

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

ДРОЗД МІХАІЛ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 632.630.04

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ
КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ МОЛОТИЛЬНОГО
АПАРАТУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ М. О. Дрозд

Керівник роботи

Заєць М. Л.

кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Дрозд Михайл Олександрович. Удосконалення технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно з модернізацією молотильного апарату зернозбирального комбайна. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Поліський національний університет, Житомир, 2026.

У роботі розглянуто питання підвищення ефективності технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно шляхом удосконалення конструкції молотильного апарату зернозбирального комбайна. Проаналізовано сучасні конструкції молотильних систем та виявлено їхні основні недоліки, що впливають на втрати зерна та пошкодження продукції.

Запропоновано модернізовану конструкцію молотильного апарату, спрямовану на покращення процесу обмолоту та сепарації зерна. Виконано інженерні обґрунтування та розрахунки основних параметрів робочих органів. Розглянуто умови експлуатації комбайна при збиранні кукурудзи та вплив конструктивних змін на якість роботи.

Виконано розробку та проектування операційної технології виконання збиральних робіт комбайновим способом з приставкою для збирання кукурудзи, також визначено експлуатаційні показники роботи СГА та забезпечення транспортними засобами на перевезення зерна.

Результати роботи спрямовані на зменшення втрат зерна, підвищення продуктивності та покращення агротехнічних показників роботи зернозбирального комбайна.

Ключові слова: кукурудза, зернозбиральний комбайн, молотильний апарат, обмолот, втрати зерна, модернізація, робочі органи.

ABSTRACT

Drozd Mikhail. Improvement of the technological process of maize harvesting for grain with modernization of the threshing unit of a combine harvester. – Qualification work presented in manuscript form.

Qualification work submitted for obtaining the first (Bachelor's) level of higher education in specialty 208 “Agroengineering”. – Polissia National University, Zhytomyr, 2026.

The work addresses the issue of improving the efficiency of the technological process of maize harvesting for grain by upgrading the design of the threshing unit of a combine harvester. Modern designs of threshing systems are analyzed, and their main shortcomings affecting grain losses and product damage are identified.

An improved design of the threshing unit aimed at enhancing the threshing and grain separation process is proposed. Engineering justification and calculations of the main parameters of the working components are carried out. The operating conditions of the combine during maize harvesting and the influence of design modifications on performance quality are considered.

The development and design of the operational technology for harvesting operations using a combine method with a maize header attachment have been carried out. Operational performance indicators of the harvesting and transport system and provision of transport means for grain transportation have also been determined.

The results of the work are aimed at reducing grain losses, increasing productivity, and improving the agronomic performance of the combine harvester.

Keywords: *maize, combine harvester, threshing unit, threshing, grain losses, modernization, working components.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ МОЛОТИЛЬНИХ АПАРАТІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

1.1. Аналіз конструкційних параметрів МСС зернозбиральних комбайнів...7

Висновки по розділу 117

2. ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТА

2.1. Опис рішень модернізації молотарки комбайна.....18

2.3. Тенологічний розрахунок параметрів МСС.....23

2.4. Мінісний розрахунок вала барабана27

Висновки до розділу 2.....35

3. ОПЕРАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ПРОЦЕСУ ОБМОЛОТУ КУКУРУДЗИ

3.1 Визначення параметрів та режимів роботи машини.....36

3.2. Розрахунок продуктивності та витрат палива СГА.....40

3.3 Визначення потреби у транспортних засобах для збирання врожаю.....44

3.4 Розрахунок кінематики руху збирального агрегату.....49

Висновки до розділу 3.....52

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....54

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....55

ДОДАТКИ

ВСТУП

Кукурудза є однією з найважливіших зернових культур у світі та займає провідне місце у структурі посівних площ України. Вона використовується як цінна продовольча, кормова та технічна культура, а також є важливою сировиною для переробної промисловості. Завдяки високій урожайності, значному енергетичному потенціалу та широкому спектру використання виробництво кукурудзи постійно зростає, що потребує вдосконалення технологій її вирощування та збирання.

Одним із найвідповідальніших етапів технологічного процесу вирощування кукурудзи є її збирання, від виконання яких значною мірою залежать втрати зерна, рівень його пошкодження, продуктивність машинно-тракторних агрегатів та економічна ефективність виробництва загалом. Особливу роль у забезпеченні якісного обмолоту та сепарації зерна відіграє молотильний апарат зернозбирального комбайна.

Сучасні зернозбиральні комбайни мають високий рівень технічного оснащення, проте під час збирання кукурудзи виникають проблеми, пов'язані з підвищеними втратами зерна, нерівномірністю подачі рослинної маси, пошкодженням зерна та перевантаженням молотильно-сепарувальної системи. Це зумовлює необхідність удосконалення конструкції молотильного апарату та оптимізації технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно.

Актуальність роботи полягає у підвищенні ефективності функціонування зернозбирального комбайна шляхом модернізації молотильного апарату, що дасть змогу зменшити втрати зерна, покращити якість обмолоту.

Метою роботи є удосконалення технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно шляхом модернізації молотильного апарату зернозбирального комбайна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити конструкції молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів;

- визначити основні фактори, що впливають на якість обмолоту та втрати зерна;
- запропонувати модернізовану конструкцію молотильного апарату;
- виконати інженерні та технологічні розрахунки основних параметрів;
- розробити операційну технологію виконання збиральних робіт.

Об'єктом роботи є технологічний процес збирання кукурудзи на зерно.

Предметом роботи є робочі процеси молотильного апарату зернозбирального комбайна та їх вплив на якість обмолоту і втрати зерна.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання запропонованих конструктивних рішень для підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів під час збирання кукурудзи на зерно, зниження втрат урожаю та покращення техніко-економічних показників збирального процесу.

Методи використані при виконанні. Під час виконання кваліфікаційної роботи використовувалися теоретичні, аналітичні та розрахунково-конструкторські методи досліджень.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Дрозд М. О. Функціональне призначення та конструктивні особливості молотарки сучасних зернозбиральних комбайнів. Студентські читання–2025: мат. наук.-практ. конф.. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Т2. С. 6-9.
2. Дрозд М. О. Удосконалення технологічного процесу молотильно апарата зтангенціальною подачею маси Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції* «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Житомир: ЖАТФК, 2026. С.59-61.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 21 найменування. Загальний обсяг роботи становить 57 сторінки комп'ютерного тексту, 21 рисунка.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ МОЛОТИЛЬНИХ АПАРАТІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

1.1. Аналіз конструкційних параметрів МСС зернозбиральних комбайнів

Молотильний апарат зернозбирального комбайна призначений для обмолоту зернової маси, відокремлення зерна від рослинних решток, очищення його від домішок та подальшого транспортування до зернового бункера. Крім цього, молотарка забезпечує переміщення соломи, полови та інших незернових домішок до пристроїв збирання або подрібнення незернової частини врожаю.

Молотарки комбайнів типу РСМ-10, КЗС-9-1 «Славутич» та інших аналогічних машин складаються з приймальної камери, молотильного апарату, відбійного бітера, соломотряса, системи очищення зерна, домолочувального пристрою, зернового бункера, транспортуючих механізмів, а також систем приводу та керування.[1,2]

Приймальна камера служить для подачі хлібної маси від похилої камери жатки до молотильного апарату. Її конструкція забезпечує рівномірне надходження рослинної маси до барабана та сприяє запобіганню потраплянню сторонніх предметів у молотильний механізм. Для цього у нижній частині передбачено каменевловлювач, який затримує тверді предмети та захищає робочі органи комбайна від пошкодження.

Похила камера встановлюється таким чином, щоб забезпечити оптимальну відстань між планками транспортера та білами барабана. Це дозволяє покращити подачу хлібної маси до молотильного апарату та підвищити ефективність процесу обмолоту. Під час технічного обслуговування необхідно регулярно очищати камеру каменевловлювача від накопичених домішок і сторонніх предметів. [1,2]

Основним робочим органом молотарки є молотильний апарат, призначений для виділення зерна з колосків або качанів та подальшого спрямування зернової

маси на систему очищення. Соломиста маса після обмолоту подається до відбійного бітера та соломотряса для остаточного відокремлення зерна.

Молотильний апарат рис. 1.1. складається з бильного барабана, підбарабання (деки), механізмів приводу та регулювання. Під час роботи барабан інтенсивно взаємодіє з рослинною масою, здійснюючи її обмолот за рахунок ударної та стискальної дії. Підбарабання забезпечує утримання маси в зоні обмолоту та сприяє проходженню зерна через решітчасту поверхню. [1,2]

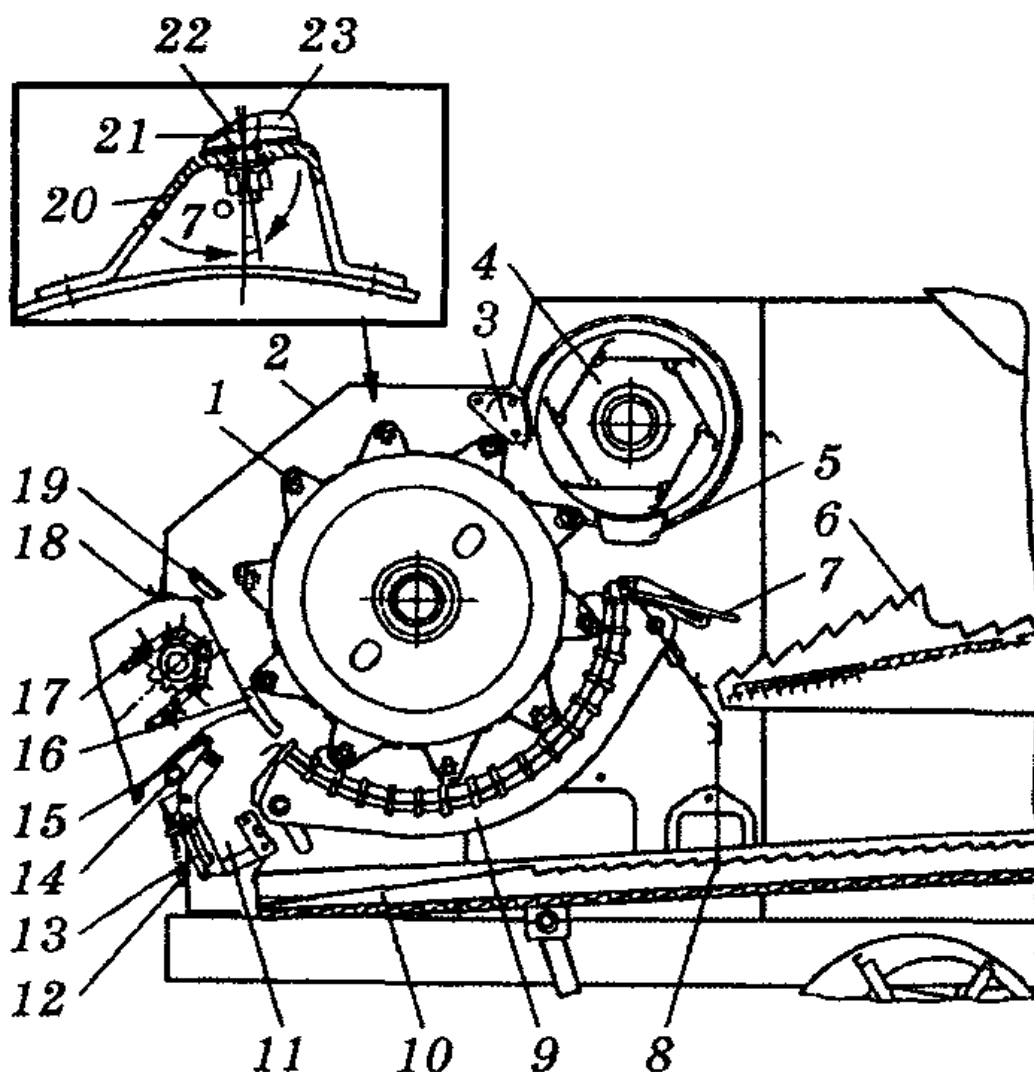


Рис. 1.1 Молотильний апарат комбайна класичної схеми

1 - барабан; 2 - кришка; 3 - відсікам повітряного потоку; 4- відбійний бітер; 5, 16 і 19- щитки; 6 - соломотряс; 7- пальцева решітка; 8 - полотняний фартух; 9 - підбарабання; 10 - стрясна дошка очистки; 11 - камера каменевловлювача; 12 - рукоятка; 13 - відкидна кришка; 14 - труба з роликами; 15 - перехідний щиток;

17 - плаваючий конвеєр; 18 - прогумований пас; 20 - підбильник; 21 - регулювальна пластина; 22 - болт; 23 – било.

Барабан молотильного апарату виконаний у вигляді ротора, вал якого розташований перпендикулярно до поздовжньої осі молотарки. Рифлення бил барабана розміщене під певним кутом до його осі, причому на сусідніх билах напрямки рифлів є протилежним. Така конструкція забезпечує більш інтенсивне переміщення хлібної маси вздовж молотильного апарату та сприяє рівномірному обмолоту.

Профілі підбильників виконані таким чином, що їхня робоча поверхня повернута приблизно на 7° у напрямку обертання барабана. Це дозволяє збільшити пропускну здатність молотильного апарату та зменшити ймовірність його забивання на вході рослинною масою. [3,4]

Привід барабана та регулювання частоти його обертання здійснюються за допомогою гідрофікованого клинопасового варіатора. Така система дає можливість змінювати режим роботи молотильного апарату залежно від урожайності, вологості культури та умов збирання.

Підбарабання є нерухомою частиною молотильного апарату. Воно має односекційну прутково-планчасту конструкцію та встановлюється відносно барабана із зазором, який поступово зменшується від входу до виходу молотильного апарату. Зміна величини зазорів здійснюється електромеханічним способом із робочого місця комбайнера за допомогою клавішного перемикача.

Під час експлуатації комбайна важливе значення має своєчасне технічне обслуговування молотильного апарату. Через кожні 60 мотогодин роботи необхідно змащувати підшипники вала барабана та маточини шківів варіатора. Перед прокручуванням барабана слід переконатися у відсутності людей поблизу робочих органів комбайна для запобігання травмуванню.

Термін «система сепарації» зернозбирального комбайна насамперед стосується основної технологічної системи — молотарки. Практичні дослідження

та експлуатаційний досвід показують, що пропускна здатність молотарки значною мірою залежить саме від ефективності систем сепарації та очищення зерна.

Відповідно до агротехнічних вимог допустимі втрати зерна за молотаркою, які включають недомолот у соломі після соломотряса та вільне зерно в полові після системи очищення, при збиранні зернових культур із вологістю до 18 % не повинні перевищувати 1,5 %.

Результати досліджень роботи молотарок класичного типу, побудованих за схемою «однобарабанна молотильно-сепарувальна система — клавішний соломотряс — система очищення зерна», свідчать, що при роботі комбайна в режимі номінальної пропускної здатності втрати зерна за системою сепарації становлять приблизно 1,0-1,2 %. При цьому на систему очищення зерна припадає лише 0,3-0,5 % втрат. Отже, саме система сепарації найбільше впливає на загальні втрати зерна та обмежує можливу продуктивність комбайна. [1,2]

У зв'язку з цим провідні виробники зернозбиральної техніки значну увагу приділяють удосконаленню систем сепарації, спрямованому на підвищення якості функціонування молотарки та збільшення її пропускної здатності.

Підвищення продуктивності сучасних комбайнів безпосередньо пов'язане з удосконаленням конструкції молотарки та її технологічної схеми. Класична система сепарації побудована за схемою рис 1.2.: молотильний барабан, молотильно-сепарувальна дека та соломосепаратор грубого вороху — клавішний соломотряс. На соломотряс надходить потік соломистої маси, який може містити до 15 % зерна від загальної кількості, поданої на обмолот у молотильно-сепарувальну систему. [1,2]

У даній системі остаточної сепарації повинно забезпечуватися повне виділення зерна із соломистої маси. Проте при значному збільшенні технологічного навантаження на клавішний соломотряс, що є необхідною умовою роботи молотарки в режимі номінальної пропускної здатності та максимальної

продуктивності, його ефективність помітно знижується. У результаті цього процес сепарації погіршується, а втрати зерна різко зростають і можуть досягати 10 %.[4,5]

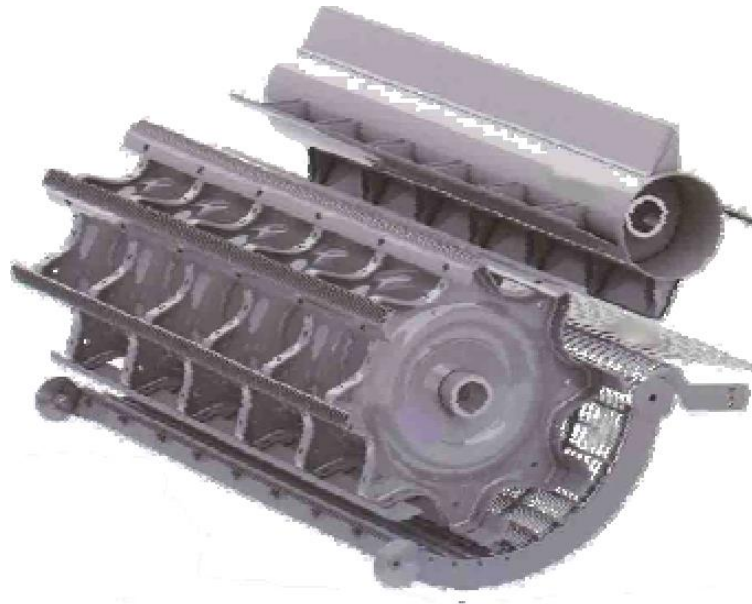


Рис. 1.2 Загальний вигляд класичної МСС

Більшість дослідників однозначні у своїх висновках, що пропускна здатність молотарки та системи сепарації класичного типу досягла свого граничного значення фактично на рівні 7-8 кг/с. Внаслідок чого такі комбайни фактично вичерпали свої можливості щодо пропускної здатності. Подальше її зростання можливе за рахунок екстенсивного шляху – збільшення геометричних параметрів всіх систем комбайна, в тому числі і параметрів МСС та соломотряса.

Однак, такий екстенсивний шлях досягнення зростання функціональних показників є мало прийнятним, оскільки одночасно з параметрами системи сепарації зростуть і інші параметри: габарити комбайна та його маса, навантаження на елементи конструкції і ходову систему, що не є оптимальним та раціональним рішенням. Тому, для збільшення інтенсивності виділення зерна із соломи взято курс на інтенсифікацію процесу основної сепарації в зоні МСС, що і реалізовано при певному конструкційному виконанні системи сепарації: використання додаткових сепарувальних дек та сепарувальних барабанів - соломосепараторів у багатобарабанних МСС і роторного або комбінованого

способу сепарації зерна у відповідних молотарках. Найкращим підтвердженням таких рішень можуть бути результати експлуатаційно-технологічної оцінки комбайнів, які є представниками певного типу системи сепарації. [5]

Застосування молотарки з багатобарабанною системою обмолоту (рис. 1.3) [5] - "молотильний барабан + сепарувальний барабан + сепарувальні деки барабанів + клавішний соломосепаратор грубого вороху» дозволяє в певній мірі інтенсифікувати процес сепарації зерна. Така МСС забезпечує виділення із соломи в зоні обмолоту і основної сепарації до 90-95% зерна і технологічно розвантажує соломотряс, оскільки йому доводиться працювати з соломою, в складі якої - мала кількість зерна. Через те він отримує можливість працювати в режимі значно більшої подачі технологічної маси на переробіток та, природно, продуктивності. Внаслідок цього така молотарка, в регламентованих щодо соломистості умовах 1:1,5, забезпечує пропускну здатність на рівні до 10 кг/с. При зменшенні соломистості технологічної культури до 1: (1,0-1,2) даний показник може досягати 12 кг/с.

Подальше нарощування інтенсифікації процесів обмолоту і сепарації зерна досягнуто збільшенням числа функціонально різних барабанів у складі МСС. [1,2]

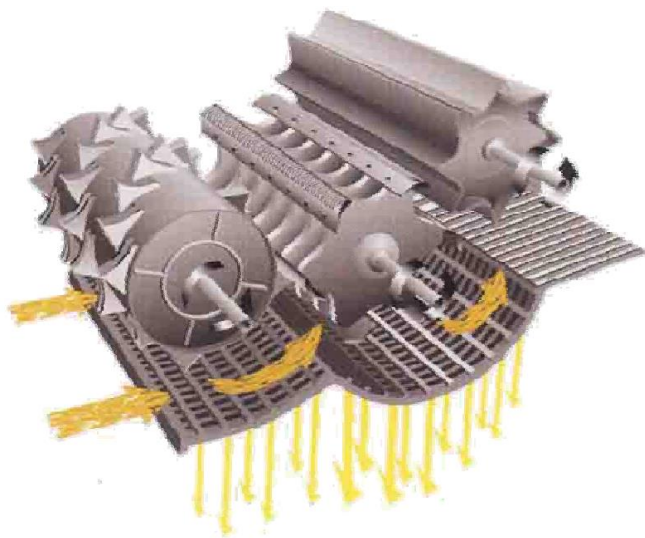


Рис. 1.3 Молотарка багатобарабанної системи обмолоту

Так, у складі барабанної молотильно-сепарувальної системи комбайна John Deere T-660 (рис. 1.4.) застосовано чотири функціонально різні барабани: основний молотильний барабан бильного типу, допоміжний молотильний барабан, соломосепаратор штифтового типу та відбійний бітер.

Таке конструктивне виконання спрямоване на забезпечення більш «м'яких» режимів обмолоту, дообмолоту та сепарації зерна, що дозволяє зменшити його пошкодження та підвищити якість технологічного процесу.

Під час збирання пшениці молотарка з подібною системою основної сепарації зерна забезпечує пропускну здатність на рівні до 15 кг/с, що значно перевищує можливості класичних однобарабанних молотильно-сепарувальних систем.

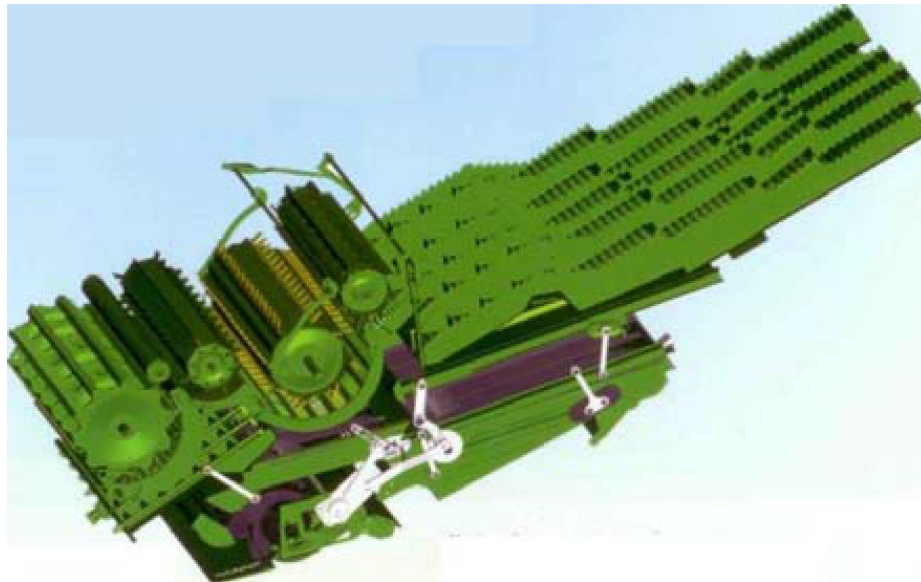


Рис. 1.4 МСС комбайна Т-660 фірми "John Deere"[1]

Наступним етапом підвищення інтенсивності процесів сепарації зерна стало застосування роторів як основних робочих органів молотарки. Використання роторних систем дозволило у декілька разів підвищити ефективність сепарації зерна. При майже однакових технічних параметрах допоміжних систем комбайни з інтенсивною роторною системою сепарації забезпечують пропускну здатність, яка майже удвічі перевищує показники класичних молотарок.

До недавнього часу основна увага щодо інтенсифікації процесів сепарації приділялася молотильно-сепарувальним системам, у яких обмолот та основне виділення зерна здійснювалися безпосередньо в зоні МСС. Подальший розвиток конструкцій зернозбиральних комбайнів дозволив створити молотарки, у яких функцію інтенсивної та водночас ефективної сепарації зерна із грубого вороху після барабанної молотильно-сепарувальної системи виконують аксіальні роторні соломосепаратори.

Типовими представниками таких конструктивних рішень є зернозбиральні комбайни серії Lexion 570 та Lexion 600 (рис. 1.6.) компанії [CLAAS](#), а також комбайни серії CTS компанії [John Deere](#). рис. 1.5.

У конструктивному відношенні їх молотарки поєднують дві потужні технологічні системи. Перша — це вхідна тангенціальна молотильно-сепарувальна система, яка забезпечує обмолот та основну сепарацію зерна із технологічної маси. Друга система представлена аксіальними роторами-соломосепараторами, що здійснюють додаткове інтенсивне виділення зерна із соломистого вороху та забезпечують суттєве підвищення загальної пропускної здатності комбайна. [1,2]

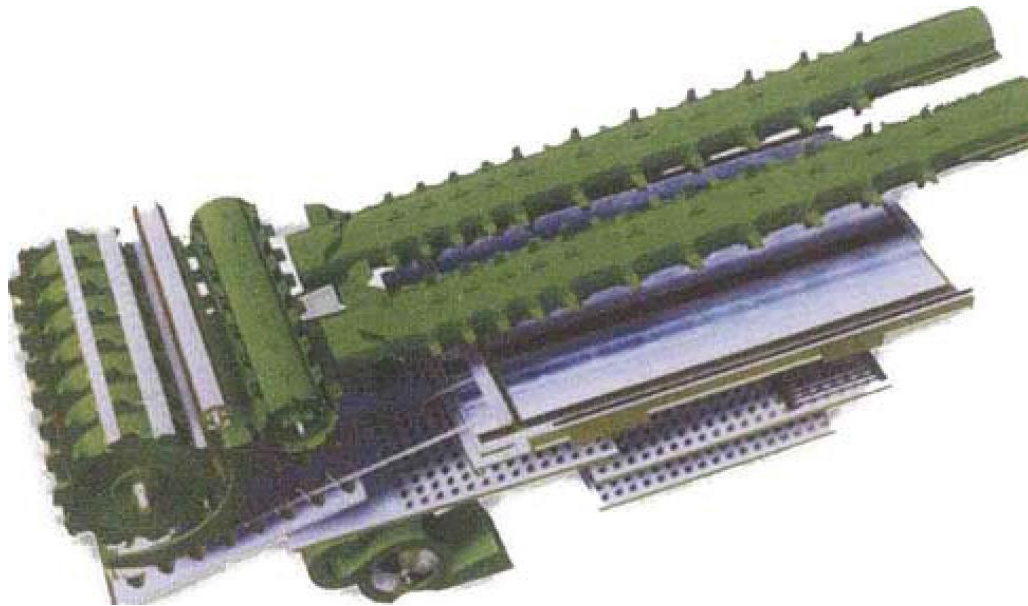


Рис. 1.5 Комбінована система сепарації комбайна CTS фірми John Deere

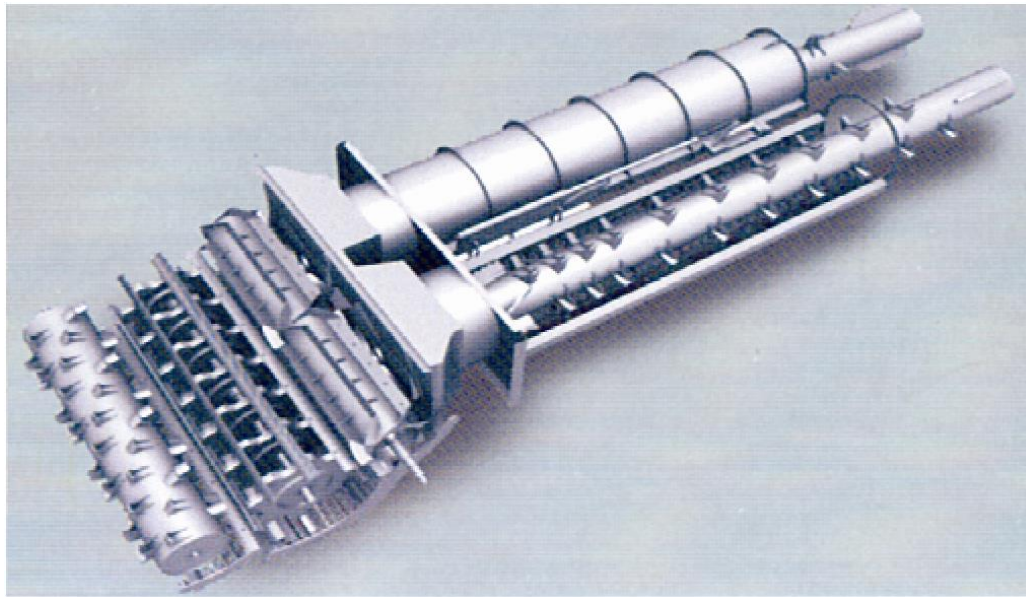


Рис. 1.6 Комбінована система сепарації зернового вороху комбайна Lexion-600 фірми Claas [3]

У складі молотильно-сепарувальної системи використовуються конструктивно та функціонально різні барабани. Один із них виконує основну функцію обмолоту, тоді як інші є допоміжними та забезпечують прискорення потоку маси, її спрямування, розділення або додаткову сепарацію. До таких елементів належать прискорювальний барабан, роздільний барабан, бітер та спрямовувальний барабан.

Для подальшого виділення зерна із грубого вороху, який надходить після молотильно-сепарувальної системи, застосовується аксіально-роторна система сепарації, що складається з двох роторів. Таке поєднання двох технологічних систем — основної молотильно-сепарувальної та системи остаточної сепарації грубого вороху — забезпечує практично повне виділення зерна із технологічної маси.

Завдяки узгодженій роботі цих систем і правильно підбраному техніко-технологічному режиму роботи незначна кількість зерна, яка залишається після основного обмолоту (близько 3–5 %), практично повністю сепарується та не переходить у втрати. Комбіноване використання двох потужних систем сепарації

дозволяє забезпечити роботу комбайна з мінімальними втратами зерна навіть за високих подач рослинної маси та значної продуктивності.

Ефективність таких систем підтверджується результатами експлуатаційних досліджень комбайнів у складних умовах підвищеної врожайності та соломистості. Встановлено, що комбайни з комбінованою системою сепарації забезпечують пропускну здатність до 28,5 кг/с, що майже у чотири рази перевищує показники класичних систем сепарації.

Молотарки такого типу характеризуються високою здатністю до виділення зерна із обмолоченої маси, незначними втратами зерна за молотаркою та можливістю роботи у режимах високої продуктивності. [4-6]

Особливо ефективно роторні соломосепаратори працюють в умовах підвищеної вологості хлібної маси. Тому застосування комбайнів із такими молотарками є доцільним під час роботи у ранкові години, після опадів або у вечірній час, коли солома має підвищену вологість.

Залежно від виду культури та її стану частота обертання роторів може становити 500, 640 або 800 об/хв. Завдяки відносно «м'якому» режиму обмолоту та сепарації забезпечується мінімальне подрібнення соломи. Це, у свою чергу, зменшує навантаження на решітний стан системи очищення та забезпечує високу якість очищення зерна. Засміченість зерна при цьому залишається незначною, а втрати за молотаркою не перевищують допустимого значення 1,5 %.

Незважаючи на певну складність конструкції, такі молотарки добре піддаються налаштуванню на оптимальні режими роботи. Завдяки цьому рівень механічного пошкодження та дроблення зерна зазвичай не перевищує допустимих 2 %.[4-6]

За соломистості культури на рівні 1:1,5 продуктивність комбайна за зерном може досягати 29,6 т/год основного часу роботи. З урахуванням кількості соломи, що проходить через молотарку, пропускну здатність системи перевищує 20 кг/с. При цьому слід враховувати, що за менших показників соломистості, які є найбільш

поширеними у виробничих умовах ($1:(1,1-1,2)$), продуктивність комбайна може бути ще вищою. [6]

Висновки по розділу 1

1. У результаті аналізу конструкцій молотильно-сепарувальних систем зернозбиральних комбайнів встановлено, що ефективність роботи молотарки значною мірою залежить від конструктивного виконання системи сепарації зерна та інтенсивності процесу обмолоту. Визначено, що класичні однобарабанні молотильно-сепарувальні системи з клавішним соломотрясом забезпечують пропускну здатність на рівні 7–8 кг/с при допустимих втратах зерна 1,0-1,5 %, однак подальше збільшення продуктивності таких систем є обмеженим.
2. Застосування багатобарабанних молотильно-сепарувальних систем дозволяє інтенсифікувати процес сепарації зерна та підвищити пропускну здатність до 10...12 кг/с за рахунок додаткових сепарувальних барабанів і дек.
3. Встановлено, що використання комбінованих та роторних систем сепарації забезпечує найбільшу ефективність роботи молотарки. Комбайни з аксіально-роторними соломосепараторами мають пропускну здатність до 20–28,5 кг/с при мінімальних втратах зерна, що майже у чотири рази перевищує показники класичних систем.
4. Доведено, що комбіновані молотильно-сепарувальні системи забезпечують більш «м'який» режим обмолоту, зменшення дроблення зерна до допустимого рівня (до 2 %), високу якість очищення та ефективну роботу в умовах підвищеної вологості хлібної маси. Найбільш перспективним напрямом розвитку сучасних зернозбиральних комбайнів є застосування комбінованих багатобарабанних та роторних систем сепарації, які забезпечують високу продуктивність, мінімальні втрати зерна та ефективну роботу в складних умовах збирання врожаю.

2.ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТА

2.1. Опис рішень модернізації молотарки комбайна

Підвищення якісних показників роботи сучасних зернозбиральних комбайнів, зокрема їх пропускної здатності, а також зменшення втрат і пошкодження зерна за рахунок збільшення площі сепарації, призводить до збільшення габаритних розмірів машин. Однак реалізація такого підходу значно ускладнюється через наявність транспортних, вагових та експлуатаційних обмежень.

У попередні роки підвищення пропускної здатності зернозбиральних комбайнів досягалося переважно шляхом збільшення розмірів молотильно-сепарувальних систем і підвищення енергонасиченості машин за рахунок встановлення двигунів більшої потужності.

Подальше збільшення продуктивності комбайнів можливе завдяки інтенсифікації робочих процесів окремих робочих органів, насамперед молотильного барабана та підбарабання, а також шляхом застосування більш ефективних принципів обмолоту та сепарації зернового вороху під час руху хлібної маси від жатки до молотильного апарату.

Одним із перспективних напрямів підвищення ефективності роботи молотильного апарату є його конструктивна модернізація.

Запропонована конструкція молотильного апарату зернозбирального комбайна включає молотильний барабан 1 та деку 2, що охоплює його.

Дека складається із трьох окремих секцій — 3, 4 та 5, що представлено на рис. 2.1.

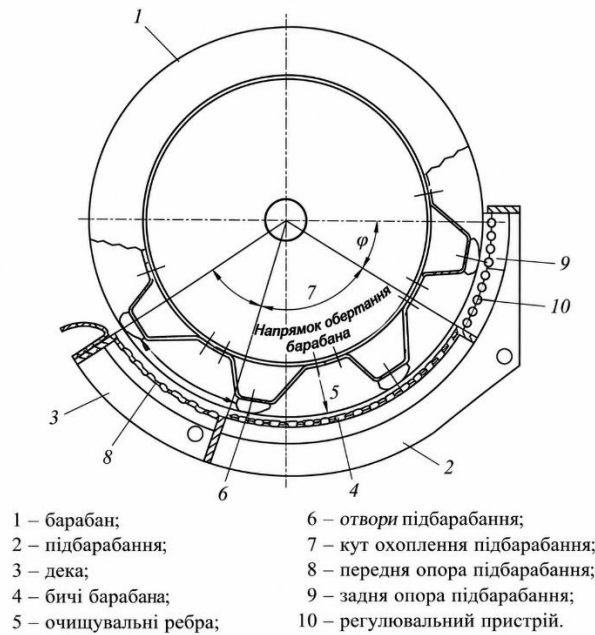


Рис. 2.1. Схема модернізованого молотильного апарата

Секція 3 деки 2 виконана у вигляді теркового листа зі ступінчастими рифами 6, сходинки яких орієнтовані у напрямку руху хлібної маси. Між рифами на поверхні теркового листа розміщені видовжені отвори 7, розташовані поперечно до напрямку переміщення маси.

Секція 4 деки 2 виготовлена у вигляді гладкого листа з видовженими отворами 8, які, аналогічно до попередньої секції, розташовані впоперек руху технологічної маси.

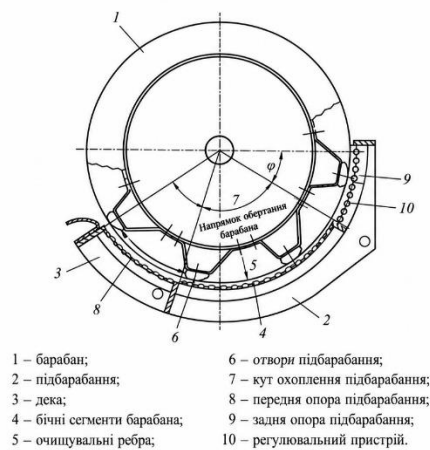


Рисунок 4.1 – Схема молотильного барабана з підбарабанням

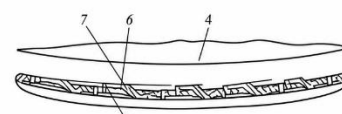


Рисунок 4.2 – Розріз А-А (елементи барабана і підбарабання)

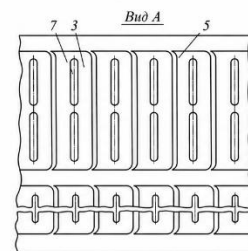


Рисунок 4.3 – Вид А (поверхня підбарабання)

Рис. 2.2. Конструктивна схема деки підбарабання

Секція 5 деки 2 виконана у вигляді сепарувальної решітки та складається з поздовжніх ребер 9 і поперечних прутків 10 або з поперечних планок 11 та поздовжніх прутків 12.

Довжина кожної із секцій 3 і 5 деки 2 відповідає кроку встановлення бил на молотильному барабані 1.

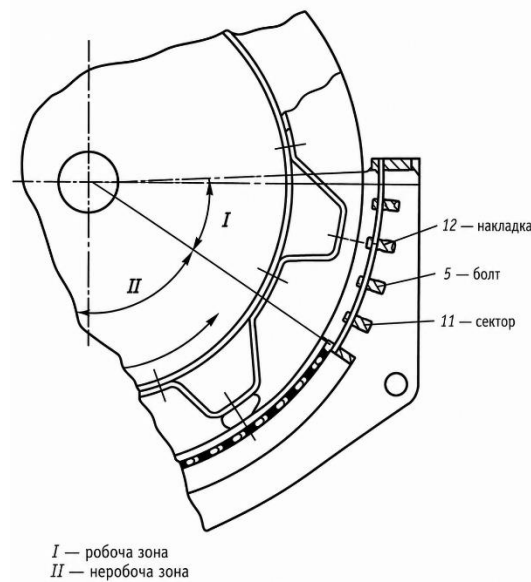


Рис. 2.3. Схема виконання конструкції третьої секції підбарабання

Робочий процес деки молотильного пристрою відбувається поетапно відповідно до конструктивних особливостей її секцій. Після надходження хлібної маси до молотильного простору вона взаємодіє із секцією 3 деки 2, виконаною у вигляді теркового листа зі ступінчастими рифами 6. Завдяки наявності рифленої поверхні забезпечується інтенсивний механічний вплив на рослинну масу, що сприяє активізації процесу вимолочування зерна та його первинному відокремленню.

Подальше переміщення технологічної маси здійснюється до секції 4 деки 2, яка виконана у вигляді гладкого листа з видовженими отворами 8, розташованими поперечно до напрямку руху маси. На даній ділянці реалізується більш м'який режим обмолоту, що забезпечує додаткове виділення зерна через отвори без суттєвого підвищення рівня його механічного пошкодження.

На завершальному етапі обробки маса надходить на секцію 5 деки 2, виконану у вигляді сепарувальної решітки. У цій зоні відбувається інтенсивне струшування та сепарація грубого вороху, внаслідок чого досягається максимальне виділення зерна через решітчасту поверхню секції.

Для зниження травмування зерна у конструкції молотильного барабана передбачено застосування еластичних бил, армованих металевими пластинами та закріплених на підбилниках. Підбилники мають зігнуту форму з утворенням V-подібного профілю у площині, перпендикулярній осі барабана.

Конструкція барабана включає еластичні била 1, армовані металевими прокладками 2 та закріплені болтами 3 на металевих підбилниках 4. Особливістю конструкції є те, що частина «а» еластичного била виступає перед лобовою поверхнею «б» підбилника (рис. 2.4.)

У процесі роботи барабана еластичні билі здійснюють ударно-фрикційну взаємодію з хлібною масою, забезпечуючи ефективний обмолот. Виступаюча еластична частина бил сприймає основне ударне навантаження, що запобігає прямому контакту металевих підбилників із зерновою масою. У результаті цього зменшується інтенсивність ударного впливу на зерно, знижується рівень його травмування та подрібнення, а також покращуються якісні показники роботи молотильного апарата.

Запропоноване конструктивне виконання бичів забезпечує суттєве зниження рівня механічного пошкодження зерна порівняно з традиційними молотильними барабанами, оснащеними жорсткими металевими бичами. Проте під час обмолоту культур, зерно яких характеризується підвищеною схильністю до травмування, використання лише еластичних бичів не завжди дозволяє забезпечити необхідну якість технологічного процесу.

Це пояснюється тим, що ударний вплив на хлібну масу створюють не тільки самі бичі, але й підбичники, які беруть участь у процесі обмолоту. У результаті

навіть при використанні еластичних робочих елементів частина зерна може зазнавати додаткового механічного навантаження та пошкодження.

У зв'язку з цим у проєктованій конструкції молотильного барабана пропонується почергове встановлення стандартних металевих та еластичних бичів. Таке конструктивне рішення дозволяє поєднати високу інтенсивність обмолоту із більш м'яким впливом на зернову масу.

Застосування модернізованої конструкції молотильного апарату забезпечує зниження травмування зерна, інтенсифікацію процесу його вимолочування та більш ефективне просіювання через деку. У результаті зменшуються втрати зерна, підвищується якість отриманої продукції та покращуються загальні техніко-технологічні показники роботи зернозбирального комбайна.

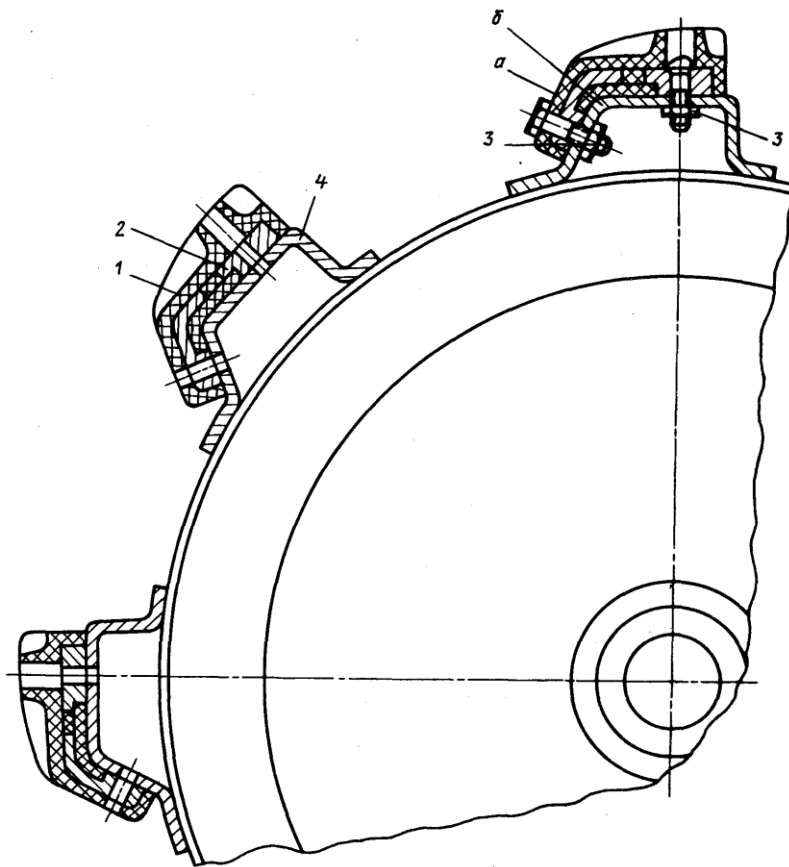


Рис. 2.4 Схема модернізації бил барабана молотильного апарату

1 – еластичні бичі; 2 – прокладка; 3 – болти; 4 – підбичники

На запропоновану конструкцію розроблено складальні креслення, які наведені у графічній частині кваліфікаційної роботи. Крім того, виконано деталювання основних модернізованих деталей молотильного апарата із зазначенням їх конструктивних параметрів, необхідних для виготовлення та подальшого впровадження у виробництво.

2.3. Технологічний розрахунок параметрів МСС

Визначимо подачу зерна до молотильно-сепарувального пристрою:[9]

$$q_z = q \cdot \lambda \quad (2.1)$$

де λ - коефіцієнт вмісту зерна в соломистій масі.

$$\lambda = \frac{1}{1 + 1.5} = 0,4 \quad (2.2)$$

отримаємо:

$$q_z = 8 \cdot 0,4 = 3,2 \text{ кг/с.}$$

$$q_c = q - q_z \quad (2.3)$$

$$q_c = 8 - 3,2 = 4,8 \text{ кг/с.}$$

Далі визначимо подачу обмолочуваної маси з першої деки на другу. Для цього використано графічні залежності Фадєєва, згідно з якими при подачі 8 кг/с ступінь сепарації становить 80 % при частоті обертання барабана 1200 хв⁻¹ та 74 % при 1050 хв⁻¹.

Вимолот зерна на відповідних режимах роботи становитиме: [12]

$$q_{31} = q_3 \cdot 80 / 100 \text{ кг/с}; q''_{31} = q''_3 \cdot 74 / 100 \text{ кг/с} \quad (2.4)$$

$$q'_{31} = 3,2 \cdot 80 / 100 = 2,56 \text{ кг/с}; q''_{31} = 3,2 \cdot 74 / 100 = 2,37 \text{ кг/с}$$

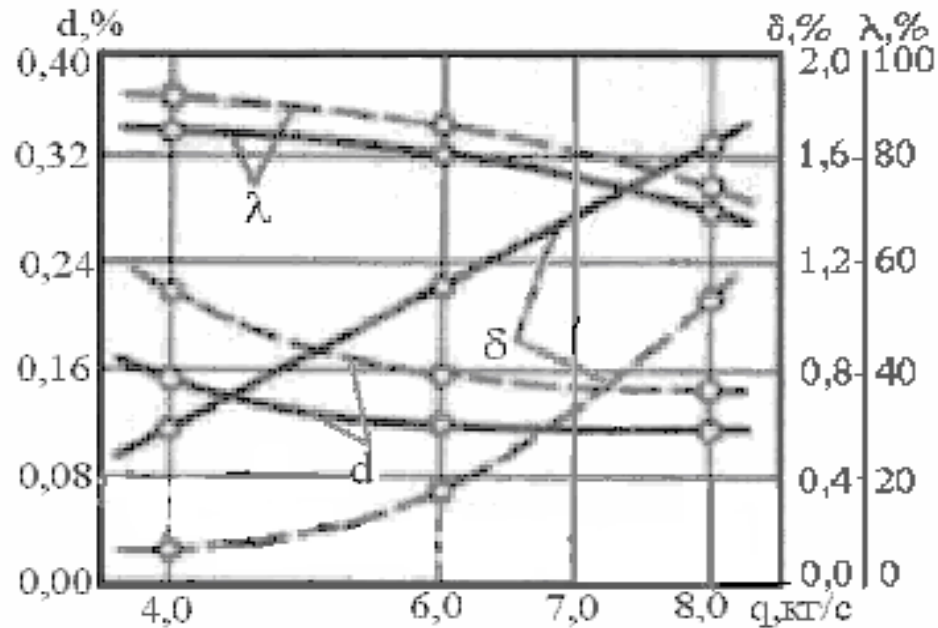


Рис. 2.5. Графічна залежність параметрів МСП за Фадєєвим[10]

Схід зерна з соломотряса визначається залежністю: [14]

$$q_{34} = q_{32} \cdot e^{-\mu_D \alpha_D} \quad (2.5)$$

де μ_D – коефіцієнт сепарації зерна в МСП.

α_D – кут обхвату деки підбарабання.

$$\alpha_D = 130^\circ, \mu_D = 0,0115 \text{ 1/град.}$$

Звідки:

$$q'_{34} = 0,56 \cdot 2,72^{-0,0115 \cdot 148} = 0,102 \text{ кг/с.}$$

$$q''_{34} = 0,728 \cdot 2,72^{-0,0115 \cdot 148} = 0,113 \text{ кг/с.}$$

Визначимо втрати зерна за соломотрясом: [13]

$$P_c = q_{34} \cdot e^{-\mu_c L_c} \quad (2.6)$$

де μ_c - коефіцієнт сепарації зерна на соломотрясі;

L_c – довжина соломотряса.

$$\mu_c = 1,8 \text{ м}^{-1}; L_c = 3,6 \text{ м.}$$

звідки:

$$P_c = 0,102 \cdot 2,72^{-1,8 \cdot 3,6} = 0,00001558 \text{ кг/с}$$

$$P_c = 0,113 \cdot 2,72^{-1,8 \cdot 3,6} = 0,00001726 \text{ кг/с,}$$

Подача вороху на транспортно-стрясну дошку: [15]

$$q_{36} = q_{31} q_{33} + q_{35} \quad (2.7)$$

$$q_{33} = q_{32} - q_{34} \quad (2.8)$$

$$q_{33} = q_{34} - P_c \quad (2.9)$$

$$q'_{33} = 0,56 - 0,102 = 0,458 \text{ кг/с}; q''_{33} = 0,728 - 0,113 = 0,615 \text{ кг/с.}$$

$$q'_{35} = 0,102 - 0,00001558 = 0,10198 \text{ кг/с} ; \quad q''_{35} = 0,113 - 0,00001726 = 0,11298 \text{ кг/с}.$$

отримаємо:

$$q'_{36} = 2,24 + 0,458 + 0,10198 = 2,8 \text{ кг/с}; \quad q''_{36} = 2,072 + 0,615 + 0,11298 = 2,73 \text{ кг/с}.$$

подача зернового вороху на верхнє очисне решето:

$$q_{37} \text{ кг/с} = q_{36} \text{ кг/с}.$$

$$q'_{37} = 2,8, \text{ кг/с} ; \quad q''_{37} = 2,73 \text{ кг/с}.$$

подача зерна на подовжувач верхнього решета: [16]

$$q_{37} = q_{37} \cdot e^{-\mu_p L_p} \quad (2.10)$$

де μ_p - коефіцієнт сепарації зерна на решеті;

L_p - довжина решета.

$$\mu_p = 0,41 \text{ м}^{-1}$$

$$L_p = 1,14 \text{ дм}.$$

$$q'_{38} = 2,8 \cdot 2,72^{-0,41 \cdot 1,14} = 0,026 \text{ кг/с}; \quad q''_{38} = 2,73 \cdot 2,72^{-0,41 \cdot 1,14} = 0,025 \text{ кг/с}.$$

Втрати зерна за очисткою: [16]

$$P_{оч} = q_{38} \cdot e^{-\mu_y L_y} \quad (2.11)$$

де, μ - коефіцієнт сепарації вороху на подовжувачі ршета;

L_y - довжина подовжувача.

$$\mu_y = 0,41 \text{ м}^{-1}.$$

$$L_y = 0,3 \text{ м}.$$

тоді:

$$P_{OЧ} = 0,026 \cdot 2,72^{-0,41} \cdot 0,3 = 0,076, \text{ кг/с}; P_O = 0,025 \cdot 2,72^{-0,41} \cdot 0,3 = 0,073, \text{ кг/с}$$

Тоді загальні втрати: [15]

$$P = P_C + P_O \quad (2.12)$$

$$P_{\text{заг}} = 0,00001558 + 0,076 = 0,07602 \text{ кг/с} \quad P_{\text{заг}} = 0,00001726 + 0,073 = 0,07302$$

кг/с.

2.4. Мінісний розрахунок вала барабана

Оскільки змінили геометричні параметри та масу бил і підбилників, необхідно виконати перевірочний розрахунок вала молотильного барабана, за рахунок модернізації конструкції відбувається зміна силових і кінематичних параметрів механізму.

Згідно з експлуатаційними даними, нормальна та дотична складові опору обмолоту хлібної маси для бильного барабана становлять: [15]

$$S = 1058,4 \text{ Н}, T = 784 \text{ Н}$$

При цьому нормальна складова прикладена під кутом 17° до вертикальної осі барабана. Навантаження від хлібної маси, яке передається на опори вала, визначається окремо у горизонтальній та вертикальній площинах.

Для горизонтальної площини реакції опор становлять: [17]

$$R_{1r} = R_{2r} = \frac{1}{2} \cdot (S \cdot \sin 17^\circ - T \cdot \cos 17^\circ) \quad (2.13)$$

$$R_{1r} = R_{2r} = \frac{1}{2} \cdot (1058,4 \cdot 0,2924 - 784 \cdot 0,9563) = 220,132 \text{ Н}$$

У вертикальній площині:

$$R_{1B}=R_{2B}=\frac{1}{2} \cdot (S \cdot \sin 17^\circ + T \cdot \cos 17^\circ), \quad (2.14)$$

$$R_{1B}=R_{2B}=\frac{1}{2} \cdot (41058,4 \cdot 0,2924 + 784 \cdot 0,9563) = 529,608 \text{ Н.}$$

Потужність, що витрачається на привод становить $N=25,523$ кВт, тоді крутний момент на молотильному барабані: [17]

$$M_K = 71620 \frac{N}{n}, \quad (2.15)$$

$$M_K = 71620 \cdot \frac{25,523}{1076} = 1699 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Радіус обхвату ременя варіатора $R_{\min}=140$ мм. Тоді колове зусилля: [17]

$$T_{\text{кол}} = \frac{M_K}{R_{\min}} \quad (2.16)$$

$$T_{\text{кол}} = \frac{1699}{0,14} = 10214 \text{ Н.}$$

Розрахунковий натяг паса перерізом $F=7,5 \text{ см}^2$ визначається за виразом: [18]

$$P = 2 \cdot \sigma_O \cdot F \quad (2.17)$$

де $\sigma_O = 1471 \cdot 10^3 \text{ Па}$ - розрахункове напруження ременя.

$$P = 2 \cdot 1471 \cdot 10^3 \cdot 0,0075 = 2,207 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Ремінь розташований під кутом 25° до горизонтальної осі барабана, горизонтальна та вертикальна складові натягу паса відповідно дорівнюють:

$$P_H = P \cos 25^\circ, \quad (2.18)$$

$$P_H = 2,207 \cdot 10^4 \cdot 0,9063 = 2 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$P_B = P \sin 25^\circ \quad (2.19)$$

$$P_B = 2,207 \cdot 10^4 \cdot 0,4226 = 9,327 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Маса молотильного барабана комбайна становить $G_1 = 152$ кг, а маса шківа - $G_2 = 27,4$ кг. Додаткові навантаження, спричинені інерційними моментами, у даному розрахунку не враховуються. На основі отриманих навантажень будуються епюри згинаючих і крутних моментів.

Рівняння рівноваги для горизонтальної площини має вигляд:

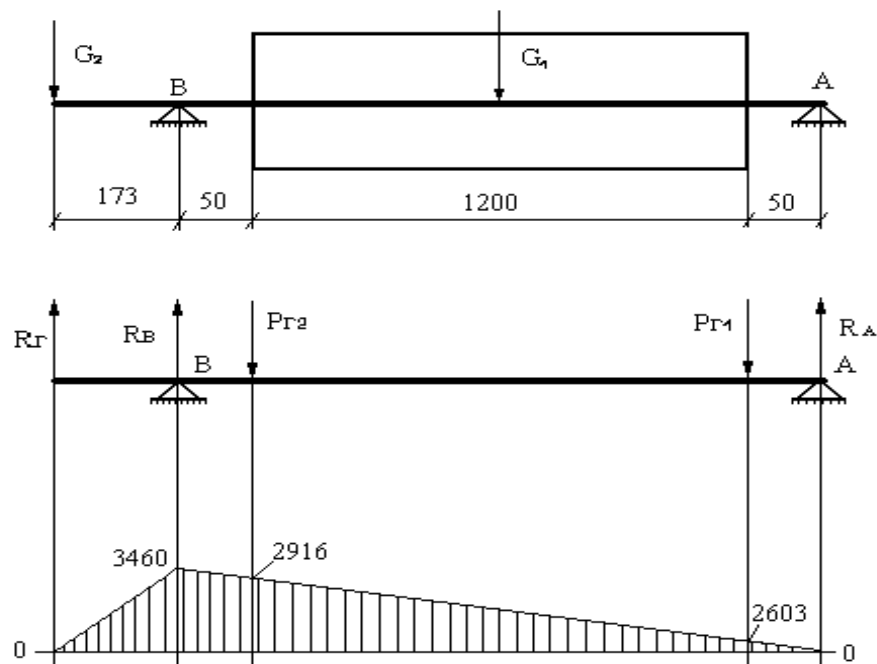


Рис. 2.12 Епюра крутного моменту

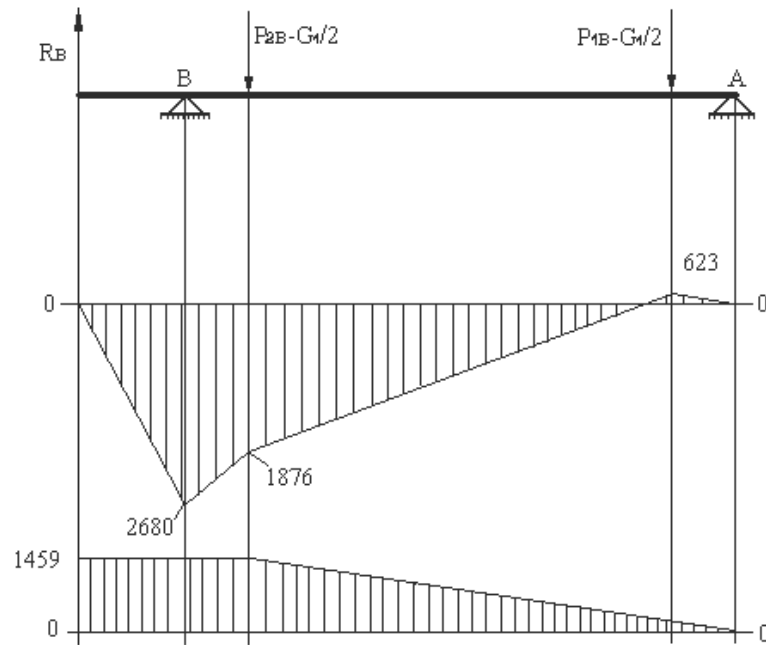


Рис. 2.13 Епюра згинальних у вертикальній площині моментів, та крутних моментів

$$P_{\Gamma} + R_{B\Gamma} - R_{\Gamma 2} - R_{\Gamma 1} + R_{A\Gamma} = 0, \quad (2.20)$$

$$1473 P_{\Gamma} + 1300 \cdot R_{B\Gamma} - 1250 \cdot R_{\Gamma 1} - 50 \cdot R_{\Gamma 2} = 0$$

$$R_{A\Gamma} = 1473 (-P_{\Gamma}) + 1250 R_{\Gamma 1} - 50 \cdot P_{\Gamma 2} / 1300 \quad (2.21)$$

$$R_{B\Gamma} = 1473(-20000) + 1250(-220,132) + 50(-2205132) / 1300 = -22880, \text{ Н.}$$

$$R_{A\Gamma} = R_{\Gamma 1} + R_{\Gamma 2} - P_{\Gamma} - R_{B\Gamma}, \quad (2.22)$$

$$R_{A\Gamma} = -220,132 - 220,132 - 20000 + 22880 = 2440, \text{ Н.}$$

Згинаючі моменти у характерних перерізах становлять:

$$M_1 = P_{\Gamma} \cdot 0,173 \quad (2.23)$$

$$M_1 = 20000 \cdot 0,173 = 3460, \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$M_2 = P_{\Gamma} \cdot 0,173 + R_{a\Gamma} \cdot 0,3223 \quad (2.24)$$

$$M_2 = 20000 \cdot 0,173 - 2440 \cdot 0,223 = 2916, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_3 = P_{\Gamma} \cdot 0,173 - R_{a\Gamma} \cdot 0,223 - R_{\Gamma 1} \cdot 1,423 \quad (2.25)$$

$$M_3 = 20000 \cdot 0,173 - 2250 \cdot 0,223 - 220,132 \cdot 1,423 = 2603, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_1 = -P_{\Gamma} \cdot 0,173 \quad (2.26)$$

$$M_1 = -20000 \cdot 0,173 = -2680, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_2 = -P_{\Gamma} \cdot 0,173 + R_{a\Gamma} \cdot 0,223 \quad (2.27)$$

$$M_2 = -20000 \cdot 0,173 - 2440 \cdot 0,223 = -1876, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_3 = P_{\Gamma} \cdot 0,73 - R_{a\Gamma} \cdot 0,223 - R_{\Gamma 1} \cdot 1,423 \quad (2.27)$$

$$M_3 = -20000 \cdot 0,173 + 2440 \cdot 0,223 - (220,132 - 136/2) \cdot 1,423 = 623, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Найбільш небезпечні перерізи вала розташовані у лівій опорі та у втулці лівого диска барабана. Для першого небезпечного перерізу сумарний момент дорівнює: [19]

$$M_1 = \sqrt{M_1^2 + M_1^2} \quad (2.28)$$

$$M_2 = \sqrt{3460^2 + 2680^2} = 4377, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Осьовий момент опору: [19]

$$W = \frac{\sqrt{M_i^2 + 0,45 \cdot M_k^2}}{\sigma_0^2} \quad (2.29)$$

$$W = \frac{\sqrt{4377^2 + 0,45 \cdot 1459^2}}{150 \cdot 10^6} = 2,99 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Діаметр вала визначається за формулою: [19]

$$d = \sqrt[3]{\frac{W}{0,1}}, \quad (3.30)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2,99 \cdot 10^{-5}}{0,1}} = 0,053 \text{ м.}$$

Нормальні та дотичні напруження у першому небезпечному перерізі: [19]

$$\sigma_1 = \pm \frac{\kappa \cdot M_{\kappa}}{W}, \quad (3.31)$$

$$\sigma_1 = \pm \frac{1,4 \cdot 4377}{2,99 \cdot 10^{-5}} = 2,049 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

$$\tau_1 = \frac{\kappa \cdot M_{\kappa}}{W_p}, \quad (3.32)$$

$$\tau_1 = \frac{1,4 \cdot 1459}{5,98 \cdot 10^{-5}} = 3,416 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

де, $\kappa=14$ – коефіцієнт режиму роботи молотильного апарата.

Вал барабана комбайна РСМ-10 виготовлений зі Сталь 45 ДСТУ 7809:2015, для якої: [20]

$$\sigma_{-1} = 235,3596 \cdot 10^6 \text{ Па, та текучості } \tau_{-1} = 156,9064 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Запас міцності у першому небезпечному перерізі становить: [21]

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\right) \cdot \sigma_1}, \quad (2.33)$$

$$n_{\sigma} = \frac{235,3596 \cdot 10^6}{\left(\frac{1,1}{0,73}\right) \cdot 2,049 \cdot 10^8} = 0,762.$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}\right) \cdot \tau_1}, \quad (2.34)$$

$$n_{\tau} = \frac{156,9064 \cdot 10^6}{\left(\frac{1,1}{0,73}\right) \cdot 1,416 \cdot 10^7} = 3,048.$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (3.35)$$

$$n = \frac{0,762 \cdot 3,048}{\sqrt{0,762^2 + 3,048^2}} = 0,739.$$

де $k_{\tau} = k_{\sigma} = 1,1$ коефіцієнт концентрації напружень в підшипниковому вузлі.

$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0,73$ - масштабний фактор для Сталь 45.

Розрахункові напруження у другому небезпечному перерізі: [17]

$$\sigma_2 = \pm \frac{k \cdot M_2}{W}, \quad (2.36)$$

$$\sigma_2 = \pm \frac{1,4 \cdot 3467}{2,99 \cdot 10^{-5}} = 1,623 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

$$\tau_2 = \tau_1 = 3,416 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Запас міцності у другому небезпечному перерізі:[19]

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \right) \cdot \sigma_2}, \quad (2.37)$$

$$n_{\sigma} = \frac{156,964 \cdot 10^6}{\left(\frac{1,3}{0,73} \right) \cdot 1,623 \cdot 10^8} = 0,543.$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \right) \cdot \tau_2}, \quad (2.38)$$

$$n_{\tau} = \frac{156,9064 \cdot 10^6}{\left(\frac{1,3}{0,73} \right) \cdot 3,416 \cdot 10^7} = 2,579.$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (2.39)$$

$$n = \frac{0,543 \cdot 2,579}{\sqrt{0,543^2 + 2,579^2}} = 0,522.$$

де $k_{\tau} = k_{\sigma} = 1,1$ - коефіцієнти концентрації напружень, що виникають у зоні клинової шпонки. [21]

Отже, результати розрахунку свідчать про те, що серійний вал барабана комбайна забезпечує необхідну міцність і не потребує конструктивної заміни при використанні запропонованих бил.

Висновки до розділу 2

У розділі виконано перевірочний розрахунок параметрів молотильно-сепарувального пристрою та аналіз міцності вала барабана після модернізації бичів і підбичників.

Встановлено, що при подачі хлібної маси 8 кг/с подача зерна становить 3,2 кг/с, а соломистої маси - 4,8 кг/с. Ступінь сепарації зерна складає 80 % при 1200 хв^{-1} 74 % при 1050 хв^{-1} . Загальні втрати зерна молотильно-сепарувального пристрою становлять 0,07602 кг/с та 0,07302 кг/с, що відповідає допустимим технологічним вимогам.

У результаті розрахунку вала барабана визначено, що крутний момент становить 1699 Н·м, колове зусилля - 10214 Н, а максимальний згинальний момент - 4377 Н·м. Розрахований діаметр вала складає 0,053 м. Нормальні напруження у небезпечних перерізах дорівнюють $2,049 \cdot 10^8 \text{ Па}$ та $1,623 \cdot 10^8 \text{ Па}$, а коефіцієнти запасу міцності - 0,739 і 0,522 відповідно.

Отримані результати підтверджують працездатність модернізованого молотильного апарата та достатню міцність серійного вала барабана комбайна РСМ-10 без необхідності його заміни.

3. ОПЕРАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ПРОЦЕСУ ОБМОЛОТУ КУКУРУДЗИ

3.1 Визначення параметрів та режимів роботи машини

Для збирання кукурудзи на зерно в господарстві використовується комбайн з приставкою КМС-6. Основними технічними характеристиками комбайна є потужність двигуна 156 кВт, пропускна здатність молотарки 8 кг/с, ширина молотарки 1200 мм, діаметр барабана 800 мм та місткість зернового бункера 6 м³.

Розрахунок режиму роботи комбайна полягає у визначенні раціональної робочої швидкості руху агрегату. Спочатку визначають максимально допустиму швидкість, яка обмежується пропускною здатністю молотильно-сепарувального пристрою. З урахуванням вологості зерна та умов обмолоту допустима пропускна здатність молотарки становить 4,9 кг/с, а максимально допустима швидкість руху - 2,3 км/год.

Перевірка роботи комбайна за потужністю двигуна показала, що необхідна потужність для виконання технологічного процесу складає 129,7 кВт, що є дещо меншим за ефективну потужність двигуна. Тому було визначено максимально можливу швидкість руху агрегату, яка становить 6,6 км/год. При цьому коефіцієнт завантаження двигуна дорівнює 0,83, що свідчить про раціональне використання енергетичних можливостей комбайна.

Робоча швидкість за формулою: [18]

$$v_{н.з.} = \frac{36q_0}{B_p Y(1 + \delta_c)}; \quad (3.1)$$

де, q_0 - допустима пропускна здатність молотарки, кг/с;

B_p - робоча ширина захвату приставки, м;

Y - врожайність зерна, т/га;

δ_c - коефіцієнт солomистості.

Пропускна здатність молотарки визначимо з виразу: [18]

$$q_{\partial} = q_{\text{м}}[1 - 0,03(W - 15)]; \quad (3.2)$$

де, $q_{\text{м}}$ - допустима пропускна здатність, кг/с;

W – фактична польова вологість маси, %.

Можлива пропускна здатність становить: [18]

$$q_{\text{м}} = 0,6q_{\text{зy}}\left(1 + \frac{1}{\delta_c}\right); \quad (3.3)$$

де, $q_{\text{зy}}$ - пропускна здатність в, кг/с.

даний параметр визначимо з виразу: [18]

$$q_{\text{зy}} = \alpha q \left(1 + \beta \frac{Y - 4}{4}\right); \quad (3.4)$$

де, α - коефіцієнт, що враховує придатність культури до обмолоту;

β - коефіцієнт, який враховує тип молотильного апарату.

$$q_{\text{зy}} = 0,75 \cdot 8 \left(1 + 0,3 \frac{10 - 4}{4}\right) = 8,7 \text{ кг/с.}$$

звідки,

$$q_{\text{м}} = 0,6 \cdot 8,7 \left(1 + \frac{1}{0,85}\right) = 11,4 \text{ кг/с.}$$

$$q_{\partial} = 11,4[1 - 0,03(34 - 15)] = 4,9 \text{ кг/с.}$$

Тоді, допустима робоча швидкість руху машини становитиме:

$$v_{n.з.} = \frac{36 \cdot 4,9}{4,2 \cdot 10(1 + 0,85)} = 2,3 \text{ км/год.}$$

Для перевірки можливості роботи комбайна на заданій швидкості в конкретних умовах експлуатації проведемо розрахунок за потужністю двигуна. Необхідна потужність двигуна комбайна визначається за відповідною залежністю: [18]

$$N_p = \frac{[G_m(f + i)]v_{nz}}{3,6\eta_m\eta_\delta\eta_{nn}} + \frac{N_{nut}q_\delta + N_x + N_\delta}{\eta_n}; \quad (3.5)$$

де, G_m - експлуатаційна вага машини, кН.;

f - коефіцієнт опору коченню;

i - схил місцевості;

η_m - механічний К.К.Д. трансмісії;

η_δ - К.К.Д. на пробуксовування;

η_{nn} - К.К.Д. клино-пасової передачі;

N_{nut} - питомі втрати потужності на виконання технологічного процесу;

N_{xx} - втрати потужності при холостому русі та привід вузлів машини;

N_δ - потужність на привід робочих органів, ходово системи. [18]

$$\eta_\delta = 1 - \frac{\delta}{100}; \quad (3.6)$$

де, δ - буксування ведучих коліс зернокомбайна,

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{5}{100} = 0,95.$$

Витрати потужності на привід допоміжних механізмів приймаємо на рівні 4 кВт. Використовуючи довідкові дані та розрахункові коефіцієнти, визначаємо необхідну потужність двигуна комбайна:

$$N_p = \frac{102,5(0,1 + 0,03)2,3}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,97} + \frac{89,2 + 49,5 + 4}{0,95} = 129,7 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потреба в потужності є дещо меншою за ефективну потужність двигуна комбайна, використання агрегату в заданому режимі не забезпечує повного завантаження енергетичних можливостей машини. У зв'язку з цим доцільно визначити максимально допустиму швидкість руху комбайна за наявних умов роботи. [18]

$$v_{pN} = \frac{N_e - (N_x + N_{\delta}) \frac{1}{\eta_g}}{\frac{G_m(f + i)}{3,6\eta_m\eta_{\delta}\eta_n} + \frac{N_{num}B_pY(1 + \delta_c)}{36\eta_n}}; \quad (3.7)$$

$$v_{pN} = \frac{156 - (49,5 + 4) \frac{1}{0,95}}{\frac{102,5(0,1 + 0,03)}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,97} + \frac{89,2 \cdot 4,2 \cdot 10(1 + 0,85)}{36 \cdot 0,95}} = 6,6 \text{ км/год.}$$

Таким чином, для забезпечення оптимального завантаження молотильно-сепарувального пристрою комбайн повинен працювати зі швидкістю 6,6 км/год. Після цього визначимо коефіцієнт завантаження двигуна, який характеризує ступінь використання його потужності під час виконання технологічного процесу.

$$\xi_N = \frac{N_p}{N_e}; \quad (3.8)$$

$$\xi_N = \frac{129,7}{15,66} = 0,83.$$

3.2. Розрахунок продуктивності та витрат палива СГА

Витрата палива на одиницю роботи га, визначається за формулою:[18]

$$g_{ga} = \frac{Ag_e}{10^3 W_{зм}}; \quad (3.9)$$

де, A – сумарна витрата епотужності за зміну, кВт год.

g_e - питома витрата палива двигуном, г/кВт год;

$W_{зм}$ - змінна продуктивність машини, га/зм.

$$A = N_p T_{зм} \tau + N_x T_{зм} (1 - \tau); \quad (3.10)$$

де, $T_{зм}$ – тривалість зміни, год.

τ - коефіцієнт використання часу зміни.

$$\tau = \tau_u \tau_{зм}; \quad (3.11)$$

де, τ_u - коефіцієнт, що враховує затрати циклового часу зміни;

$\tau_{зм}$ - коефіцієнт циклового часу зміни.

$$\tau_u = \frac{1}{\frac{1}{\varphi} + \tau_{TO}}; \quad (3.12)$$

де, φ - коефіцієнт робочих ходів.

τ_{TO} - коефіцієнт ТО.

$$\tau_{TO} = t_{\text{вив}} \frac{Y \cdot B_p v_p}{600 V_{\text{б}} \rho \psi}; \quad (3.13)$$

де, $t_{\text{вив}}$ - час розвантаження бункера, хв.;

$V_{\text{б}}$ - об'єм бункера, м³;

ρ - об'ємна маса зерна, т/м³;

ψ - коефіцієнт заповнення об'єму бункера.

Тоді час вивантаження становитиме:[18]

$$t_{\text{вив}} = \frac{V_{\text{б}} \rho \psi 10^3}{60 \omega}; \quad (3.14)$$

де, ω - пропускна здатність вивантажувального шнека, кг/с.

$$t_{\text{вив}} = \frac{6,0 \cdot 0,55 \cdot 0,98 \cdot 10^3}{60 \cdot 45} \approx 1 \text{ хв.}$$

$$\tau_{TO} = 1 \frac{3 \cdot 4,2 \cdot 6,6}{600 \cdot 6,0 \cdot 0,55 \cdot 0,98} = 0,1.$$

$$\tau_{\text{ц}} = \frac{1}{\frac{1}{0,98} + 0,1} = 0,893.$$

Визначимо коефіцієнт циклового часу зміни за формулою:[18]

$$\tau_{зм} = \frac{T_{зм} - (T_{пз} + T_{обс} + T_{воп})}{T_{зм}}; \quad (3.15)$$

де, $T_{пз}, T_{обс}, T_{воп}$ – відповідно час підготовчо-заклучний, на обслуговування і регулювання машини і на індивідуальні потреби персоналу, год.

$$\tau_{зм} = \frac{7 - (0,5 + 0,51 + 0,33)}{7} = 0,795.$$

звідки,

$$\tau = 0,893 \cdot 0,795 = 0,71.$$

Фактичні питомі витрати палива:

$$g_p = \frac{10^3 G_n}{N_e \xi_N}; \quad (3.16)$$

$$g_p = \frac{10^3 37.3}{156 \cdot 0.961} = 187,8 \text{ г/кВт год.}$$

При холостому ході, відповідно:

$$g_p = \frac{10^3 7,5}{49 \cdot 0.961} = 159,6 \text{ г/кВт год}$$

Змінна продуктивність комбайна знайдемо за формулою:[18]

$$W_{зм} = \frac{36q_e \kappa_c \kappa_w \kappa_z \kappa_n T_{зм} \tau}{Y_m}; \quad (3.17)$$

де, κ_c – коефіцієнт соломистості;

$\kappa_n, \kappa_z, \kappa_w$ – коефіцієнти нахилу стеблестою, забур'яненості, та польової вологості маси;

Y_m – урожайність, т/га.

$$\kappa_c = \frac{[0,6(1 + \delta_c)]}{\delta_c}; \quad (3.18)$$

$$\kappa_c = \frac{[0,6(1 + 0,85)]}{0,85} = 1,3.$$

Інші коефіцієнти вибираємо [18, с. 105]:

$$\kappa_n = 0,63;$$

$$\kappa_z = 0,9;$$

$$\kappa_w = 0,9.$$

звідки,

$$W_{зм} = \frac{36 \cdot 18 \cdot 1,3 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,63 \cdot 7 \cdot 0,71}{10} = 21,4 \text{ га.}$$

Годинна продуктивність становить, 3,05 га.

Визначимо сумарні енергозатрати:

$$A = 198 \cdot 7 \cdot 0,71 + 49 \cdot 7(1 - 0,71) = 3141,5 \text{ кВт год.}$$

Тоді, питомі витрати палива:

$$g_{\text{за}} = \frac{3141,5 \cdot 129,7}{10^3 \cdot 21,4} = 19,04 \text{ кг/га}$$

При умові збирання кукурудзи на зерно з урожайністю 10 т/га встановлено, що зернозбиральний комбайн РСМ-10 забезпечує питомі витрати дизпалива на рівні 19 кг/га. При цьому розрахункова годинна продуктивність агрегату становить близько 3,0 га/год, що свідчить про достатньо ефективне використання його технічних та енергетичних ресурсів у заданих агротехнічних умовах.

3.3 Визначення потреби у транспортних засобах для збирання врожаю

Для забезпечення безперервної роботи зернозбирального комбайна під час збирання кукурудзи на зерно необхідно раціонально організувати транспортне обслуговування процесу. Основним завданням транспортного забезпечення є своєчасне вивезення зерна від комбайна без простоїв збирального агрегату.

Для транспортування зерна передбачено використання автомобілів-самоскидів КамАЗ-45143-012-15 вантажопідйомністю 10 т та місткістю кузова 7,8 м³. Розвантаження кузова здійснюється на три сторони, що забезпечує зручність експлуатації в польових умовах.

На першому етапі розрахунку транспортного забезпечення визначимо тривалість заповнення зернового бункера комбайна, яка залежить від продуктивності збирального агрегату та місткості бункера:[18]

$$t_{\text{зан}} = \frac{600V_{\text{б}}\psi\rho}{\gamma B_p v_p}; \quad (3.19)$$

$$t_{zan} = \frac{600 \cdot 6,0 \cdot 0,98 \cdot 0,55}{10 \cdot 4,2 \cdot 6,6} = 10,8 \text{ хв.}$$

Розрахуємо тривалість рейсу вантажного автомобіля.

$$t_p = T_{пух} + T_{зав} + T_{зв} + T_{роз}; \quad (3.20)$$

де, $T_{пух}$, $T_{зав}$, $T_{зв}$, $T_{роз}$ - час руху, завантаження, зважування та розвантаження.

$$T_{пух} = \frac{62,5 \cdot l}{\beta \cdot v}; \quad (3.21)$$

де, l – відстань перевезення, км;

β - коефіцієнт пробігу.

$$T_{пух} = \frac{62,5 \cdot 10}{0,5 \cdot 30} = 41,6 \text{ хв.}$$

Визначимо кількість вивантажень зернового бункера комбайна, необхідних для повного завантаження кузова:[18]

$$n_{\sigma} = \frac{q_n}{Q_{\phi}}; \quad (3.22)$$

де, Q_{ϕ} – фактична маса бункерного зерна, т.

$$n_{\sigma} = \frac{10}{3,99} = 2,5.$$

Для повного завантаження автомобіля необхідно два повних вивантаження бункера та ще половина бункера, тому для повнішого використання вантажопідйомності доцільно наростити борти кузова.

$$h = \frac{q_n - \rho V_\kappa}{\rho F_n}; \quad (3.23)$$

де, V_κ - об'єм кузова автомобіля, м³;

F_n – площа днища кузова, м².

$$h = \frac{10 - 0,55 \cdot 7,8}{0,55 \cdot 12,2} = 0,85 \text{ м.}$$

Таким чином, висоту бортів автомобіля необхідно збільшити на 85 см. Час завантаження автомобіля залежить від тривалості вивантаження зерна з бункера комбайна. Оскільки вивантаження одного бункера триває 1 хв, то для 2,5 бункерів цей час становить 2,5 хв. З урахуванням 5 хв, необхідних для переїзду автомобіля до місця розвантаження, загальна тривалість завантаження складає 7,5 хв. Після цього визначають тривалість транспортного рейсу.

$$t_p = 41,6 + 7,5 + 4,5 + 2 = 55,6 \text{ хв.}$$

Результати розрахунків свідчать, що тривалість транспортного рейсу автомобіля значно перевищує час заповнення бункера комбайна, тому для забезпечення безперервної роботи збирального агрегату одного транспортного засобу недостатньо. Необхідна кількість автомобілів для транспортування зерна визначається за відповідною залежністю:[18]

$$N_a = \frac{t_p}{(T_{зав} + T_{роз})n_{\phi}}; \quad (3.24)$$

$$N_a = \frac{55,6}{(7,5 + 6,5)2,5} = 1,69, \text{ необхідно 2 од. транспортних засобів.}$$

Для оцінки ефективності роботи транспортних засобів визначимо їх техніко-економічні показники. Зокрема, продуктивність вантажних автомобілів розраховується за такою залежністю:[18]

$$W_{ткм} = \frac{q_n \cdot \beta \cdot \gamma \cdot V_T \cdot t_n \cdot l}{l + V_T \cdot \beta \cdot t_{вр}}; \quad (3.25)$$

- де, q_n – паспортна вантажопідйомність автомобіля, т;
- β – коефіцієнт пробігу;
- γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності;
- V_T – середня швидкість перевезень, км/год;
- t_n – час в роботі, год;
- l – відстань перевезень, км;
- $t_{вр}$ – час простою під час завантаження та розвантаження, зважування, год.

$$W_{ткм} = \frac{10 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 30 \cdot 7 \cdot 10}{10 + 30 \cdot 0,5 \cdot 0,23} = 780,7 \text{ т} \cdot \text{км.}$$

Загальний обсяг транспортних робіт становить 10000 т·км. Для оцінки ефективності транспортного забезпечення визначимо кількість рейсів автомобілів та розрахуємо витрати палива на перевезення зерна. [18]

$$n_p = \frac{Q_m}{q_{\phi}}; \quad (3.26)$$

де, Q_m - маса зерна, т.

$$n_p = \frac{1000}{10} = 100.$$

Встановимо сумарний пробіг. [18]

$$L \frac{n_p l}{\beta}; \quad (3.27)$$

$$L \frac{100 \cdot 10}{0.5} = 2000 \text{ км.}$$

Витрата пального на лінійний пробіг:

$$g_n = \frac{27 \cdot 2000}{100} = 540 \text{ л.}$$

перевезення зерна:

$$g_{\epsilon} = \frac{1,3 \cdot 10000}{100} = 130 \text{ л.}$$

на підйом платформи кузова:

$$g_3 = 0,25 \cdot 100 = 25 \text{ л.}$$

Загальні сумарні витрати пального становлять: $540 + 130 + 25 = 695 \text{ л (591 кг)}$.

Питомі витрати пального склали 0,59 кг/т, і 0,0059 кг/т·км.

3.4 Розрахунок кінематики руху збирального агрегату

Кінематичний розрахунок передбачає визначення основних параметрів робочої ділянки та режимів руху збирального агрегату. Розрахунок доцільно розпочати з визначення ширини поворотної смуги комбайна, яка залежить від способу виконання поворотів, радіуса повороту машини та довжини прямолінійного виїзду. Для петльових грушоподібних поворотів ширину поворотної смуги визначають за такою залежністю:[18]

$$E = 0,5B_p + 2,7R + e; \quad (3.28)$$

де, R – радіус повороту машини, м;

e – відстань лінійного виїзду, м.

Оскільки жнивarka розташована попереду комбайна, потреба у прямолінійному виїзді під час виконання повороту практично відсутня, тому:

$$E = 0,5 \cdot 7,7 + 2,7 \cdot 8,2 = 26 \text{ м.}$$

Однією з основних вимог до ширини поворотної смуги є її кратність робочій ширині захвату комбайна, оскільки збирання поворотних смуг виконується на початку розбивки поля на загінки, тим самим збиральним агрегатом.

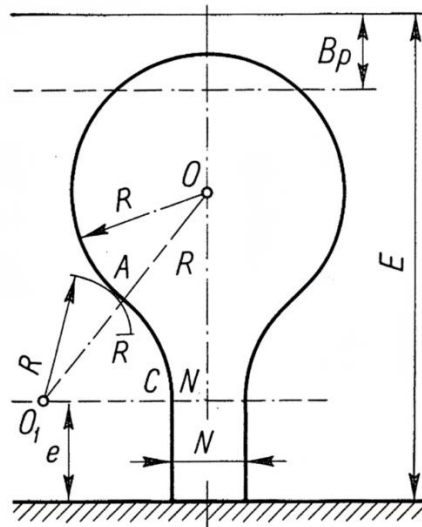


Рис. 3.1. Розрахункова схема визначення кінематики поворотної смуги

Підвищення ефективності використання комбайна та забезпечення повнішого використання робочої ширини жатки ширину поворотної смуги приймаємо кратною ширині захвату приставки КМС-6. $\frac{26}{4,2} = 6,2$, приймемо 7 прокосів. Ширина поворотної смуги буде становити 29,4 м (рис. 3.2).

Розрахуємо довжину гонів: [18]

$$L_p = L - 2E; \quad (3.29)$$

$$L_p = 1790 - 2 \cdot 29,4 = 1728,6 \text{ м.}$$

Розрахуємо відстань, яку повинен пройти комбайн для наповнення свого бункера.[18]

$$L_{зан} = \frac{V_6 \rho \psi 10^4}{B_p Y}; \quad (3.30)$$

$$L_{зан} = \frac{6,0 \cdot 0,55 \cdot 0,98 \cdot 10^4}{4,2 \cdot 10} = 738,6 \text{ м.}$$

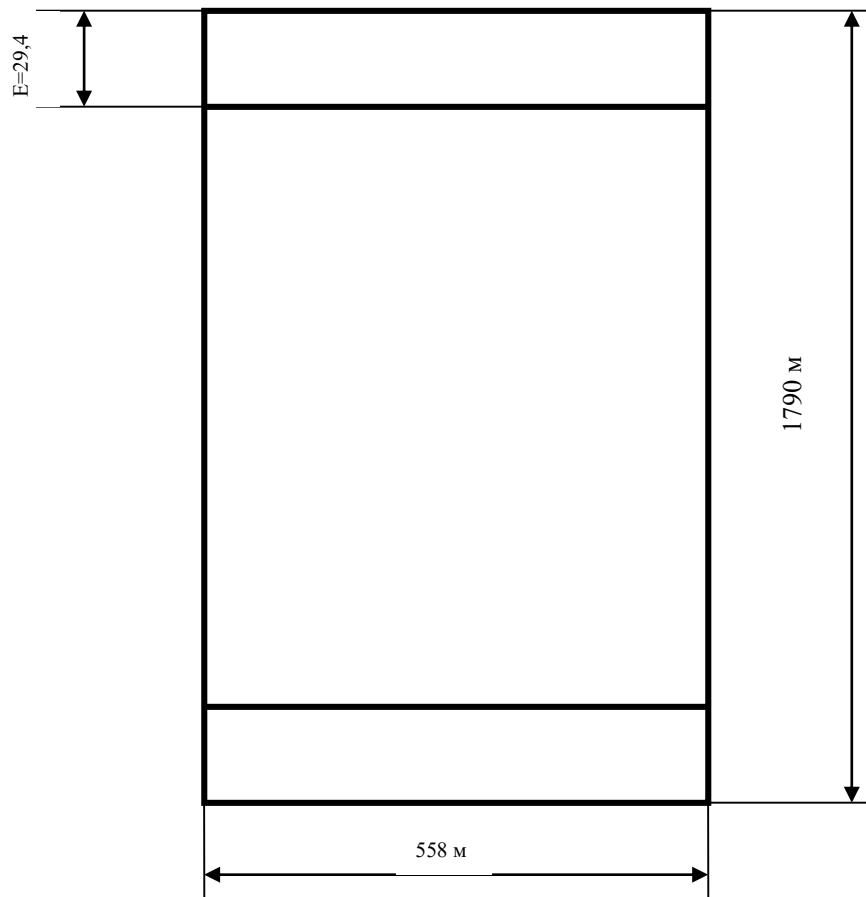


Рис. 3.2 Схема загінки для роботи комбайнів

Отримані результати свідчать, що заповнення бункера комбайна відбуватиметься приблизно в середині кожного проходу, що забезпечує зручність організації транспортного обслуговування. Далі визначимо загальну довжину робочих ходів комбайна:[18]

$$S_p = \frac{CL_{заг}}{B_p}; \quad (3.31)$$

де, C – ширина загінки.

Якщо на полі працює один комбайн, поділ поля на загінки є недоцільним.

$$S_p = \frac{558 \cdot 1728,4}{4,2} = 125252,9 \text{ м.}$$

Сумарна відстань холостих переїздів та розворотів розрахуємо наступним чином:[18]

$$S_x = \frac{2C}{B_p}(3R + e); \quad (3.32)$$

$$S_x = \frac{2 \cdot 558}{4,2}(3 \cdot 8,2) = 3565,4 \text{ м.}$$

Оцінювання вибраного способу руху та виконання поворотів здійснюється за значенням коефіцієнта робочих ходів, який характеризує частку корисного (технологічного) руху комбайна в загальному обсязі його переміщень.[18]

$$\varphi = \frac{S_p}{S_p + S_x}; \quad (3.33)$$

$$\varphi = \frac{125252,9}{125252,9 + 3565,4} = 0,972.$$

Як видно, 97,2 % загального шляху комбайна припадає на виконання безпосередньо технологічних операцій збирання кукурудзи, що підтверджує раціональність обраної схеми руху агрегату по полю та високу ефективність використання його робочого часу.

Висновки до розділу 3

У розділі виконано обґрунтування параметрів та режимів роботи зернозбирального комбайна з приставкою КМС-6 в умовах збирання кукурудзи на зерно. Встановлено раціональну робочу швидкість руху агрегату, яка обмежується

пропускною здатністю молотильно-сепарувального пристрою та енергетичними можливостями двигуна.

Проведені розрахунки показали, що допустима пропускна здатність молотарки становить 4,9 кг/с, а максимальна робоча швидкість агрегату — 6,6 км/год при коефіцієнті завантаження двигуна 0,83, що свідчить про ефективне використання його енергетичного потенціалу.

Визначено експлуатаційні показники роботи комбайна, зокрема змінну продуктивність на рівні 3,05 га/год та питомі витрати палива близько 19 кг/га, що відповідає нормативним значенням для аналогічних машин у заданих умовах збирання.

Обґрунтовано потребу у двох транспортних засобах КамАЗ-45143 для забезпечення безперервного технологічного процесу, визначено їх робочі параметри та витрати палива на транспортування зерна.

Також виконано кінематичний розрахунок роботи збирального агрегату, встановлено раціональну ширину поворотної смуги та довжину гонів. Розраховано коефіцієнт робочих ходів, який становить 0,972, що свідчить про високу частку продуктивного часу руху комбайна та ефективність вибраної схеми організації роботи в полі.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання роботи проведено комплексний аналіз конструкцій, розрахунок параметрів та обґрунтування режимів роботи зернозбирального комбайна з приставкою КМС-6 для збирання кукурудзи на зерно.

Встановлено, що ефективність роботи молотильно-сепарувальних систем значною мірою визначається їх конструктивним виконанням. Найбільш продуктивними є комбіновані та роторні системи, які забезпечують підвищену пропускну здатність, зменшення втрат зерна та стабільну роботу в складних агротехнічних умовах.

2. У ході розрахунків перевірено працездатність модернізованого молотильного апарата та підтверджено достатню міцність вала барабана серійного комбайна РСМ-10 без необхідності його заміни. Отримані навантажувальні та міцнісні параметри знаходяться в межах допустимих значень, що підтверджує надійність конструкції.

3. Обґрунтовано раціональні режими роботи комбайна, зокрема визначено оптимальну робочу швидкість 6,6 км/год, змінну продуктивність 3,05 га/год та питомі витрати палива близько 19 кг/га. Це свідчить про ефективне використання енергетичних ресурсів машини в заданих умовах збирання.

4. Встановлено, що для забезпечення безперервного технологічного процесу необхідно використання двох транспортних засобів КамАЗ-45143, що дозволяє узгодити роботу комбайна та транспорту без простоїв.

Кінематичний аналіз роботи збирального агрегату показав високу ефективність організації польових робіт. Значення коефіцієнта робочих ходів 0,972 підтверджує раціональність прийнятої схеми руху та високу частку продуктивного часу в загальному балансі переміщень агрегату.

5. Загалом результати роботи підтверджують технічну доцільність використання та модернізації зернозбиральних комбайнів для підвищення ефективності збирання кукурудзи на зерно, зменшення втрат і забезпечення стабільної роботи в реальних виробничих умовах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. [CLAAS Official Website](#)
2. [John Deere Official Website](#)
3. [New Holland Agriculture Official Website](#)
4. Hunt D. Farm Power and Machinery Management. 12th ed. Long Grove : Waveland Press, 2019. 368 p.
5. Kepner R. A., Bainer R., Barger E. L. Principles of Farm Machinery. 4th ed. Westport : AVI Publishing Company, 2018. 527 p.
6. Srivastava A. K., Goering C. E., Rohrbach R. P. Engineering Principles of Agricultural Machines. 3rd ed. Michigan : ASABE, 2017. 601 p.
7. Бендера І. М., Ружило З. В. Сільськогосподарські машини : підручник. Київ : Аграрна освіта, 2018. 560 с.
8. Бойко А. І., Дубровін В. О., Барановський В. М. Машини для виробництва продукції рослинництва. Київ : Вища освіта, 2017. 624 с.
9. Булгаков В. М., Адамчук В. В., Калетнік Г. М. Сільськогосподарські машини. Машини для збирання зернових культур : навч. посіб. Вінниця : Нова Книга, 2019. 344 с.
10. Гаврилюк В. П. Зернозбиральні комбайни: конструкція, теорія, розрахунок : навч. посіб. Київ : НУБіП України, 2020. 412 с.
11. Дідух В. Ф., Мазур В. А. Механізація технологічних процесів у рослинництві : підручник. Львів : Новий Світ-2000, 2018. 496 с.
12. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Харків : Око, 2017. Т. 3. Машини для збирання зернових культур. 444 с.
13. Кравчук В. І., Лінник М. К. Зернозбиральні комбайни : монографія. Київ : Аграрна наука, 2021. 386 с.
14. Ловейкін В. С., Ружило З. В. Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин : навч. посіб. Київ : ЦП «Компринт», 2020. 418 с.

15. Машини для збирання та післязбиральної обробки зернових культур / за ред. В. І. Кравчука. Київ : Дослідницьке, 2019. 296 с.
16. Погорілий Л. В., Брей В. В. Сучасні зернозбиральні комбайни : монографія. Київ : Аграрна наука, 2018. 248 с.
17. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропивний В. М. Сільськогосподарські машини. Теоретичні основи, конструкція, проектування : навч. посіб. Кіровоград : Код, 2015. 548 с.
18. Черкун В. Є. Експлуатація машинно-тракторного парку : навч. посіб. Дніпро : Акцент ПП, 2021. 312 с.
19. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Харків : Око, 2017. Т. 4. Машини для збирання зернових культур. 444 с.
20. ДСТУ 7809 — для вибору марки сталі;
21. ДСТУ EN ISO 6892-1 — для механічних характеристик;

ДОДАТКИ