Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

"Допущено до захисту"
зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
"___" _____2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

Удосконалення системи обмолоту зернозбирального комбайна

Виконав здобувач вищої освіти IV курсу,
групи ГМ-21
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Петров Олександр Сергійович
«____»_____2025 р.

Керівник роботи
доц., канд. техн. наук
_____ Ірина СИСОЛІНА
«_____» _____2025 р.

Рецензент
доц., канд. техн. наук
_____Іван СКРИННІК
«_____» _____2025 р.

м. Кропивницький

ЗМІСТ

1. Вступ

2. Стан питання по машині, яка модернізується

3. Конструкторська частина

4. Охорона праці

5. Висновки

Список використаної літератури

Додатки

1. ВСТУП

Вирощування зерна є одним з найбільш важливих напрямів розвитку економіки України. Тому до розвитку зернозбиральних комбайнів завжди підтримується прискіплива увага.

В останні роки за кордоном з'явилась нова генерація зернозбиральних комбайнів з підвищеною пропускною здатністю молотильно-сепаруючих пристроїв за рахунок збільшення ширини молотарки, діаметру барабана, довжини соломотрясу і площі очистки решіт. Створюються також принципово нові робочі органи і пристрої в напрямку заміни тангенціального молотильного апарату і клавішного соломотрясу робочим органом, в якому об'єднані процеси вимолоту і сепарації.

В сучасних вітчизняних комбайнах реалізовані останні досягнення науки і техніки і найбільш раціональні технології обмолоту хлібної маси, впроваджені принципово нові системи базових робочих органів.

Фермер, котрий має до 100 гектар землі не має достатньо коштів, щоб придбати потужний, сучасний комбайн, тому розглядає варіант придбати щось менш потужне.

Причіпні комбайни, що мають привід від ВВП трактора, дозволяють скоротити черезмірні витрати на придбання, транспортування, витрати пального, а також витрати на технічне обслуговування комбайна.

Модернізація комбайна має бути направлена також на здатність виконувати еластичний обмолот зерна.

2. Стан питання по машині, яка модернізується

2.1. Опис аналогів зернозбиральної техніки

Зернозбиральний комбайн КЗС-9-1, конструктивні особливості якого представлені на рисунку 2.1, розроблений для ефективного збирання зернових колосових культур двома основними методами - прямим комбайнуванням та роздільним способом. Завдяки використанню спеціалізованих додаткових пристроїв машина успішно справляється із заготівлею зернобобових та круп'яних культур, включаючи кукурудзу на зерно, соняшник і сорго. Крім того, агрегат ефективно працює з соєю, люпином та рапсом, а також здійснює збирання насінників багаторічних трав і лікарських рослин.

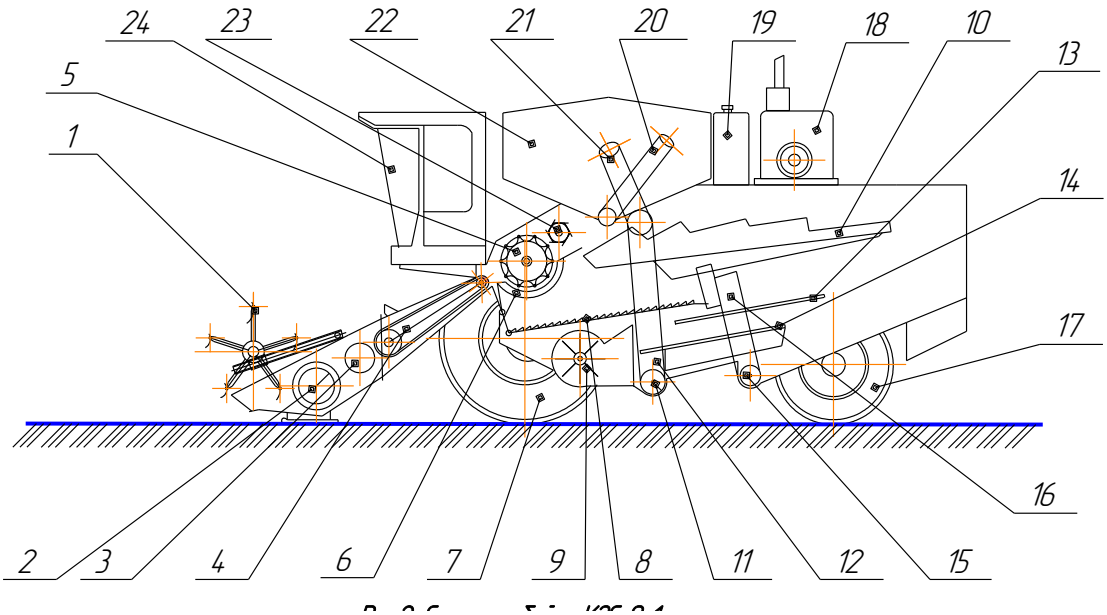

Рис. 2.1. Схема комбайна КЗС 9-1

1 - мотовило, 2- шнек жатки, 3- приставка, 4- наклонна камера, 5- молотильний барабан, 6- підбарабання, 7- ведуче колесо, 8- стрясна дошка, 9- вентилятор, 10- соломотряс, 11- зерновий шнек, 12- зерновий елеватор, 13- верхнє решето, 14- нижнє решето, 15- колосовий шнек, 16- колосовий елеватор, 17- керуюче колесо, 18- двигун, 19- паливний бак, 20- вивантажуючий шнек, 21- завантажуючий шнек, 22- бункер, 23- відбійний бітер, 24- кабіна

Комбайн КЗС-9-1 виконаний по класичній схемі з бильним молотильним пристроєм та клавішним соломотрясом.

Інженерами була реалізована передова архітектурна концепція комбайна, яка передбачає центральне розміщення операторської кабіни з послідовним розташуванням за нею зернового бункера та силової установки. Така планувальна схема забезпечує оптимальну організацію робочого простору машини.

Подібна конструктивна організація дає змогу значно поліпшити візуальний контроль жнивальної системи по всій ширині захоплення робочих органів, створюючи комбайнеру максимально комфортні операційні умови. Оператор надійно захищений від негативного теплового випромінювання, акустичних перешкод та вібраційних коливань силового агрегату. Водночас забезпечується оптимальний розподіл ваги по осях ходової системи, що сприяє безпечному пересуванню агрегату та покращує якість керування машиною.

Роторні комбайни, наприклад комбайн КЗС-9Р (рис.2.2), замість бічевого молотильного апарату та соломотряса мають ротор, що підвищує пропускну здатність.

Зернова маса обмолочується в результаті ударної і перетираючої дії з боку ротора та деталей підбарабання.

В одному пристрої об'єднанні обмолот і сепарація, що виключає застосування соломотрясів. При цьому мілкий зерновий ворох проходить крізь решітчасте підбарабання і сепаруючі решета, а солома виштовхується ротором у вихідне вікно в кінці кожуха ротора і відбійним бітером направляється у подрібнювач і викидається у валок.

Такі комбайни відрізняються меншим (в 1,5...2 рази) втратами зерна, більш низьким подрібненням і травмуванням зерна.

Заслуговує на увагу комбайн TF-78 фірми "Нью-Холланд", в якому традиційний соломотряс замінено поперечним ротором, що роздвоює потік грубого вороху, обмолочений барабаном (рис. 2.3). Наявність ротора у поєднанні з молотильним та обчісувальним барабанами і відбійним бітером

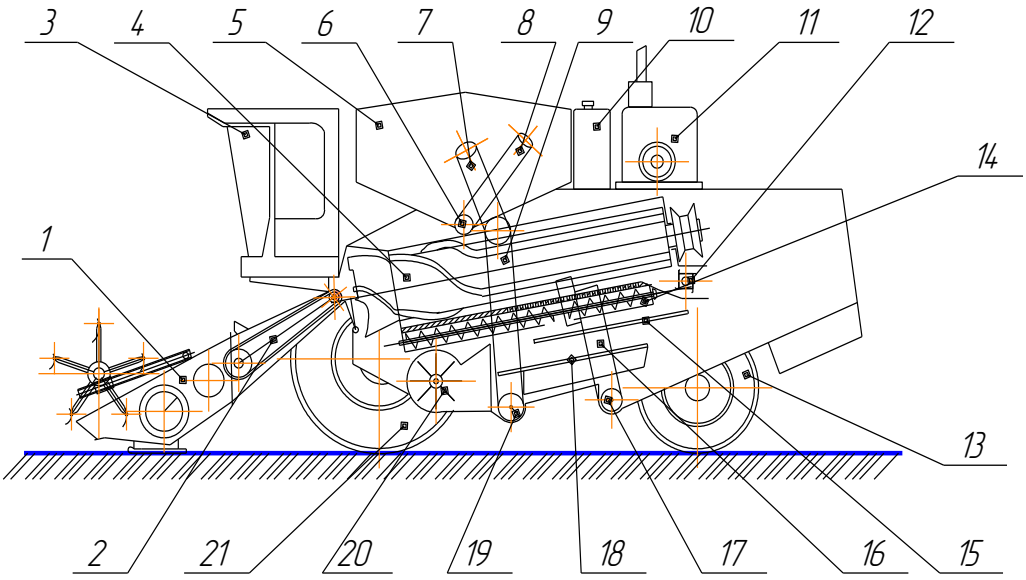

Рис. 2.2. Схема комбайна КЗС-9Р

1- жатка, 2- наклонна камера, 3- кабіна, 4- молотильний ротор, 5- бункер, 6- вивантажуючий шнек, 7- завантажуючий шнек, 8- вивантажувальна труба, 9- зерновий елеватор, 10- паливний бак, 11- двигун, 12- відбійний бітер, 13- керуюче колесо, 14- шнек сепаратора, 15- верхнє решето, 16- колосовий елеватор, 17- колосовий шнек, 18- нижнє решето, 19- зерновий шнек, 20- вентилятор, 21- ведуче колесо

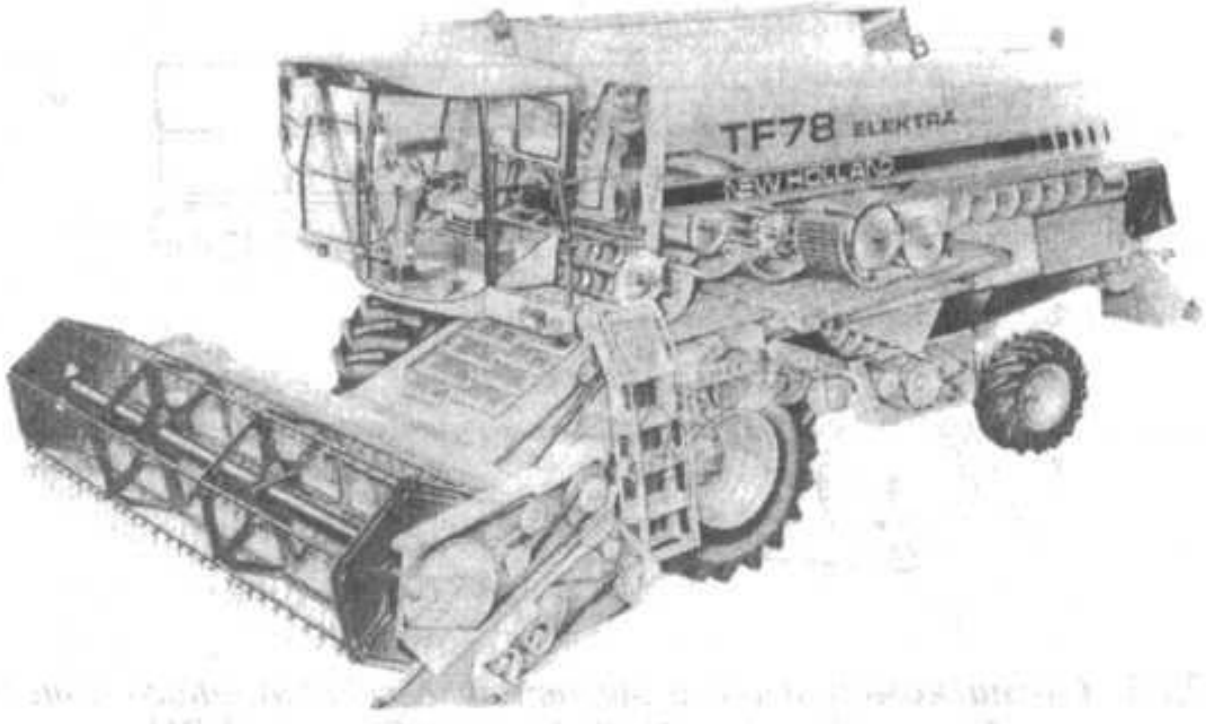

Рис. 2.3. Роторний комбайн New Holland TF-78

дало можливість

поліпшити сепарацію і підвищити швидкість проходження хлібної маси через молотарку.

Практика свідчить, що строк експлуатації роторних комбайнів, у яких відсутній клавішний соломотряс та удосконалена система механічних приводів, становить 15–16 років і перевищує довговічність комбайнів класичної схеми.

Німецькою фірмою "Клаас" створено найпотужніший у світі роторний зернозбиральний комбайн "Лексіон-480" потужністю двигуна 275 кВт (рис. 2.4). Особливістю цього комбайна є те, що в ньому встановлено два поздовжніх ротори, які обертаються у зворотних напрямках, а відбійний бітер має гвинтову поверхню правого та лівого спрямувань (рис. 2.5).

Завдяки двом роторам площа сепарації комбайна доведена до 15,4 м^2, а в поєднанні з комбінованим двобарабанним молотильним апаратом цей комбайн став найпотужнішим у світі.

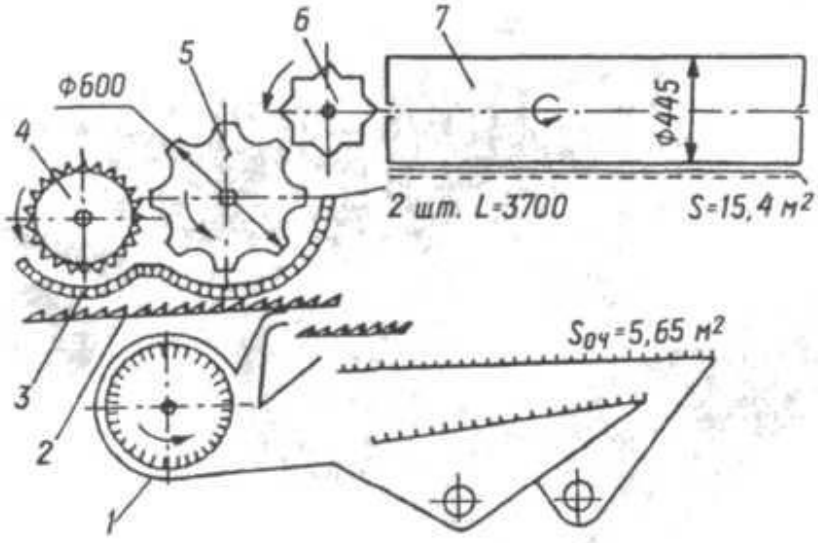

Рис. 2.4. Схема комбінованого молотильно-сепараційного пристрою комбайна “Лексіон-480” фірми Claas Германия.

1 – каскадна очистка; 2 – стрясни дошка; 3 – решітчаста дека; 4 – розпушувально-сепараційний барабан; 5 – бильний молотильний барабан; 6 – відбійний бітер; 7 – ротори

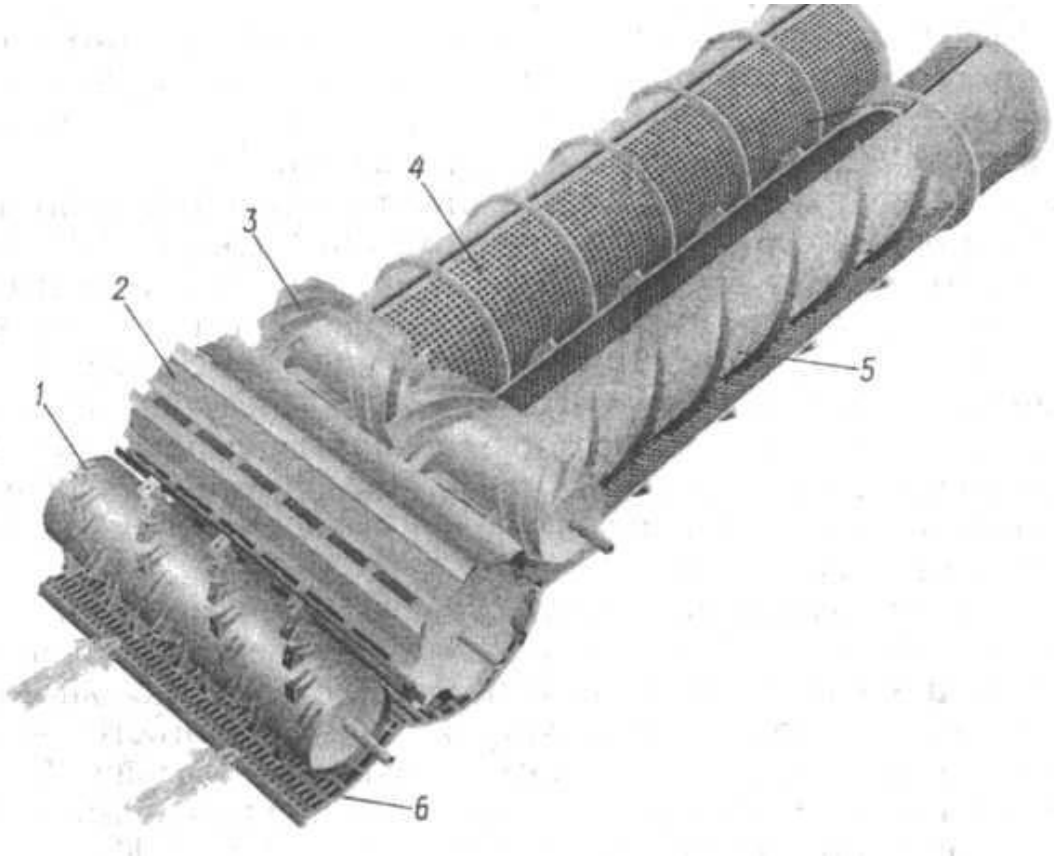

Рис. 2.5. Молотильний пристрій комбайна "Лексіон-480":

1 – розпушувально-сепараційний барабан; 2 – бильний молотильний барабан; 3 – відбійний бітер; 4 – решітчастий циліндр; 5 – ротор; 6 – решітчаста дека

Характерною і корисною властивістю роторних комбайнів є компенсація ротором (він має значний момент інерції) негативного впливу на якість роботи молотарки, нерівномірність подачі, зумовлене зміною урожайності,

вологості хлібної маси і тим самим не допускає втрат зерна більше 1,5%, передбачених агровимогами, за значно вищої продуктивності, ніж у комбайнів із класичною схемою.

2.2. Переваги розробляємого комбайна

Застосування обчісуючої жаткової системи робить комбайн значно менш енергозатратним у порівнянні з традиційними аналогами. Робочі механізми не зазнають надмірного навантаження соломистою масою, що забезпечує їх стабільну та надійну роботу навіть у складних польових умовах, особливо під час обмолоту сильно забур'янених посівів або зерна з підвищеною вологістю.

Зернозбиральний причіпний агрегат КЗНС-3 агрегатується з трактором ХТЗ - 121, який має два ВВП . На передній ВВП та начіпку встановлюється жатка, а на задній - молотильносепаруючий агрегат. Жатку і молотарку з'єднує похилий транспортер. Схема комбайну КЗНС-3 приведена на рис. 2.6.

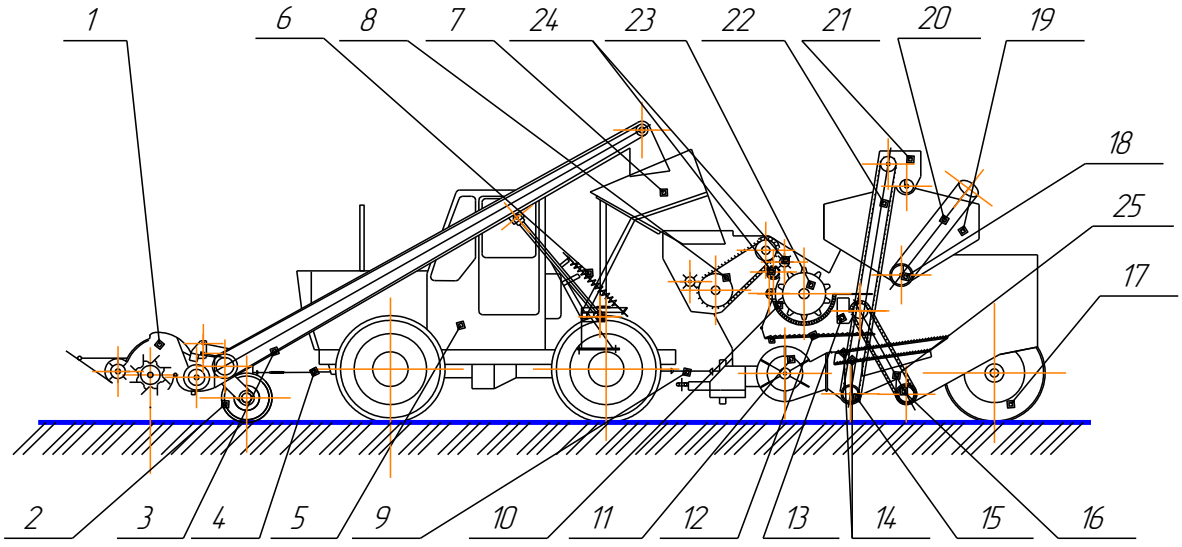

Рис. 2.6. Схема комбайна КЗНС-3

1- обчисуюча жатка, 2- опорне колесо жатки, 3- похилий транспортер, 4- передній ВВП, 5- трактор ХТЗ-121, 6- компенсуючий пристрій, 7- воронка, 8- транспортер молотарки, задній ВВП, 10- підбарабання, 11- вентилятор, 12- стрясна дошка, 13-домолочуючий пристрій, 14- решітній стан, 15- зерновий шнек, 16- колосовий шнек, 17- опорне колесо молотарки, 18- вивантажуючий шнек, 19- бункер, 20- вивантажувальна труба, 21- розподільний пристрій, 22- зерновий елеватор, 23- молотильний барабан, 24- відбійні бітери, 25- колосовий елеватор

Завдяки тому що модулі мають власні опорні колеса, тиск на грунт розподіляється на вісім коліс. При цьому зменшується ущільнення грунту.

Відсутність соломи в зерновороховій масі що обмолочується, спочатку вальцями (еластичний обмолот), а потім барабаном, дозволяє зменшити втрати, руйнування зерна і виключає необхідність соломотрясу.

Це надає можливість зменшити вагу агрегату та його вартість та збільшити пропускну здатність.

Комбайни з очісуючими жатками набувають все більшого попиту, тому що комбайни такого типу мають більшу пропускну здатність та швидкість.

Існують дещо помилкові міркування про те, що процес обмолоту проходить в зазорі між барабаном і декою. Але між декою та барабаном вимолочується приблизно 15% зерна, а 80% вимолочується в момент удару бича по колосу, при цьому відбувається подрібнення та мікротравмування зернин.

Комбайни, що працюють по схемі аналогічній до комбайна КЗНС-3 за рахунок еластичного обмолоту дозволяють зменшити травмування.

2.3. Руйнування колосків при обмолоті багатограневими вальцями

При комбайнуванні зернових, колосових (пшениця та ін.) кількість травмованих зернин (проходження маси в зазорі між вальцями) може досягати 50%. Основна причина того — невідповідність режимів обмолота фізико-механічним властивостям зерна. Кількість пошкоджень при обмолоті зернових культур можна зменшити (на 20-50%), знизив колову швидкість барабана на 10-15%. Одночасно зменшують і молотильний зазор, але це не впливає на зменшення травмування зерна.

Досліджуя фізико-механічні властивості рослин та закономірності, що виникають при обмолоті (виділенні) зерна в різних умовах, виходить, що при згинанні колоса, стручка, корзинки и т. д. умови, необхідні для видалення

зерна, зменшується на 15-50%, що дозволяє знизити імпульс удару і швидкість обмолоту.

Був розроблений молотильний апарат, працюючий на принципі ізгибу-ізлома маси з одночасним еластичним ударом по ній. Молотильний апарат має два планчатих (реберчатих) вальця, верхній (діаметр 220 мм), що знаходиться над нижнім (220мм). Пряма, що з'єднує вісі вальців нахилена до лінії горизонта на 35°. Вершини планки верхнього барабану знаходяться в середині впадин нижнього, завдяки чому між ними утворюється зазор, рівний 10-20 мм (рис. 3.1).

Обмолачувана маса підвержена ізгибу на маленьких дільницях, стисненню, розтягненню та зміщенню відносно планок. Внаслідок різності швидкостей вальців та транспортера в момент захвату виникає еластичний удар, і зерно відділяється від стеблей під дією сили інерції. Остання направлена в бік, протилежний руху стеблей (планки), та по величині перевищює прочність плодоніжки.

Кількісним критерієм зв'язку зерна з колосом являється робота *W* на виділення одного зерна із колоса під дією інерційних сил.

Дослідним шляхом величину повної роботи W визначають, скидаючи стакан з закріпленими в ньому колосками з висоти, рівній вимолоту не менш 98%.

Роботу можна визначити по формулі

$$W = Gh_y \qquad (1)$$

де h — висота скидання;

G — вага однієї зернини.

Отримані наступні значення *W* в *Гсм:*

пшениця…….120

жито …….30

ячмінь .....……...60

Підраховані по цім даним потужність на руйнування зав'язків зерна с колосом в 1 кг/с хлібної маси складає 0,03-0,09 л. с. В молотильних барабанах на руйнування зв'язку зерна с колосом витрачається 4-5 л. с.

Як видно, робота на руйнування зв'язків зерна з колосом в полі інерційних сил є дуже малою. При цьому необхідно придати кожному зерну прискорення

$$a = \frac{W_g}{lG}$$

де g прискорення вільного падіння;

L- шлях, проходимий зерном під дією інерційних сил (умовно дорівнює довжіні зерна).

При L = 0,7 см, G = 0,040 г и W = 60 Гсм а рівно 20 000 м/с^2. Створювати постійне силове поле з таким прискоренням або передавати кожному зерну повну роботу W за один цикл (один удар) дуже важко. Тому в практиці велику увагу залишають на робочі органи вібраційного типу, де за кожен період на руйнування зв'язків зерна з колосом витрачується робота, менша повної роботи W на руйнування зв'язків зерна з колосом.

Сили, що відгибають чешуйки, достатньо для вільного вихода зерна, і дорівнюють для пшениці 15—25 Н, для жита 5—10 Н. Для руйнування зв'язків зерна с колосом, необхідна наступна сила: для пшениці 60—80 Н для жита 10—25 Н.

Навіть у перезрілих сортів жита й пшениці на долю упругих сил чешуєк приходиться 30 - 50% від повної сили, утримуючий зерно в колосі .

Таким чином, можна рахувати, що зерно утримується в колосі внаслідок зв'язку зерна з колосом, можливі також точечні звязки зерна з чешуйками. Суттєву роль при цьому має волога, що збільшує контакт зерна з чешуйками.

3. Конструкторська частина

3.1. Агротехнічні параметри

Пряме комбайнування проводять очісуванням хлібостою.

Якісні показники роботи комбайна при нормальному навантаженню мають бути не нижче наступних:

1) загальні втрати поза жаткою комбайна при збиранні нормального хліба – не більше 1%, а при підборі добре укладених валків – не більше 0,5%;

2) загальні втрати поза молотаркою (недомолот) – не більш 1,5% при вологості зерна до 18%;

3) подрібнення та обрушення продовольчого та фуражного зерна не має перевищувати: 2% при збиранні колосових культур, 3% при збиранні круп'яних та зернобобових культур, 5% при збиранні рису;

4) чистота зерна у бункері при прямому комбайнуванні незасмічених хлібів з вологістю 18% не менше 95%, а при підборі валків – 96%.

3.2. Опис виконання робочого процесу

Стрічку збиральної культури відділяєму розподільниками від хлібостою і нахиляєму стабілізуючим носиком, захвачує і обчісує гребінка обчісуючої жатки та відцентровими силами викидає відірвані колоски та обчісане зерно на шнек жатки. Шнек переміщує зібрану масу від центру до лівого краю жатки.

Пальчиковий механізм шнеку захвачує обчісану масу та направляє її в вікно жатки, з якого вона відбирається бітером-нормалізатором та передається на транспортер похилої камери жатки, а потім поступає до приймальної воронки сепаруючого агрегату 1 (рис 3.1). У приймальній камері молотарки 2 через бітер-нормалізатор 3 маса захвачується похилим транспортером 4 і подається до камери бильного молотильного пристрою.

В молотарці за допомогою приймальних бітерів 5, 6 відбувається багаторазове згинання колосково-зернової маси з виділенням зерна та подача по глухій деці 7 до молотильного барабану 8, де відбувається частковий обмолот та основна сепарація зерна та вихід його більшої частини крізь прутково-планчасте підбарабання (деку) 9.

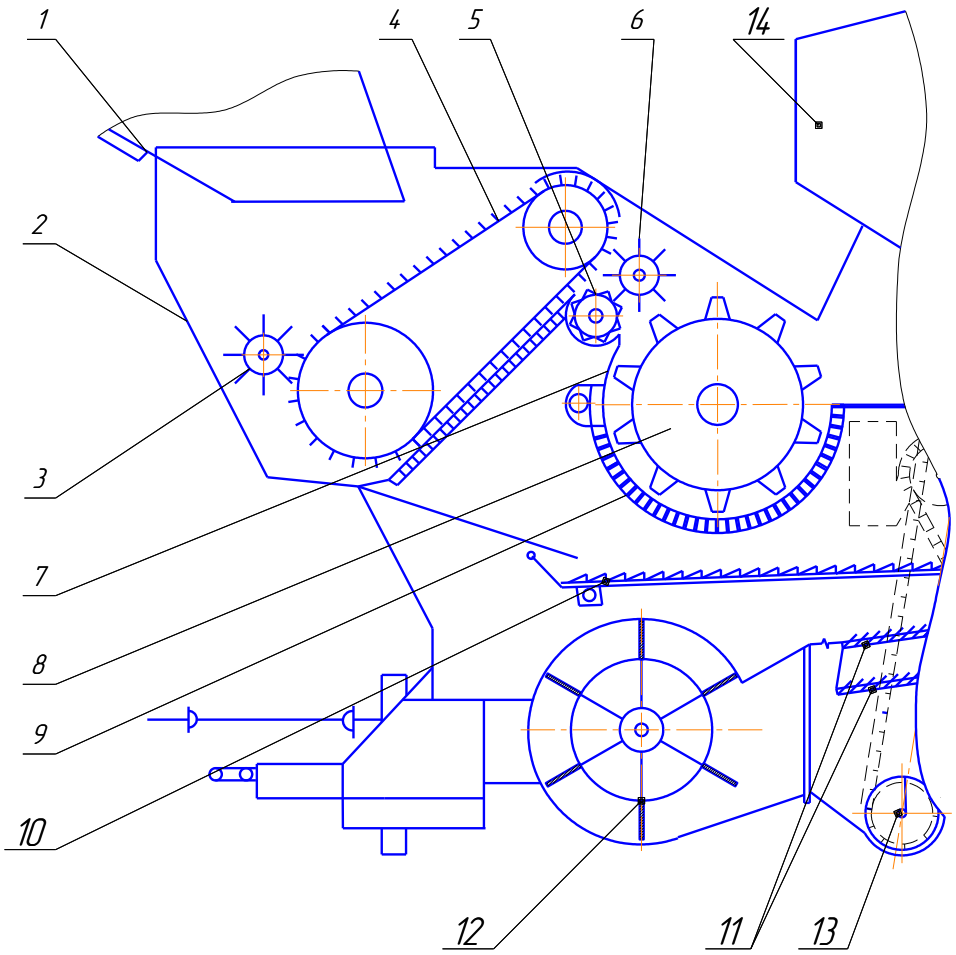

Рис. 3.1. Молотильний апарат комбайна КЗНС-3

З бильного молотильного пристрою хлібна маса видається однією фракцією – зернового (мілкого) вороху. Зерновий ворох, видалений крізь підбарабання, по стрясній дошці 10, а також зерно та мілкі частки соломи, поступають на очистку. На решетах очистки 11, обдуваємих вентилятором 12, відбувається остаточне відділення зерна від соломистих домішок.

Чисте зерно, пройшовши крізь решета, поступає до зернового шнека 13 та транспортується елеватором до бункера 14, з якого зерно вивантажується в транспортні ємності (автомобіль, причеп та ін.).

Невимолочені колоски потрапляють до колосового шнеку та транспортуються до домолочуючого пристрою, де після повторного обмолоту викидається на верхнє решето а потім на повторну очистку.

Незернова частина мілкого вороху (частки соломи, полова, збоїна та ін.) транспортується повітряним потоком до агрегату для обробки незернової частини врожаю .

3.3. Технологічні розрахунки

При визначенні розрахункової пропускної здатності молотильного апарата співвідношення зерна до соломи 3 : С, що відповідає коефіцієнту соломистості δ = С/(3 + С) = 0,3 (30%). Хлібна маса, яка надходить у молотильний апарат з жатної частини, захоплюється вальцями. На виході з зазору між вальцями порція хлібної маси одержує жорсткий удар з боку барабана. Маса змінює напрямок руху і з наростаючою швидкістю переміщується бичами і не перешкоджає подачі наступної порції. Тому пропускну здатність (подачу) q визначають за умовами входження хлібної маси у молотильний апарат, тобто

$$q = 0.01\frac{B_M V_M^{CEP} Q_{CEP}}{\delta}$$

де $B_м$ – ширина захвату жатки, м; $Q_{сер}$ – середня урожайність, ц/га; $V_{сер}$ – середня швидкість переміщення машини по полю, м/с;.

Знаходимо середню швидкість переміщення комбайна по полю:

$$Vм = \frac{q\delta}{0{,}01 \cdot Bм \cdot Qссе}$$

$$Vм = \frac{10 \cdot 0.7}{0{,}01 \cdot 5 \cdot 60} = 2{,}3\ ,\ м/с$$

Частота обертання вальців та барабана молотарки визначають за формулою:

$$n = \frac{60V_б}{\pi D} \ або \ w = \frac{2V_б}{D}$$

Де $V_в$=9 м/с колова швидкість вальців

$V_б$ = 20 м/с – колова швидкість барабана

$$n_в = \frac{60 \cdot 9}{3.14 \cdot 0.22} = 781 \ об/хв, \ або \ w = \frac{2 \cdot 9}{0.22} = 81{,}8 \ рад/с$$

$$n_б = \frac{60 \cdot 20}{3.14 \cdot 0.8} = 447\ ,\ об/хв, \ або \ w = \frac{2 \cdot 20}{0.8} = 50 \ рад/с$$

Приймемо оберти вальців та барабана з ряду. Тобто $n_б$ =450 об/хв.; $n_в$=800 об/хв.

3.4. Кінематичні розрахунки механізму привода молотильного апарата

Вихідними даними для такого розрахунку є кінематична схема приводу молотильного апарату (рис. 3.2) і загальне передаточне відношення механізму привода

$$i_{заг} = \frac{n_в}{n_{ВВП}}$$

Підставивши в це рівняння значення частоти обертів вала ворушилки ($п_в$=251 об/хв) і частоту обертів ВВП ($п_{ВВП}$=1000 об/хв.) отримуємо:

$$i_{заг} = \frac{251}{1000} = 0,25$$

З другого боку, виходячи з кінематичної схеми механізму привода різального апарата можна записати:

$$i_{заг}=0,25=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_7 \cdot i_8 \cdot i_9 \cdot i_{10}$$

Задаємося передаточним відношенням першої конічної передачі $i_1=1,25$

Тоді оберти веденого вала редуктора буде

$$n_2 = \frac{1000}{1,25} = 800$$

Задаємося передаточним відношенням першої пасової передачі $i_2=1,58$ і діаметром ведучого шківа $D_1=224$мм. , тоді діаметр веденого шківа пасової передачі буде становити:

$$D_2 = \frac{D_1}{i_2} = \frac{224}{1,58} = 340мм$$

Приймаємо $D_2=355$мм

Частота обертів на III валу механізму привода буде становити,

$$n_3=n_2 \cdot i_2=800 \cdot 0.63=506 \text{ хв}^{-1}.$$

Задаємося передаточним числом другої пасової передачі $i_3=0,62$ і діаметром ведучого шківа $D_3=250$мм, тоді діаметр веденого шківа другої пасової передачі буде становити:

$$D_4 = \frac{D_3}{i_3} = \frac{250}{0.62} = 403мм$$

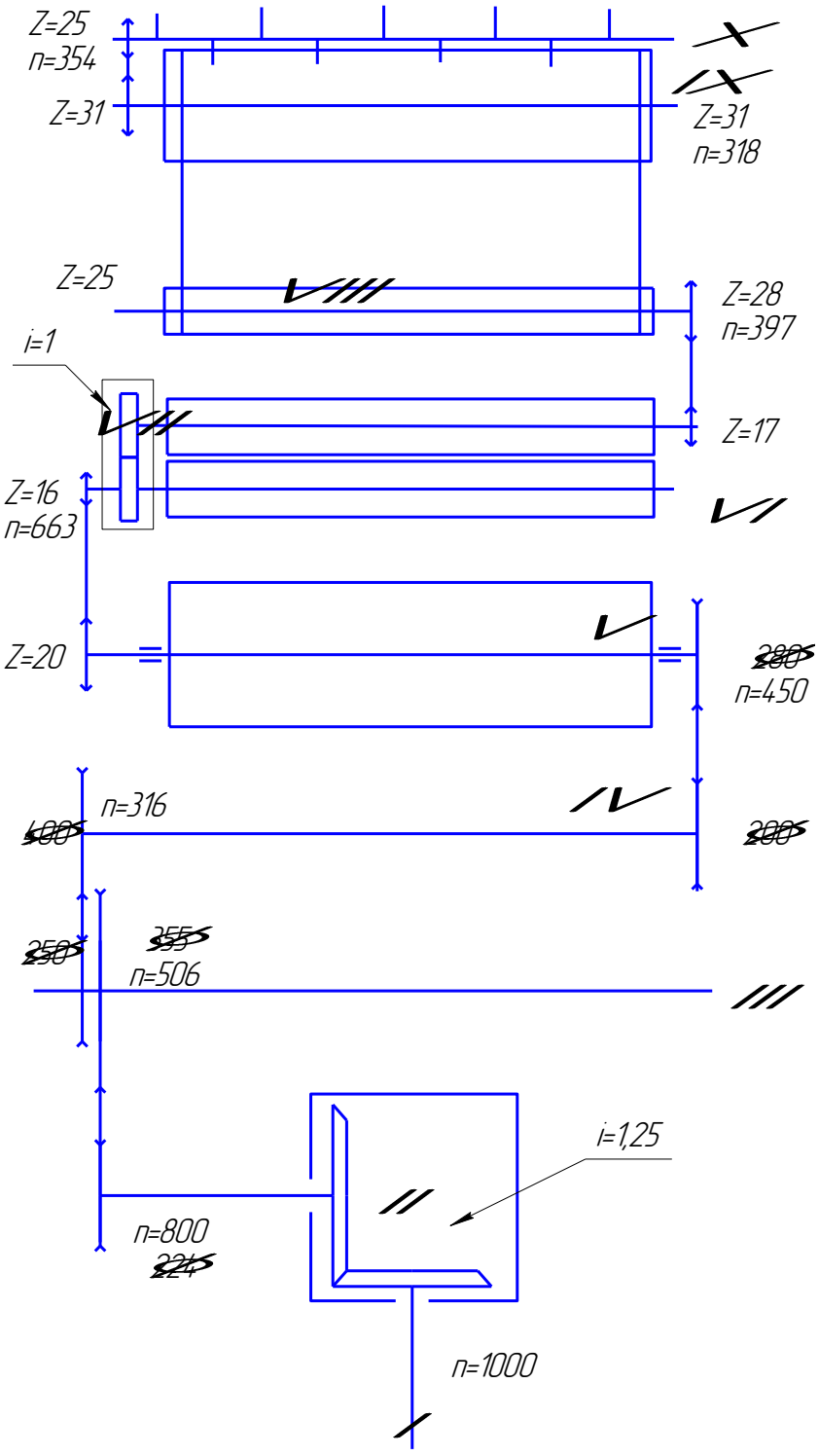

Рис 3.2. Кінематична схема привода молотарки

З таблиці рекомендованих діаметрів вибираємо

D_4=400 мм

Уточнюємо передаточне відношення i_3,

$$i_3 = \frac{D_3}{D_4} = \frac{250}{400} = 0.625$$

Частота обертів на III валу механізму привода буде становити,

$$n_4 = n_3 \cdot i_3 = 506 \cdot 0{,}625 = 316 \text{ хв}^{-1}$$

Задаємося передаточним числом третьої пасової передачі i_4=1,43 і діаметром ведучого шківа D_5=200мм, тоді діаметр веденого шківа другої пасової передачи буде становити:

$$D_6 = \frac{D_5}{i_4} = \frac{200}{1{,}43} = 285 мм$$

З таблиці рекомендованих діаметрів вибираємо

D_6=280 мм

Уточнюємо передаточне відношення i_4,

$$i_4 = \frac{D_5}{D_6} = \frac{285}{200} = 1{,}43$$

Частота обертів на V валу механізму привода буде становити,

$$n_5 = n_4 \cdot i_4 = 316 \cdot 1{,}43 = 450 \text{ хв}^{-1}$$

Задамося передаточним числом першої ланцюгової передачі i_5=1,28 і кількістю зубців ведучої зірочки z_1=20, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_2 = \frac{z_1}{i_5} = \frac{20}{1{,}28} = 15{,}6$$

приймаємо $z_2=16$.

Уточнюємо величину i_5

$$i_5 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{16} = 1{,}25$$

Визначимо частоту обертів на VI валу механізму привода n_6,

$$n_6=n_5 \cdot i_5=450 \cdot 1.25=662 \text{хв.}^{-1}$$

Задаємося передаточним числом циліндричної передачі

$i_6=1$;

$z_3=z_4=42$,

тоді

$n_7=n_6=662$ об/хв.

Задамося передаточним числом другої ланцюгової передачі $i_7=0{,}6$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_5=17$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_6 = \frac{z_5}{i_7} = \frac{17}{0{,}6} = 28{,}3$$

приймаємо $z_6=28$.

Уточнюємо величину i_7

$$i_7 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{17}{28} = 0.6$$

Визначимо частоту обертів на VIII валу механізму привода n_8,

$n_8=n_7 \cdot i_7=662 \cdot 0,6=397$хв.$^{-1}$

Задамося передаточним числом ланцюгової передачі транспортера $i_8=0,8$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_7=25$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_8 = \frac{z_7}{i_8} = \frac{25}{0,8} = 31,25$$

приймаємо $z_8=31$.

Уточнюємо величину i_8

$$i_8 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{25}{31} = 0,8$$

Визначимо частоту обертів на IX валу механізму привода n_9,

$n_9=n_8 \cdot i_8=397 \cdot 0,8=318$хв.$^{-1}$

Задамося передаточним числом останньої ланцюгової передачі $i_9=1,25$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_9=31$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_{10} = \frac{z_9}{i_9} = \frac{31}{1,25} = 24,8$$

приймаємо $z_{10}=25$.

Уточнюємо величину i_9

$$i_9 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{31}{25} = 1{,}24$$

Визначимо частоту обертів на Х валу механізму привода n_{10},

$n_{10}=n_9 \cdot i_9=318 \cdot 1{,}24=394$хв.$^{-1}$

Розбіжності між потрібною (розрахунковою) частотою обертання вала ротора різального апарата (394 хв$^{-1}$) і фактичною (395 хв$^{-1}$) практично немає, що свідчить, що кінематичний розрахунок механізму привода до молотильного апарата виконаний вірно.

3.5. Розрахунок на міцність вала молотильного барабана

Вихідні дані для розрахунку :

Питома потужність на привід барабана (за даними тензометрування) :

$N_{пит.}=0{,}6$ к. с. /(кг/с).

Пропускна здатність барабана

q=4 кг/с

Потужність холостого ходу барабана :

$N_{хх}=6{,}585$ к.с.

Середня робоча потужність :

$$N_{рх} = N_{хх} + N_{пит} \cdot q=6{,}585+0{,}6 \cdot 10=12{,}585 \text{ к.с.}$$

Коефіцієнт варіації потужності:

$\delta=0{,}6$

Частота обертання барабана :

$n_р=688$ об./хв.

Схема навантаження вала молотарки наведено на рис. 3.3

Розрахунок вала на витривалість

Зусилля, які діють на вал від пасової передачі :

$$Q_1 = \frac{2S_0 z \sin\alpha}{2}\ , \qquad (2)$$

де $2S_0$=1470Н – натягання паса 2УВ-2000 РТМ51-15-15-70,

z=2 – число пасів в передачі,

α=1800 – кут обхвату шківа.

Підставивши усі необхідні дані в рівняння (2), отримуємо :

$$Q_1=1470\cdot 2\cdot 1=2940\text{Н}$$

Вертикальна і горизонтальна складові зусилля від пасової передачі становлять відповідно :

$$Q_{1z} = Q_1 \sin 23^\circ = 2940\cdot 0{,}391 = 1147{,}8H$$

$$Q_{1y} = Q_1 cos 23^\circ = 2940\cdot 0{,}921 = 2706{,}3H$$

Зусилля, які діють від зминання маси :

$$P_p = \frac{2M_{кр}}{D}H, \qquad (3)$$

де $\bar{M}кр$ - крутний момент від зусилля зминання,

$$\bar{M}_{кр} = 71620\frac{N}{n} = 71620\frac{12585}{688} = 39741{,}5 \text{ Н·мм}$$

$$\bar{M}кр.екв. = \bar{M}_{кр}\cdot K_e \text{ Н·мм}, \qquad (4)$$

де K_e – коефіцієнт еквівалентності, при δ=0,6; K_e=1,7

$M_{кр.екв.}$=39741,5·1,7=67560,5 Н·мм ;

D – діаметр окружності бичів

Тоді із рівняння отримуємо:

$$P_p = \frac{2 \cdot 67560,5}{173} = 781,0 \text{ Н}$$

Визначимо вертикальну і горизонтальну складові сили:

$$P_{pz} = P_p \sin 30^0 = 781 \cdot 0.5 = 390,5H$$

$$P_{py} = P_p \cos 30^0 = 781 \cdot 0.866 = 676,3H$$

Зусилля, що діють на барабан (в вертикальній і горизонтальній площинах) представимо як рівномірне розподілення навантаження, відповідно q_z і q_y :

$$q_z = \frac{P_{pz}}{\ell_p} = \frac{390,5}{1200} = 0.,23H / мм$$

$$q_y = \frac{P_{py}}{\ell_p} = \frac{676,3}{1200} = 0,390H / мм$$

де ℓ_p - довжина барабана, мм.

Визначимо реакції в опорах .

Площина ZOX

$$R_{AZ} = \frac{-q_z \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1z} \cdot 1952}{1872} = \frac{-0,23 \cdot 1732 \cdot 936 + 1147.8 \cdot 1952}{1872} = 997,6H$$

$$R_{BZ} = \frac{0,23 \cdot 1732 \cdot 936 + 1147.8 \cdot 80}{1872} = 248H$$

Площина УОХ

$$R_{AY} = \frac{-q_y \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1y} \cdot 1952}{1872} = \frac{-0,39 \cdot 1732 \cdot 936 + 2706.3 \cdot 1952}{1872} = 2484H$$

$$R_{BY} = \frac{q_y \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1y} \cdot 80}{1872} = \frac{0,39 \cdot 1732 \cdot 936 + 2706.3 \cdot 80}{1872} = 453,4H$$

Визначимо сумарні реакції в опорах

$$R_A = \sqrt{997,6^2 + 2484^2} = 2676H$$

$$R_B = \sqrt{323.7^2 + 453,4^2} = 557H$$

Проведемо розрахунок згинаючих моментів, які діють на вал молотильного барабана.

Площина ZOX

$M_{Ay}=Q_{1z}\cdot 80=1147,8\cdot 80=91821,6$ Н·мм;

$M_{1y}=Q_{1z}\cdot 150-R_{Az}\cdot 70=1147,8\cdot 150-997,6\cdot 70=102338$ Н·мм;

$M_{3y}=Q_{1z}\cdot 1016-R_{Az}\cdot 936\cdot q_z\cdot 866\cdot 433=1147,8\cdot 1016-997,6\cdot 936-0,23\cdot 866\cdot$

$\cdot 433=146166,3$ Н·мм;

$M_{2y}=R_{Bz}\cdot 70=248\cdot 70=17376,1$ Н·мм

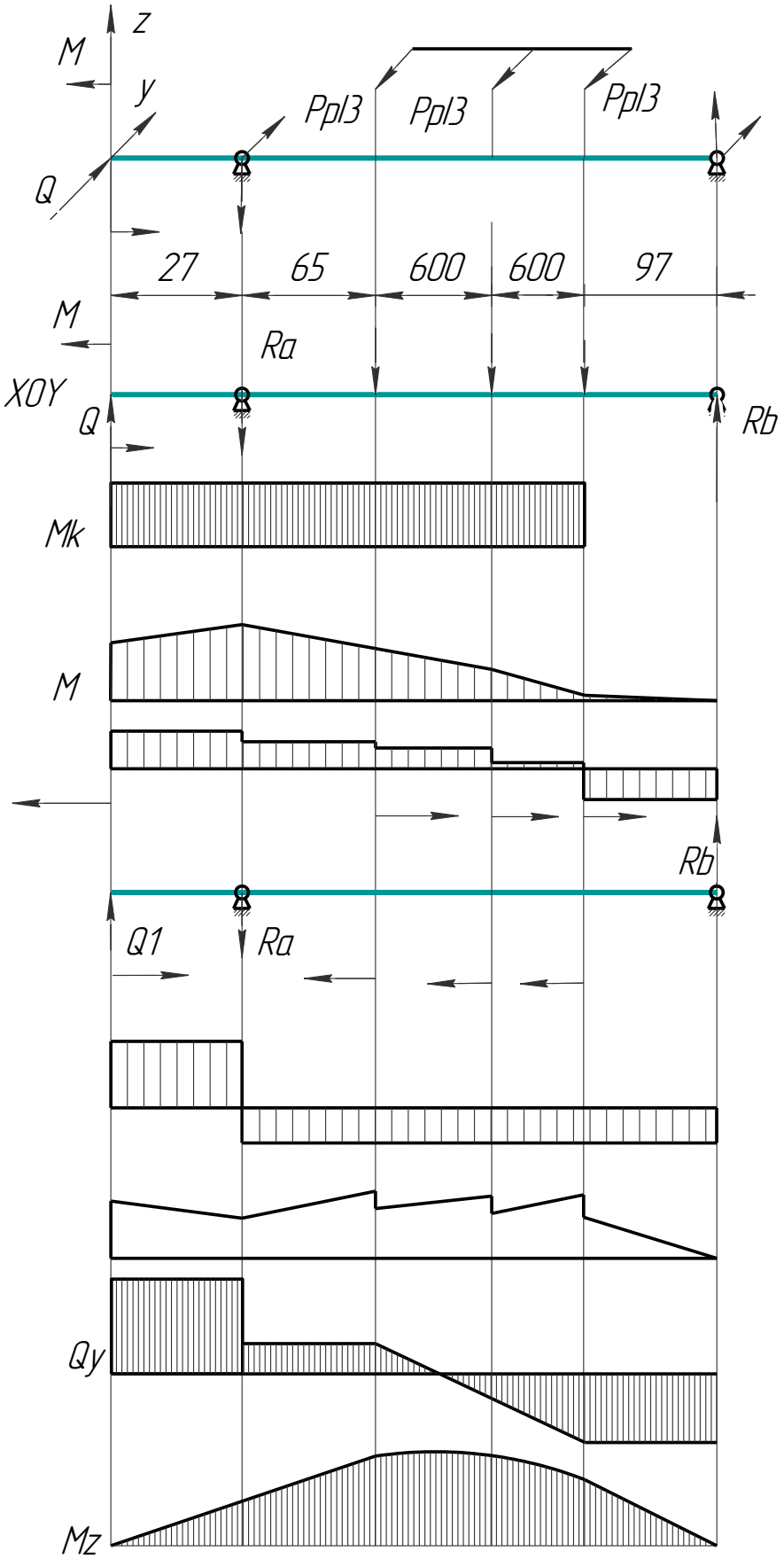

Рис. 3.3. Епюра крутних та згинаючих моментів

					УСОЗК 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площина УОХ

$M_{Az}=Q_{1y}\cdot 80=2706,3\cdot 80=216604,8$ Н·мм;

$M_{1z}=Q_{1y}\cdot 150-R_{Ay}\cdot 70=2706.3\cdot 150-2484\cdot 70=232065$ Н·мм;

$M_{3z}=Q_{1y}\cdot 1016-R_{Ay}\cdot 936-q_y\cdot 866\cdot 433=2706.3\cdot 1016-2484\cdot 936-0,390\cdot 866\cdot$

$\cdot 433=278335,4$ Н·мм;

$M_{2z}=R_{By}\cdot 70=453,4\cdot 70=31738$ Н·мм

Сумарні згинаючи моменти будуть дорівнювати:

$$M_A=\sqrt{M_{Ay}^2+M_{Az}^2}=\sqrt{91821.6^2+216604.8^2}=235440 \text{ Н·мм}$$

$$M_1=\sqrt{M_{1y}^2+M_{1z}^2}=\sqrt{102338^2+232065^2}=253628 \text{ Н·мм}$$

$$M_3=\sqrt{M_{3y}^2+M_{3z}^2}=\sqrt{146166,3^2+278335,4^2}=314380,6 \text{ Н·мм}$$

$$M_2=\sqrt{M_{2y}^2+M_{2z}^2}=\sqrt{17376^2+31738^2}=36183 \text{ Н·мм}$$

За результатами проведених розрахунків на (рис. 3.3) наведено епюри згинаючих і крутних моментів.

4. Охорона праці

4.1. Загальна частина

Небезпечні і шкідливі фактори машини КЗНС-3 у відповідності з ГОСТ 12.1.003-94 „ Небезпечні і шкідливі виробничі чинники” наступні:

- механізми які рухаються: обчісуюча жатка, транспортери, вивантажувальний шнек, привід решіт;

- механізми які обертаються: карданні передачі, шківи, ланцюгові передачі транспортерів, двигуна, ходової частини, варіатори;

- підвищений рівень шуму: внаслідок роботи двигуна, транспортерів та інших механізмів;

- підвищений рівень вібрацій: внаслідок роботи двигуна та механізмів комбайна;

- високе запилення повітря робочої зони комбайнера;

- шкідливі речовини: паливно-мастильні матеріали;

- пожеженебезпечність: внаслідок підтікання паливно-мастильних матеріалів на вузли і деталі комбайна і перегрівання деталей за рахунок тертя, короткого замикання електричних проводів, роботи двигуна;

- електронебезпека – виникає під час роботи машини під лініями електропередач, виникнення статичного струму;

- розташування робочого місця оператора на значній висоті;

- наявність гострих країв елементів конструкції машини;

- великий інтервал параметрів мікроклімату, в залежності від кліматичних умов;

- наявність нагрітих поверхонь: двигун, радіатор водяного охолодження;

- виконання польових робіт при недостатньому природному освітленні.

4.2. Інструкція з техніки безпеки

Строповку проводити тільки в зазначених місцях.

Забороняється знаходитись під час роботи спереду агрегату, сідати або стояти на жатці та молотильносепарируючому агрегаті.

Під час роботи агрегату забороняється:

- проводити регулювання натяжіння ременів, ланцюгів, зазорів між жалюзями решіт;
- очищати транспортери у випадку їх забивання;
- проводити ремонт, регулювання, змащення, а також заправку трактора;
- класти на жатку та молотильний агрегат сторонні предмети;
- ходити попереду комбайна, сідати на трактор і сходити з нього.

Забороняється експлуатація комбайна з будь-якими несправностями.

При транспортуванні комбайна по дорогам загального призначення необхідно виконати заходи по безпеці транспортування.

- при переведенні комбайна в транспортне положення необхідно від’єднати карданні передачі, зафіксувати усі відкідні частини та огородження.

У зв'язку з тим, що ширина захвату жатки 3м, та загальна довжина комбайна понад 9м комбайн обладнано:

- жатку - світлоповертаючими пластинами, або нанесено на габаритних поверхнях світлоповертаючою краскою смуги червоного та білого або жовтого кольору під кутом 45 до горизонту смуги шириною 50мм кожна. Допускається приладнати щити зі світлоповертаючими смугами. Розмір щитів не менш 250х250мм.

- габарити молотильно-сепаруючого агрегата більші за габарити трактора, тому трактор повинен бути обладнано додатковими дзеркалами заднього спостереження, що дозволяють забезпечити обзорність дороги поза комбайном.

- молотильно-сепаруючий пристрій обладнано повторювачами сигналів

трактора, світлоповертачами, габаритними вогниками та проблисковим маячком жовтого кольору.

Висновки до розділу

Машина КЗНС-3 відповідає вимогам безпеки, елементам конструкції – ГОСТ 12.2.003 – 94; по пожежній безпеці – ГОСТ 12.1.004 – 95; по біологічній безпеці – ГОСТ 12.1.008 – 96; по сигнальним кольорам і знакам безпеки – ГОСТ 12.4.020 – 96; по блокіровкам – ГОСТ 12.2.042 – 99.

5. ВИСНОВКИ

Проведено аналіз існуючих конструкцій зернозбиральних комбайнів, визначені їх позитивні та негативні моменти.

Розроблена нова конструкція молотильного апарата для причіпного зернозбирального комбайна, яка включає два додаткових бітерних вальці, а також вертикальну глуху ребристу деку. Установка двох вальців і деки, а також забезпечення колових швидкостей вальців і барабана до 20м/с, дозволяє зменшити енерговитрати на процес обмолоту і значно зменшити травмування зерна.

Проведена модернізація обґрунтована технологічними, кінематичними та розрахунками на міцність. Запропоновано заходи по покращенню охорони праці.

Список використаної літератури

1. Зернозбиральні комбайни – фаворити ринку. Пропозиція , 2021 https://propozitsiya.com/articles/tekhnika-ta-obladnannya-zbyralna-tekhnika/zernozbyralni-kombayny-favoryty-rynku
2. На які зернозбиральні комбайни робить ставку New Holland Агробізнес Сьогодні, 2024 https://agro-business.com.ua/2017-09-29-05-56-43/item/31451-na-iaki-zernozbyralni-kombainy-robyt-stavku-new-holland.html
3. Петров В.М. Формування ринку зернозбиральних комбайнів в Україні Економіка АПК, 2020, №4 С.43-53. https://eapk.com.ua/web/uploads/pdf/Ekonomika%20APK_Iss.4_2020_43-53.
4. Самохідний зернозбиральний комбайн КЗС-9-1: Настанова з експлуатації. – Херсон, 2006.
5. Сільськогосподарські машини: Навчальний посібник/ П.В. Сисолін, В.М. Сало, М.О. Свірень [та ін.] за ред. М.І. Черновола. Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2017. – 156 с.
6. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. — 464 с.
7. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручн. для студентів вищ. навч. закл. із спец. “Машини та обладн. с.-г. вир-ва”. – Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.
8. Сисоліна І.П. Напрями удосконалення молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів. Аграрний вісник причорномор’я. Збірник наукових праць. Технічні науки. - Вип. 67, Одеса, 2013. – С. 121-128.
9. https://smekni.com/a/12144-4/zbirannya-kukurudzi-na-zerno-sk-5-niva-remont-reduktora-pristavki-ppk-4-4/?utm_source=chatgpt.com

10. https://smekni.com/a/12144-5/zbirannya-kukurudzi-na-zerno-sk-5-niva-remont-reduktora-pristavki-ppk-4-5/?utm_source=chatgpt.com