіф 230 » працює у важкому режимі, тоді його наробіток на відмову становитиме 10 мотогодин. В випадку збалансування молотильного барабана під час роботи наробіток на відмову збільшиться на 28,8 %, тобто складе 13 мотогодин. Це призведе до зменшення амортизаційних відрахувань на його реновацію.

Розрахунок економічної ефективності від збалансування молотильного барабана під час роботи виконаємо за формулою:

$$E = \Pi_1 \cdot \frac{B_2 \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} - (I_1 - I_2) - E_n \cdot \frac{K_2 - K_1}{P_2 + E_n}}{P_2 + E_n} - \Pi_2, \quad (6.14)$$

де індекс 1 відноситься до роботи незбалансованого молотильного барабана, а індекс 2 – до роботи умовно збалансованого молотильного барабана;

$\Pi$  – зведені витрати ( $\Pi_1=246$  грн/т;  $\Pi_2=247$  грн/т);

$P$  – частка відрахувань від балансової вартості реновації зернозбирального комбайна, яка обернена строку його експлуатації ( $P_1=0,1$ ;  $P_2=0,08$ );

$K$  – супутні капітальні вкладення споживача (прийємо  $K_1=K_2$ );

$I$  – річні експлуатаційні витрати споживача (для даного розрахунку  $I_1=I_2$ );

$B$  – річне напрацювання зернозбирального комбайна (прийємо, що  $B_1=802$  тонни, а  $B_2=1043$  тонни. Значення  $B_2$  розраховано виходячи зі збільшення циклів навантаження;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності ( $E_n=0,2$ ). У розрахунках прийнято, що  $K_1=K_2$  та  $I_1=I_2$ . З урахуванням цього отримаємо:

$$E = \Pi_1 \cdot \frac{B_2 \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} - (I_1 - I_2) - E_n \cdot \frac{K_2 - K_1}{P_2 + E_n}}{P_2 + E_n} - \Pi_2 = 246 \cdot \frac{1043 \cdot \frac{0,1 + 0,2}{0,08 + 0,2}}{802} - 247 = 96 \text{ грн / т.}$$

Економічна ефективність в роботі барабана становить 96грн/т, порівняно з базовою моделлю молотильного барабана зернозбирального комбайна «Скіф 280».

## ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі приділено увагу питанню удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна. Це питання актуальне, оскільки МСП є основною частиною зернозбирального комбайна. А зернозбиральний комбайн – одна з найголовніших сільськогосподарських машин.

Для визначення перспективних напрямків удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну попередньо було розглянуто існуючі конструкції. Окрему увагу приділено молотильному барабану та підбарабанню. Встановлено недоліки та переваги розглянутих конструкцій молотильно-сепарувальних пристроїв.

В другому розділі роботи обґрунтовані удосконалення молотильного барабана. Відкрита форма молотильного барабана впливає на якість обмолоту зернових культур. За даної форми барабана збільшується відсоток пошкодженої зернової маси, оскільки маса може потрапляти всередину молотильного барабана та там проходити декілька циклів обмолоту. Також дана форма молотильного барабана призводить до виникнення такого негативного явища як дисбаланс, оскільки технологічна маса може налипати на підбичниках. Відповідно до запропонованих удосконалень виконані розрахунки та розроблені креслення.

Для дослідження динамічного режиму руху МСП в третьому розділі роботи здійснено динамічний аналіз руху молотильно-сепарувального барабана. Для проведення динамічних досліджень розроблено динамічну модель молотильно-сепарувального барабана, на основі якої розроблено математичну модель.

Математична модель молотильно-сепарувального барабана описує систему нелінійних диференціальних рівнянь руху другого порядку. Для розв'язування диференціальних рівнянь руху використані чисельні методи з використанням комп'ютерної техніки. В результаті розв'язування отриманих рівнянь визначені кінематичні силові та енергетичні характеристики молотильно-сепарувального барабана. Проведено аналіз отриманих результатів, завдяки чому були виявлені значні коливальні процеси в приводі молотильного барабана.

Для зменшення динамічних навантажень в приводі молотильного барабана проведено оптимізацію режиму пуску молотильно-сепарувального барабана. За критерій оптимізації використано середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту приводного механізму молотильного барабана. За результатами проведеної оптимізації до мінімуму зведена дія динамічних навантажень коливального характеру в приводі молотильного барабана.

Також в роботі окрему увагу приділено питанням охорони праці. Розглянуто вимоги до сільськогосподарської техніки. Розглянута техніка безпеки при роботі з із зернозбиральними комбайнами.

Виконаними розрахунками економічної ефективності підтверджено доцільність проведення удосконалень приводного механізму молотильного барабану й самої конструкції барабану.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ЛІТЕРАТУРА

1. Гермейер Ю.Б. Математическая теория исследования операций. — М.: Наука, 1974.

2. Берталанфи фон Л. Общая теория систем: Критич. обзор // Исследования по общей теории систем. — М., 1969. — С. 5 - 29.

3. Богданов А.А. Теория организации или тектология. — М., 1913.

4. Философский энциклопедический словарь. — М.: Советская энциклопедия, 1983.

5. Михалевич В.С., Волкович В.Л. Вычислительные методы исследования и проектирования сложных систем. — М.: Наука, 1982. — 286 с.

6. Бусленко Н.П., Калашников В.В., Коваленко И.И. Лекции по теории сложных систем. — М.: Сов. радио, 1973.

7. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. — М.: Наука, 1978.

8. Беккер М.Г. Введение в теорию систем "местность-машина". — М.: Машиностроение, 1983. — 311 с.

9. Глушков В.М., Иванов В.В., Яценко В.М. Моделирование развивающихся систем. — М.: Наука, 1983. — 337 с.

10. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів. — К.: ІСДО, 1994. — 359 с.

11. Венников В.А. Теория подобия и моделирования. — М.: Высш. шк., 1976. — 479 с.

12. Соболев И.М. Метод Монте-Карло. — М.: Наука, 1966. — 87 с.

13. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. — К.: УМК ВО, 1990. — 168 с.

14. Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Методика составления операторов передачи движения // Горные, строительные и дорожные машины. — К.: Техніка, 1979. — Вып. 28. — С. 99 - 105.

15. Самарский А.А. Введение в численные методы. Учебн. пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1987. — 288 с.

16. Растринин Л.А., Маджаров Н.Е. Введение в идентификацию объектов управления. — М.: Энергия, 1977. — 215 с.

17. Барабанчук В.И. и др. Планирование эксперимента в технике. — К.: Техніка, 1984. — 200 с.

18. Корн Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптика). — М.: Наука, 1972. — 544 с.

19. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. — К.: ИСНО. — 216 с.

20. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. — К.: Вища шк., 1985. — 168 с.

21. Розанов Ю.А. Случайные процессы. — М.: Наука, 1979. — 183 с.

22. Молчанов А.А. Моделирование и проектирование сложных систем. — К.: Вища шк., 1988. — 317 с.

23. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. — К.: Наукова думка, 1977. — 148 с.

28. В.И. Горшенин, Н.В. Михеев, Ю.А. Гарабукин, С.В. Соловьев, машины для уборки зерновых культур

29. Технологии и средства механизации сельского хозяйства: курс лекции/сост. Труфляк Е.В.-Краснодар: Кубанский ГАУ, 2015. — 121 с.

30. В.Р. Петровец, Н.И. Дудко, В.Л. Самсонов, технологический процесс, настройка, регулировка и контроль качества работы зерноуборочных комбайнов, 2012. -57с.

31. <https://oppb.com.ua/content/vymogy-okhorony-praci-pry-provedenni-posivnyh-robot>

32. [https://wiki.legalaid.gov.ua/index.php/Безпека\\_праці\\_в\\_сільському\\_господарстві](https://wiki.legalaid.gov.ua/index.php/Безпека_праці_в_сільському_господарстві)

33. <http://javoriv-rda.gov.ua/uncategorized/vymohy-bezpeky-ta-okhorony-pratsi-pry-pidhotovtsi-ta-vykonanni-vesnjano-pol-ovykh-robot/>