

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“_____” _____ 2024р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (дипломний проект)
магістр
(назва освітнього ступеня)

тема роботи **«Обґрунтування параметрів прискорювача різаної
маси вивантажувального каналу кормозбирального комбайна»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Забігайло Д.І.
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Шевчук В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2024 рік

ЗМІСТ

ЗМІСТ	4
РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	7
Розділ 1 СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ В ТЕОРІЇ ТА КОНСТРУЮВАННІ ПРИСКОРЮВАЧІВ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ,	8
1.1 Агротехнічні і технологічні вимоги при заготівлі кукурудзи на силос кормозбиральними комбайнами	8
1.2 Аналіз конструкцій транспортуючих каналів кормозбиральних комбайнів, їх основні параметри	9
1.3 Прискорювачі кормозбиральних комбайнів, їх особливості та основні параметри	12
1.4 Висновки по розділу 1	19
Розділ 2 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА ПРОЦЕСУ ПРИСКОРЕННЯ РІЗАНОЇ МАСИ У ВИВАНТАЖУВАЛЬНОМУ КАНАЛІ КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....	20
2.1 Процес, що виконується прискорювачем у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна	20
2.2 Методики лабораторних досліджень прискорювача різаної стеблової маси	31
2.3 Методики проведення експериментальних досліджень прискорювача різаної маси.....	35
2.4 Вплив технологічних факторів на роботу прискорювача різаної маси	44
Висновки по розділу 2	48

Розділ 3	ОХОРОНА ПРАЦІ	49
3.1	Особливості охорони праці для працівників в сільськогосподарському підприємстві	49
3.2	Заходи безпеки при роботі на кормозбиральних комбайнах	50
3.3	Висновки по розділу 3	50
Розділ 4	РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	51
4.1	Методика інженерного розрахунку параметрів прискорювача ..	51
4.2	Економічна ефективність застосування прискорювача різаної маси у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ		57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		58

РЕФЕРАТ

Забігайло Д.І. Обґрунтування параметрів прискорювача різаної маси вивантажувального каналу кормозбирального комбайна (Дипломний проект, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 62 сторінках, у т.ч. 4 розділів, 27 рисунки, 6 таблиць, 36 джерела літератури).

У дипломному проекті вирішується обґрунтування параметрів прискорювача різаної маси і режимів його роботи у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайну є актуальною науково-технічною задачею. В даний час недостатньо досліджено параметри і режими роботи прискорювача різаної маси вивантажувального каналу кормозбирального комбайна, що стримує подальше підвищення ефективності роботи в цілому кормозбирального комбайна.

Мета роботи – підвищення ефективності прискорювача різаної маси, встановленого у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна, шляхом обґрунтування його параметрів та режимів роботи.

Об'єкт досліджень – прискорювач різаної маси кормозбирального комбайна.

Предмет досліджень – взаємозв'язок ефективності роботи прискорювача різаної маси із кількістю лопаток, їх коловою швидкістю, кутом нахилу лопаток до радіального напрямку, зазором між лопаткою та стінкою каналу.

Ключові слова: ПРИСКОРЮВАЧ РІЗАНОЇ МАСИ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПИТОМІ ЕНЕРГОВИТРАТИ, ПРИСКОРЕННЯ, РІЗАНА СТЕБЛОВА МАСА.

ВСТУП

Україна є аграрною країною та посідає чільні місця у світових рейтингах по виробництву окремих видів продукції рослинництва. Якість продукції тваринництва залежить від виробництва повноцінних стеблових кормів. У раціоні молочної корови споживання стеблових кормів має бути не менше 50%. До раціону ВРХ належать зелені корми і продукти їхнього консервування – силос, сінаж, сіно і інші. Завдяки високоякісним стебловим кормам у рік можна надоювати 7000-8000 кг молока від високопродуктивних корів. Для зниження собівартості тваринницької продукції вирощування та заготівля дешевих якісних стеблових кормів є вирішальним чинником.

Кукурудзяний силос складає більше 40% раціону ВРХ і заготовлюється кормозбиральними комбайнами. Основними функціями кормозбирального комбайну є скошування-підбирання маси, подрібнення та вантаження її у транспортні засоби. Скошування-підбирання проводиться з використанням спеціалізованих змінних адаптерів. Сучасні кормозбиральні комбайни оснащують різними вузлами які суттєво покращують роботу машини та в кінцевому результаті забезпечують виконання сучасного технологічного процесу заготівлі кормів. Одним з таких вузлів є – прискорювач різаної маси, його головна функція надання прискорення та компактності потоку різаної маси, після проходження нею доподрібнювальних вальців.

Проведені останні дослідження вивантажувальних каналів у кормозбиральних комбайнах не висвітлюють в повній мірі конструкційні параметри та якісні показники прискорювача різаної маси. Виникає потреба у обґрунтуванні цих параметрів.

РОЗДІЛ 1

СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ В ТЕОРІЇ ТА КОНСТРУЮВАННІ ПРИСКОРЮВАЧІВ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

1.1 Агротехнічні і технологічні вимоги при заготівлі кукурудзи на силоскормозбиральними комбайнами

Кормозбиральні комбайни - спеціалізовані машини, що виконують ряд технологічних операцій, таких як скошування (підбір) зеленої маси, її подрібнення, вантаження подрібненої маси в транспортний засіб. Кормозбиральні комбайни використовуються практично при заготівлі всіх видів кормів. Розрізняють такі основні види кормів: зелений корм; рослинна сировина для заготівлі борошна і гранул; сінаж; силос; сіно в подрібненому вигляді [1]. Заготівля зеленого корму найчастіше здійснюється кормозбиральними комбайнами невеликої (середньої) потужності.

Використання комплексу машин залежить від технології заготівлі кормів, виконання технологічних операцій повинне супроводжуватись відповідальним ставленням до регулювання машин для оптимальної їх роботи. Заготівля кормів проводиться по такій схемі (рис. 1.1).

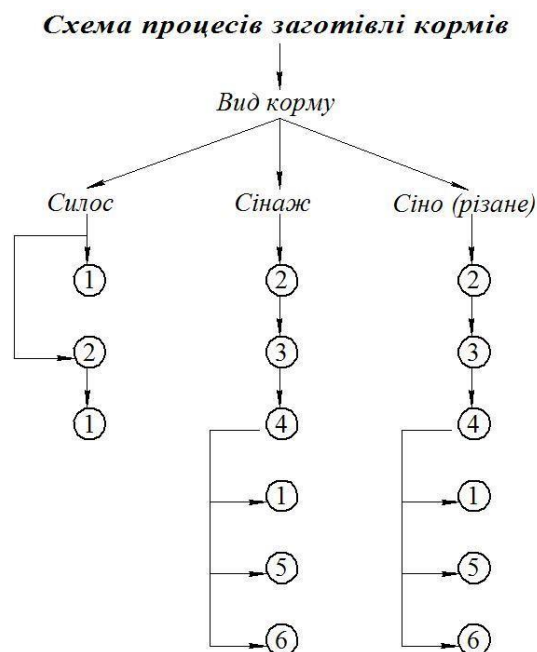


Рис. 1.1. Схема процесів заготівлі кормів. 1-кормозбиральний комбайн, 2-косарка, 3-ворушилка, 4-граблі, 5-візок-підбирач, 6-прес-підбирач;

Для виконання вище наведених вимог необхідний сучасний кормозбиральний комбайн, функції якого стосовно подрібнення та вантаження можуть забезпечити виконання технологічного процесу. Типова схема сучасного самохідного кормозбирального комбайна приведена на (рис. 1.2).

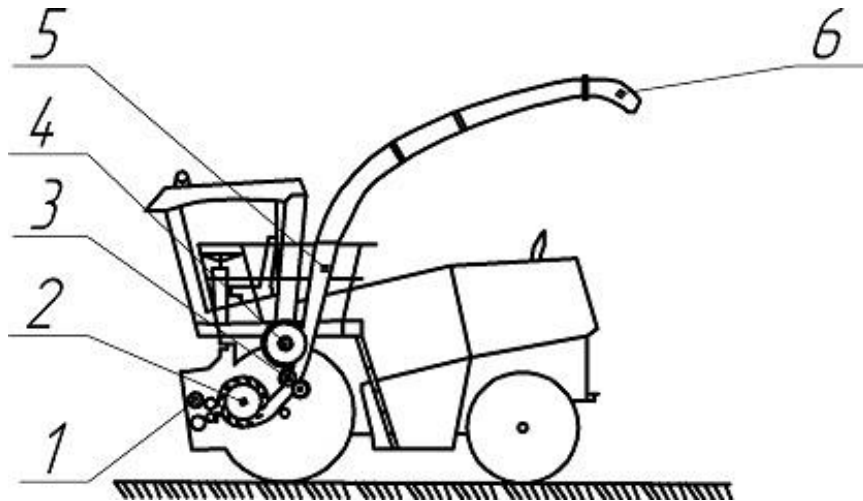


Рис. 1.2. Схема вивантажувального каналу самохідного кормозбирального комбайна: 1- живильні вальці; 2- різальний барабан; 3- доподрібнюючі вальці; 4- прискорювач різаної маси; 5- вивантажувальний канал; 6- козирьок;

Подрібнювальний барабан швидко знімається. Комбайн обладнаний автоматом для водіння машини по рядках кукурудзи. В кабіні встановлений багатофункціональний важіль керування: регулювання швидкості руху комбайна, напрямку руху комбайна вперед — назад; піднімання — опускання приставки; вмикання режимів системи копіювання поверхні поля; вмикання і вимикання робочих органів приставки і живильника; реверсування робочих органів приставки і живильника; керування положенням силосопроводу та його козирком. Схема вивантажувального каналу сучасного кормозбирального комбайна наведена на (рис. 1.3).

Виконання вказаних операцій здійснюється активними робочими органами, деякі з яких, залежно від вибраної конструкції, можуть поєднувати

операції (наприклад, подрібнення і вивантаження подрібненої рослинної маси здійснює різально-кидальний апарат).

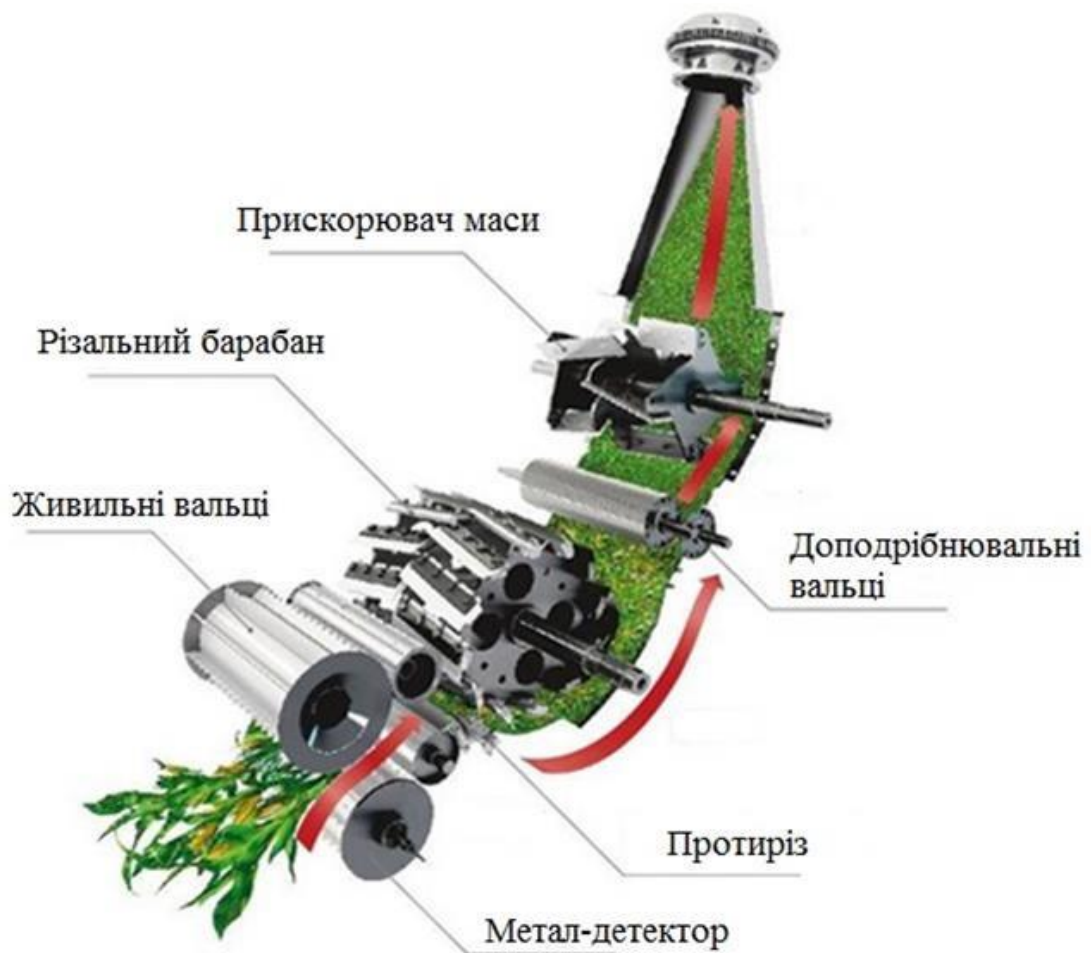


Рис. 1.3. Схема взаємодії робочих органів сучасного кормозбирального комбайна із різаною масою [4]

Проте в останні 10-20 років спостерігається стійка тенденція використання у багатьох комбайнах системи спільної роботи подрібнювальних апаратів з додатковими транспортуючими органами. В цьому випадку за подрібнювальним апаратом встановлюється кидалка або прискорювач різаної маси [5].

Така технологічна схема стала найбільш поширеною. Найбільш часто зустрічається схема з прискорювачем різаної маси. В цьому випадку можливо

використати раціональну конструкцію подрібнюючого апарату і понизити енергоємність технологічного процесу [6].

1.2 Аналіз конструкцій транспортуючих каналів кормозбиральних комбайнів, їх основні параметри

Відомо що до 70% у кормовій базі ВРХ складають соковиті та грубі (стеблові) корма, а основна їх частина (сінаж, силос, зелений корм) заготовлюються з використанням кормозбиральних комбайнів [10].

Основними функціями кормозбирального комбайну є скошування-підбирання маси, подрібнення та вантаження її у транспортні засоби [11]. Для скошування-підбирання використовується спеціалізовані адаптери [12].

Живильно-подрібнюючі апарати кормозбиральних комбайнів можна поділяти по кількості живильних вальців, конструкції барабана, наявності доподрібнювальних пристроїв та прискорюючого пристрою для викидання(прискорювач різаної маси, кидалка).

Число живильних вальців залежить від місця розташування вивантажувальної горловини жатки (підбирача) комбайна та приймальної горловини барабана. Воно коливається в межах від 8 у Є-281 "Марал-125" до 4 у "Ягуара" восьмисотої серії. Вальці, подаючи масу в подрібнюючий барабан з різною заданою швидкістю дозволяють регулювати задану довжину різки. Нижні вальці встановлені нерухомо, верхні вальці встановлюються підпружинено з можливістю переміщення, що дає можливість пропускати потік маси різної товщини.

Подрібнюючі робочі органи (дискові або барабанні) пройшли в своєму розвитку шлях, який привів до спрощення конструкції. Перші барабани мали гвинтоподібні ножі Г-образної форми (аналог КСС-2,6А). Такий ніж забезпечує постійність кутів різання, однак складні у виготовленні. Вони були замінені на плоскі, встановлені під кутом до протирізальної пластини. На сьогодні, в зв'язку із збільшенням довжини, барабани виконуються секційними (2-4 секції), що дозволяє забезпечити прийнятні кути установки ножів, швидко змінювати пошкоджені ножі, просто їх виготовляти.

Використовуючи барабан лише для різання стеблової маси, а для її вивантаження прискорювач різаної маси (схема А, рис. 1.Рис4) можливо було використати решітчасті до подрібнювачі (рекатери). Однак із-за складності приводу робочих органів, зниження продуктивності такі схеми комбайнів на сьогодні мало вживані. Більш поширені завдяки своїй простоті схеми комбайнів з різально-кидаючими барабанами. До подрібнення зерна та розщеплення стебел, в цьому випадку, розв'язується за рахунок використання непрохідного рекатера (схема Б, рис. 1.4), що являє собою ребристу поверхню встановлену замість частини піддона барабана. Однак і в цьому випадку використання рекатера зменшує на 20 – 30 % продуктивність комбайна.

Гарантоване доподрібнення зерна та розщеплення стеблової маси забезпечує використання доподрібнювальних вальців (Схема В-Г, рис. 1.4), що працюють із зазором 1-6мм (комбайни фірм, Клас, Кроне, Фенд, Нью Холланд, Джон-Дір, Менгеле). При заготівлі корму без необхідності доподрібнення вальці з кормовивідного каналу демонтуються (виводяться). Використання вальців, які стримують повітряний потік, викликає необхідність встановлення прискорювачів, які забезпечують стійкий процес вивантаження маси. Принципово відрізняються дві конструкції доподрібнювальних вальців: варіант який працює в схемі комбайна з прискорювачем і без прискорювача.

В першому варіанті використовуються рифлені циліндричні вальці встановлені на відстані 500-800 мм позадрібнюючого барабана. Діаметр вальців - 200-300 мм, обертаються вони із швидкостями, які різняться на 20-40%. При роботі вальці налаштовуються на зазор в 2-4 мм, через який проходить вся маса, тому вони практично перепиняють рух повітря по каналу і виникає потреба у обов'язковому використанні прискорювача різаної маси.

В другому варіанті вальці виконують наборними із рифлених конічних дисків, тому, якщо центральний зазор в них також перекривається, але на периферії існують канали для проходження повітря. Це дає змогу працювати без додаткового прискорювача, однак швидкість потоку втрачається.

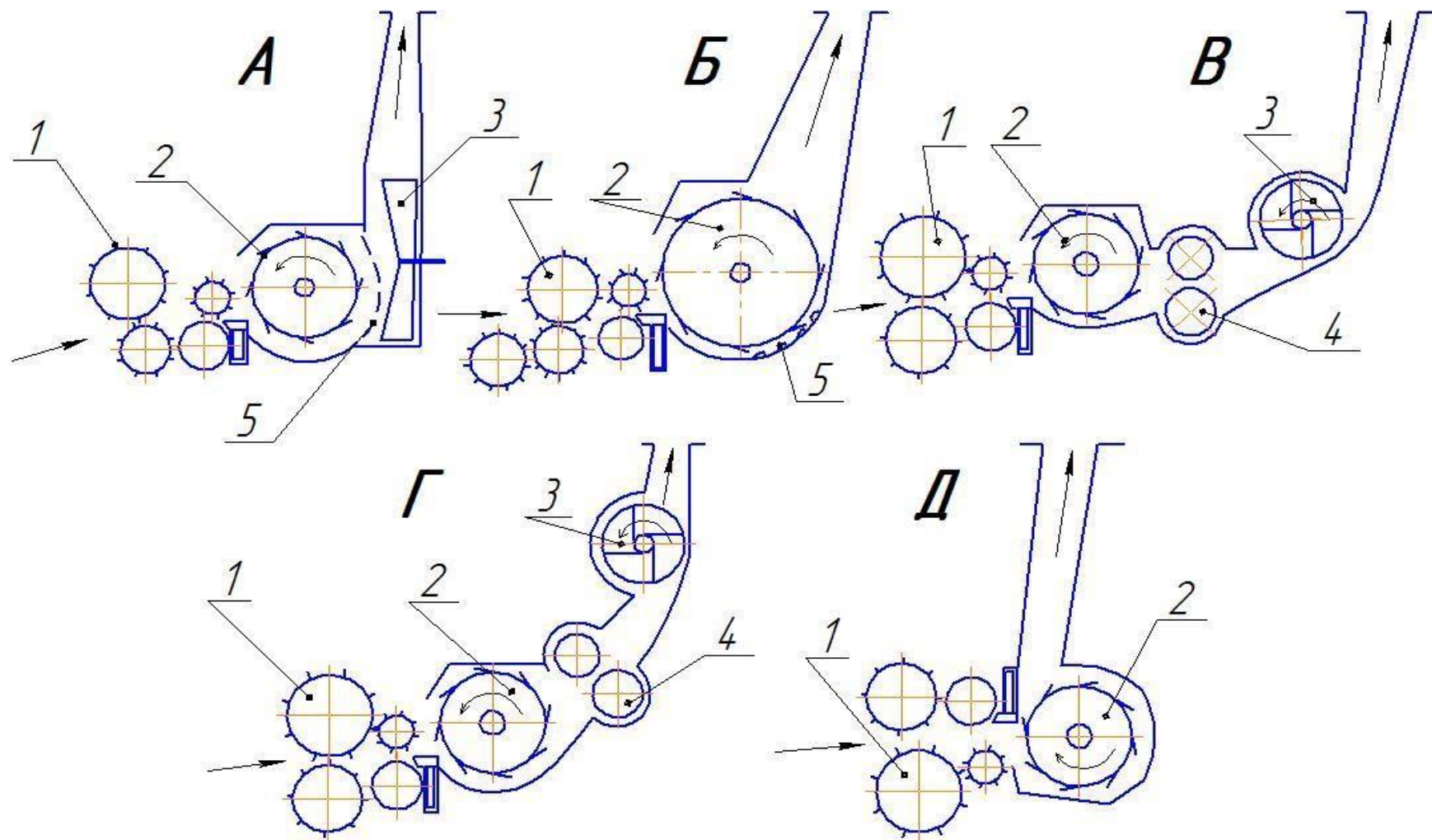


Рис. 1.4. Основні типи подрібнювально-вивантажувальних робочих органів кормозбиральних комбайнів: А – різальний апарат з решітчастим рекатером; Б – різальний апарат з тертковим доподрібнювачем; В – різальний апарат з доподрібнюючими вальцями та прискорювачем; Г – різальний апарат з доподрібнюючими вальцями та прискорювачем; Д – різальний апарат з обертами за годинниковою стрілкою подрібнюючого барабана. 1 - вальці; 2 - барабан подрібнювальний; 3 – прискорювач різаної маси; 4 - вальці доподрібнювальні; 5 - рекатер доподрібнювальний.

Окрім раціональної схеми комбайна, потужності двигуна не менш важливими чинниками, що забезпечують високі показники роботи комбайна є наявність на ньому метало та каменедетектора, заточувального пристрою та механізму регулювання зазору в різальній парі.

1.3 Прискорювачі кормозбиральних комбайнів, їх особливості та основні параметри

Нажаль на даний момент в Україні великий відсоток кормозбиральної техніки займають машини які морально застаріли, масово не виробляються і лише частково виконують вимоги щодо подрібнення стеблової маси. На ринку сільськогосподарської техніки в Україні відсутні самохідні кормозбиральні вітчизняні комбайни, що дозволяють заготовляти якісні корми. Цю нішу займають кормозбиральні комбайни іноземних фірм-виробників, що суттєво впливає на ціну кормозбиральних машин.

Комбайни вирізняються значною встановленою потужністю, наявністю у вивантажувальному каналі доподрібнювальних вальців та прискорювача різаної маси.

Для отримання якісного корму при заготівлі кукурудзи на силос слід застосовувати високопродуктивну кормозбиральну техніку [20]. Машини, які були виготовлені в сімдесяті-вісімдесяті роки ХХ століття і на сьогодні використовуються у деяких господарствах України (рис. 1.5, а) не в змозі забезпечити якісну різку та доподрібнення зерна кукурудзи для заготівлі високоякісного силосу, забезпечити темп завантаження сховища.

На заготівлі силосу використання прискорювача різаної маси є важливим і необхідним елементом конструкції вивантажувального каналу. Прискорювач встановлюють у вивантажувальному каналі одразу за доподрібнювальними вальцями. Така конструкція вивантажувального каналу та розміщення його елементів є найбільш ефективним [4] (рис. 1.5, б).

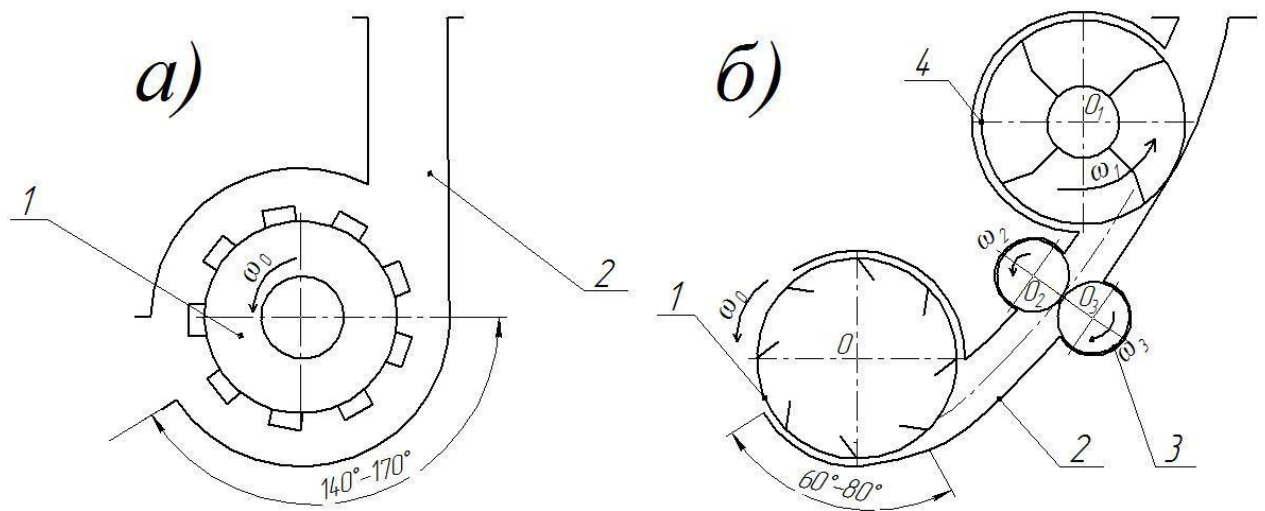


Рис. 1.5. Схеми розташування робочих органів у вивантажувальному каналі кормозбиральних комбайнів. а) Схема вивантажувального каналу кормозбирального комбайна КСК-100; б) Схема вивантажувального каналу кормозбирального комбайна “Jaguar-980”. 1-різальний барабан, 2- транспортувальний канал, 3- доподрібнювальні вальці, 4- прискорювач різаної маси.

На заготівлі сінажу, коли вальцевий доподрібнювальний апарат виводиться з каналу, створюється суттєва відстань між барабаном і прискорювачем (рис. 1.6).

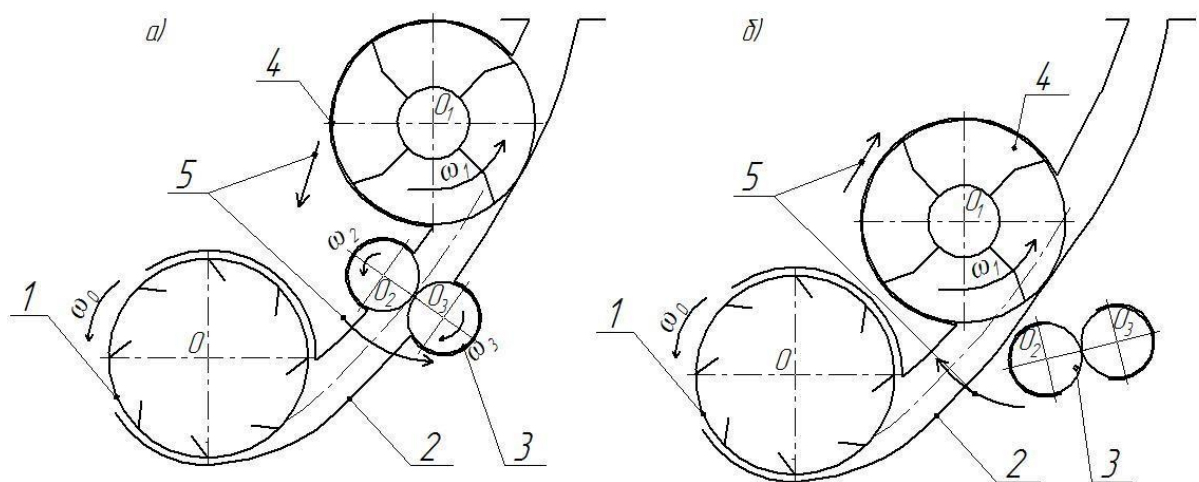


Рис. 1.6. Схема поворотного переміщення робочих органів у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна: а - доподрібнювальні вальці знаходяться в каналі; б - вальці виведені з каналу; 1-різальний барабан; 2- вивантажувальний канал; 3- доподрібнювальні вальці; 4- прискорювач різаної маси; 5- напрямок переміщення вузлів при виведенні – встановленні доподрібнювальних вальців в вивантажувальному каналі.

Використання раціональних параметрів в прогресивних конструкційних рішеннях прискорювача різаної маси дає можливість використовувати робочі органи кормозбирального комбайна з максимальною віддачею. У прискорювача різаної маси з V – подібним розташуванням та зміщенням лопаток в рядах присутня безперервна подача маси у кузов вантажного автомобіля незалежно від культури та умов збирання.

Відомі конструкції у яких після виведення вальців відстань зменшується на 60% за рахунок переміщення ротора прискорювача до різального барабана. Завдяки виконанню поворотного механізму переміщення доподрібнювача та прискорювача, останній наближається до різального барабана і при цьому зберігається швидкість проходження різаної маси і зменшується вірогідність порушення технологічного процесу [4].

Зниження енергомісткості прискорювачів різаної маси, відбувається шляхом визначення раціональних параметрів його робочих органів та їх удосконалення.

Прискорювачі в кормозбиральних комбайнах це роторні, найчастіше чотири-лопатеві кидалки діаметром 500-700 мм. У високопотужних комбайнах ротори виконано дво- або трьохсекційними. Частота їх обертання співрозмірна із частотою обертання різальних барабанів, для забезпечення рівності швидкостей часток кормів.



4x2 секційний

а)



4x2 секційний

б)



6x2 секційний

в)



4x2 секційний

г)



6x3 секційний

д)



4x3 секційний

е)

Рис. 1.7. Сучасні прискорювачі різних фірм виробників: а) Claas Jaguar, б) Fendt Katana, в) John Deere 8000 серія, г) Krone BiG_X, д) New Holland FR, е) Гомсельмаш FS8060

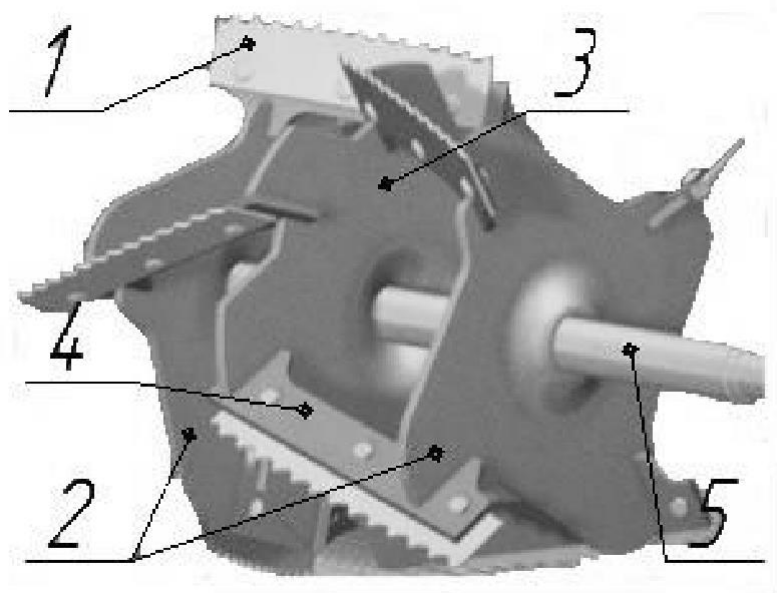


Рис. 1.8. Загальний вигляд прискорювача різаної маси: 1-лопатка, 2-диск боковий, 3-диск центральний, 4-тримач лопатки, 5-вал прискорювача

На сучасному етапі розвитку кормозбиральних комбайнів використовують прямоточну схему вивантажування кормів (рис. 1.4 Г). Маса без перешкод, потужним потоком проходить мінімальний шлях від різального барабана до дефлектора. Така схема не лише сприяє високій пропускній спроможності але і надійності технологічного процесу. Основні фірми-виробники кормозбиральних комбайнів виготовляють прискорювач різаної маси двосекційним по чотири лопатки на секції з V – подібним розташуванням лопаток(рис. 1.8).

В Таблиця 1.1 представлені основні параметри прискорювачів кормозбиральних комбайнів провідних фірм виробників.

Таблиця 1.1. Основні параметри прискорювачів кормозбиральних комбайнів основних фірм виробників

Параметри	Фірми виробники кормозбиральних комбайнів								Середнє значення D	Сер. квдр. відх. σ_d	Коеф. варіації v , %
	JOHN DEERE	CLAAS	KRONE	NEW HOLLAND	FENDT	ГОМ-СЕЛЬМАШ	ROSTSEL MASH	ОАО «Красноярский комб. завод»			
Діаметр прискорювача, мм	560 405	540	560	525	550	н.д.	510	550	525	75,6	14
Ширина прискорювача, мм	632 506	680	660	780	770	н.д.	680	750	682,5	112,8	17
Кількість лопаток на коло, шт	4x3	4x2	4x3	4x3	4x2	4x2	4x2	4x2	4	0	0
Кількість секцій, шт	3	2	3	3	2	2	2	2	2,25	0,4	18
Число обертів прискорювача, об/хв	1603 1800 (2000)	1800	2188; 2300; 2420	2119	2100	н.д.	2160	2450	2085,4	266,7	13
Потужність двигуна, кВт	597; 458; 409; 352; 281	610; 537; 458; 372; 333; 303	750; 607; 480; 375	605; 503; 425; 367; 311	480	330	294	290	438,6	127,3	29

Максимальне значення коефіцієнта варіації (29%) має величина потужності комбайнів, причому розмах потужності складає 469 кВт від 281 кВт (JD 7250) до 750 кВт (Big X 1000) при середньому значенні 438, 6 кВт. Вдвічі менший коефіцієнт варіації має діаметр прискорювача (14%) та число його обертів (13%), однак при цьому швидкість кінців лопаток змінюється майже вдвічі від 38,2 м/с (JD) до 70,9 м/с (Big X). Діаметр прискорювача коливається в межах 405-560 мм, причому ці розміри характерні для комбайнів інших фірм-виробників розміри діаметра знаходяться в межах 525-560 мм, що на 10-18% менше за діаметр різального барабана комбайна.

У вказаних межах параметрів та режимів роботи прискорювач надійно виконує процес вивантажування маси для комбайнів різної потужності.

Таким чином:

- конструкція твивантажувального каналу кормозбирального комбайна повинна включати прискорювач, параметри якого повинні бути регульованими.
- Конструкція прискорювача за своїми габаритними розмірами близька до розмірів різального барабана і налічує 4-6 лопаток встановлених у 2 ряди. Параметри прискорювача потребують уточнення.

Висновки по розділу 1

Питання зменшення витрат енергії прискорювачами, із напрямком подачі маси, що співпадає з напрямком її прискорення в літературі не розкрито. В зв'язку з цим подальші дослідження будуть спрямовані на розв'язання цього питання. Намічені наступні шляхи зменшення витрат енергії: регулювання (збільшення) зазору між краями лопаток ротора і стінкою каналу; зміною конструкції прискорювача, виконання прискорювача закритого типу.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА ПРОЦЕСУ ПРИСКОРЕННЯ РІЗАНОЇ МАСИ У ВИВАНТАЖУВАЛЬНОМУ КАНАЛІ КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1 Процес, що виконується прискорювачем у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна

Після виходу з подрібнювача чи з вальців різаної маси рухається по каналу потоком часток, траєкторії яких дещо відхиляються в одну чи іншу сторону від осі каналу або паралельні їй. Потрапляючи на стінки каналу вони гальмуються, частково витрачаючи кінетичну енергію, продовжують рухатися по стінках каналу і потрапляють в прискорювач різаної стеблової маси [53].

Для спрощення опису взаємодії часток з лопатками прискорювача зробимо наступні припущення:

- Потік маси сформований потоком окремих часток, що рухаються в одному напрямку з однаковою швидкістю;
- частки мають однакові розміри в усіх трьох вимірах;
- частки в об'ємі каналу розташовані рівномірно, на однаковій відстані одна від іншої;
- частки рухаються в одному напрямі паралельно осі каналу;
- швидкість часток $V_{\text{ч}}$ однакова;
- у зоні взаємодії вісь лопаток прискорювача з потоком часток каналу вважаємо прямолінійною;
- мінімальний зазор між кінцем лопатки і зовнішньою стінкою каналу вважати нульовим.

Вказані припущення проілюстровані на рис. 2.1 розташуванням часток на вхідній частині каналу.

Повітряний потік, що утворюється під дією лопаток ротора рівномірний, швидкість його відповідає швидкості лопаток вентилятора.

Потрапляючи в зону дії прискорювача частки маси можуть взаємодіяти з його лопатками за двома варіантами.

За першим варіантом частка, що рухається із швидкістю $V_{\text{ч}}$ наздогнавши внутрішню поверхню лопатки (точка A) зіштовхується з нею і пригальмовується, передаючи частину енергії ротору (лопатці) прискорювача і рухається далі із швидкістю, яку мала точка дотику лопатки в напрямку руху частки. Цю частку в зоні дії прискорювача наздоганяє наступна лопатка ротора і частка потрапляє на її зовнішню робочу поверхню (рис. 2.1).

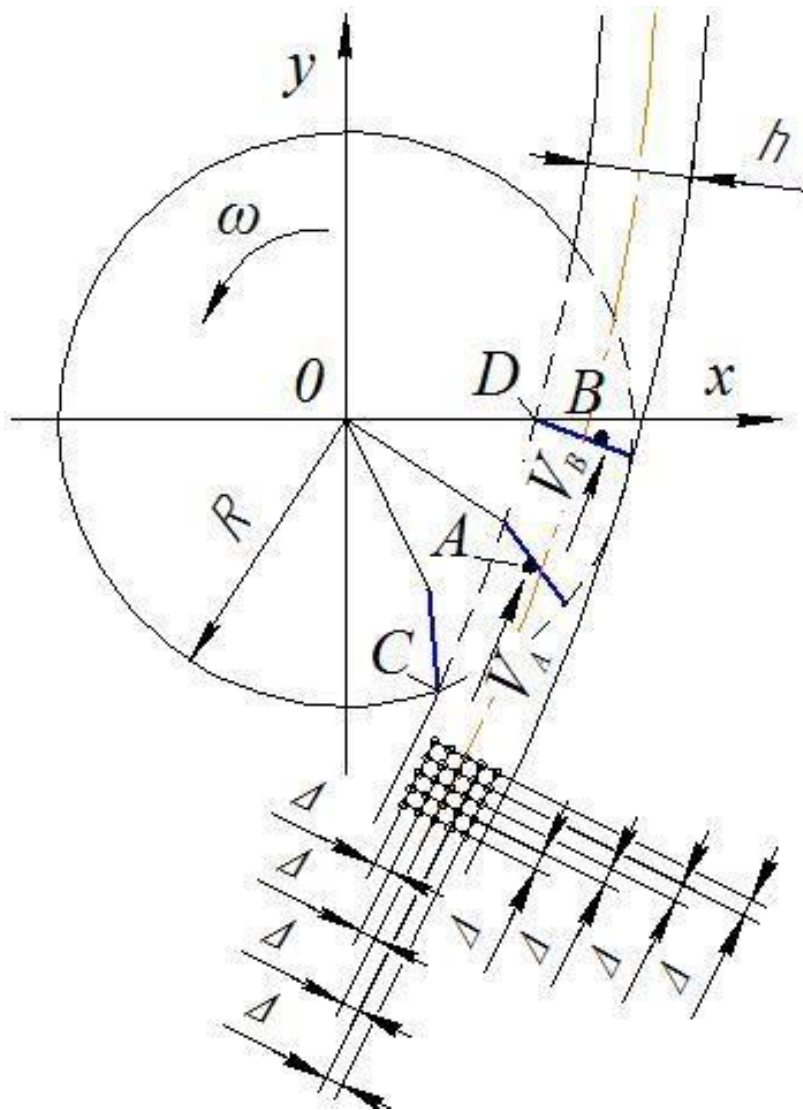


Рис. 2.1. Схема до визначення взаємодії лопаток прискорювача з частками стеблової маси

Взаємодія з лопаткою може відбуватися в багатьох точках, граничними з яких буде дотик на відстані R від осі обертання (точка C) та на відстані $(R - h)$ – (точка D) по внутрішній лінії каналу.

В загальному випадку канал обмежено криволінійними поверхнями, форма яких обирається із конструкційних міркувань. Тому, для визначення характеру протікання процесу та впливу форми каналу на процес прискорення, розглядаємо процес для характерних типів поверхонь, що обмежують канал.

Одним із можливих і найбільш простих варіантів конструкції каналу буде використання плоских поверхонь, що в перерізі (рис. 2.2) будуть зображені прямими лініями. При цьому ділянки каналу для підведення маси, що розташована нижче осі OX та ділянка каналу для відведення маси (розташована вище осі OX) розташовано вертикально і утворюють один прямолінійний вертикально встановлений канал товщиною " h ".

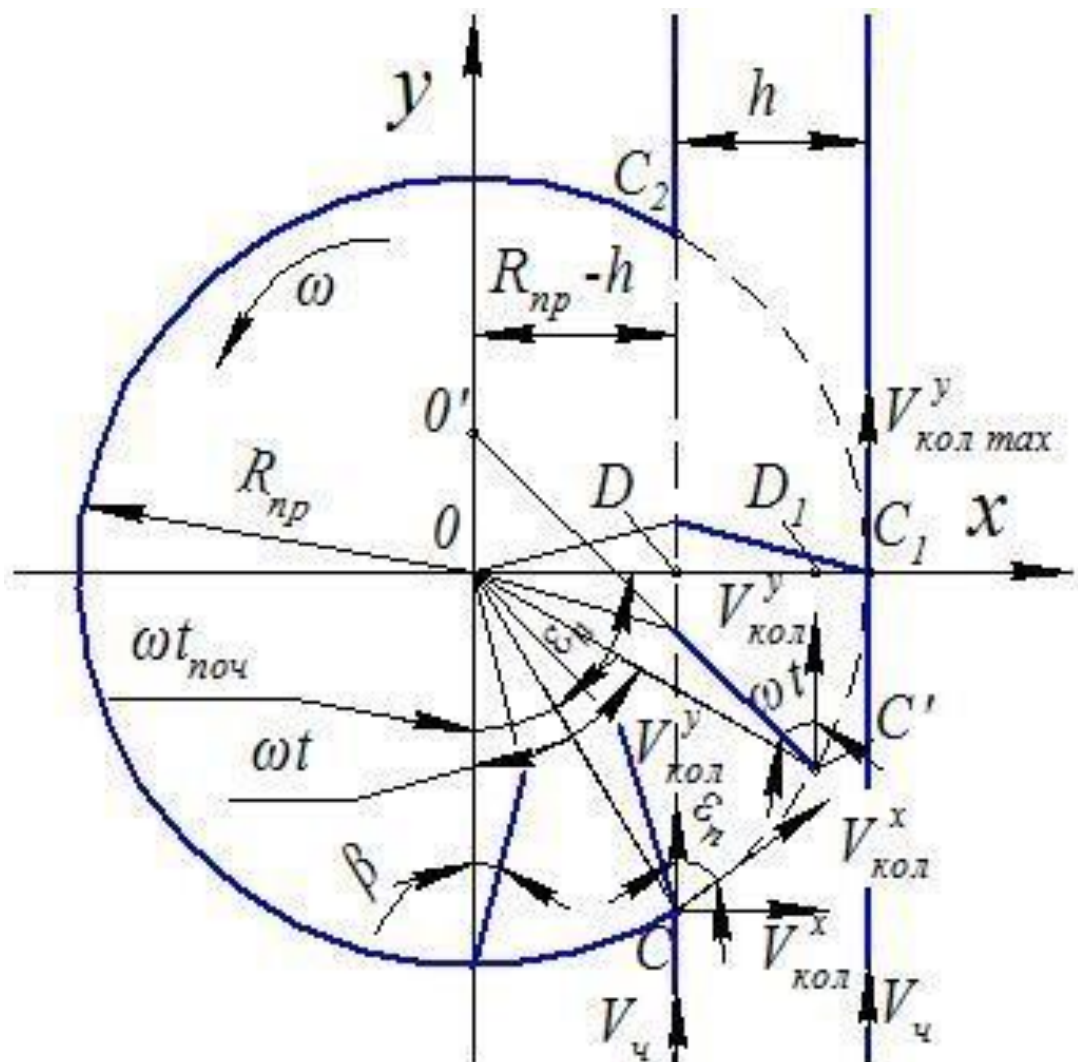


Рис. 2.2. Схема до визначення вертикальної складової швидкості на кінці лопатки прискорювача

Зазначимо також, що радіус прискорювача по кінцях лопаток буде $R_{\text{пр}}$, ротор прискорювача обертається проти годинникової стрілки з швидкістю ω , а лопатки ротора відхилено в напрямку його обертання на кут β , початок відліку кута повороту лопатки ротора – від нижнього положення.

Взаємодія з поверхнею лопатки може відбуватися в багатьох точках. Граничними з них буде дотик на відстані $R_{\text{пр}}$ від осі обертання (наприклад, точка C) та на відстані $(R_{\text{пр}} - h)$ (точка D) по внутрішній поверхні каналу.

Колова швидкість кінця лопатки в точці C визначається по відомій залежності

$$V_{\text{кол}} = \omega R_{\text{пр}}, \text{ м/с} \quad (2.1)$$

Для досягнення точки C з початкового положення лопатка ротора повернеться на кут $\omega t_{\text{поч}}$. Виходячи із розмірів каналу та прискорювача величина кута визначаємо з $\triangle COD$

$$\begin{aligned} \sin \omega t_{\text{поч}} &= \frac{R_{\text{пр}} - h}{R_{\text{пр}}} \\ \omega t_{\text{поч}} &= \arcsin \left(\frac{R_{\text{пр}} - h}{R_{\text{пр}}} \right), \text{ рад} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Знаючи кут повороту $\omega t_{\text{поч}}$ лопатки ротора, визначаємо початковий кут ε_n між напрямком осі каналу (вертикаль), тобто напрямком в якому рухається потік маси і коловою швидкістю краю лопатки (рис. 2.2).

Кут між радіусом-вектором OC і напрямом колової швидкості $V_{\text{кол}}$ прямий, тому

$$\varepsilon_n = 0,5\pi - \omega t_{\text{поч}}, \text{ рад.} \quad (2.3)$$

Знаючи початковий кут ε_n визначаємо початкову вертикальну складову колової швидкості в точці C

$$\begin{aligned} V_{\text{кол}}^y &= V_{\text{кол}} \cdot \cos \varepsilon_n = \omega R_{\text{пр}} \cdot \cos(0,5\pi - \omega t_{\text{поч}}) = \\ &= \omega R_{\text{пр}} \sin \omega t_{\text{поч}} = \omega R_{\text{пр}} \cdot \frac{R_{\text{пр}} - h}{R_{\text{пр}}} = \omega(R_{\text{пр}} - h) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Вертикальна складова швидкості краю лопатки – точка C – при подальшому обертанні лопатки буде збільшуватися.

В точці C_1 значення кута ωt досягне величини $0,5\pi$, тому вертикальна складова в точці C_1 досягне свого максимуму і буде дорівнювати:

$$V_{\text{кол}}^y = \omega R_{\text{пр}} \quad (2.5)$$

За цей час ротор прискорювача повернеться на кут

$$\omega_{\text{пр}} = 0,5\pi - \varepsilon_{\text{поч}} \quad (2.6)$$

В проміжку від початку взаємодії лопаток з різаною масою ($t_{\text{поч}}$) до досягнення максимального значення вертикальної складової, величина вертикальної складової визначається залежністю з $\angle OC'D_1$:

$$V_{\text{кол}}^y = \omega R_{\text{пр}} \cos \varepsilon = \omega R_{\text{пр}} \cos(0,5\pi - \omega t) = \omega R_{\text{пр}} \sin \omega t \quad (2.7)$$

Таким чином вертикальна складова швидкості краю лопатки при повороті від кута $\omega t_{\text{поч}}$ до $\omega t = 0,5\pi$ буде збільшуватися від величини, що визначається залежністю (2.4) до величини $\omega R_{\text{пр}}$ і на її величину кут β не впливає.

Для точок лопатки, які будуть розташовуватися на її перетині з площиною внутрішньої поверхні каналу (лінія CC_2) величини вертикальної складової швидкості $V_{\text{кол}}^y$ в точці C визначається залежністю (2.4). Для точки D вертикальна складова буде дорівнювати добутку частоти обертання ротора ω на відстань до точки D – $(R_{\text{пр}} - h)$.

$$V_{\text{кол}D}^y = \omega(R_{\text{пр}} - h) \quad (2.8)$$

Тобто вона буде однаковою із швидкістю у точці C .

Визначимо вертикальну складову швидкості для проміжного положення лопатки, коли її край знаходиться у точці C' (рис. 2.3).

Лопатка перетинає внутрішній слід каналу в точці D . На цей момент на внутрішньому сліді лопатка відхилена від радіального напрямку OC' .

Будуємо в точці D' колову швидкість точки D' . Для цього до радіус-вектора OD' проводимо перпендикуляр в напрямку обертання ротора

вертикальної складової $V_{\text{пр}}^Y$

Розглядаючи прямокутний трикутник з вершиною в точці D' утворений швидкостями $V_{\text{пр}}^{\text{кол}}$ і $V_{\text{пр}}^Y$ і прямокутний трикутник DOD' можна стверджувати, що вони подібні оскільки їх гіпотенузи і обидва катети взаємно перпендикулярні. Це дає змогу стверджувати, що $\angle DOD' = \varepsilon$.

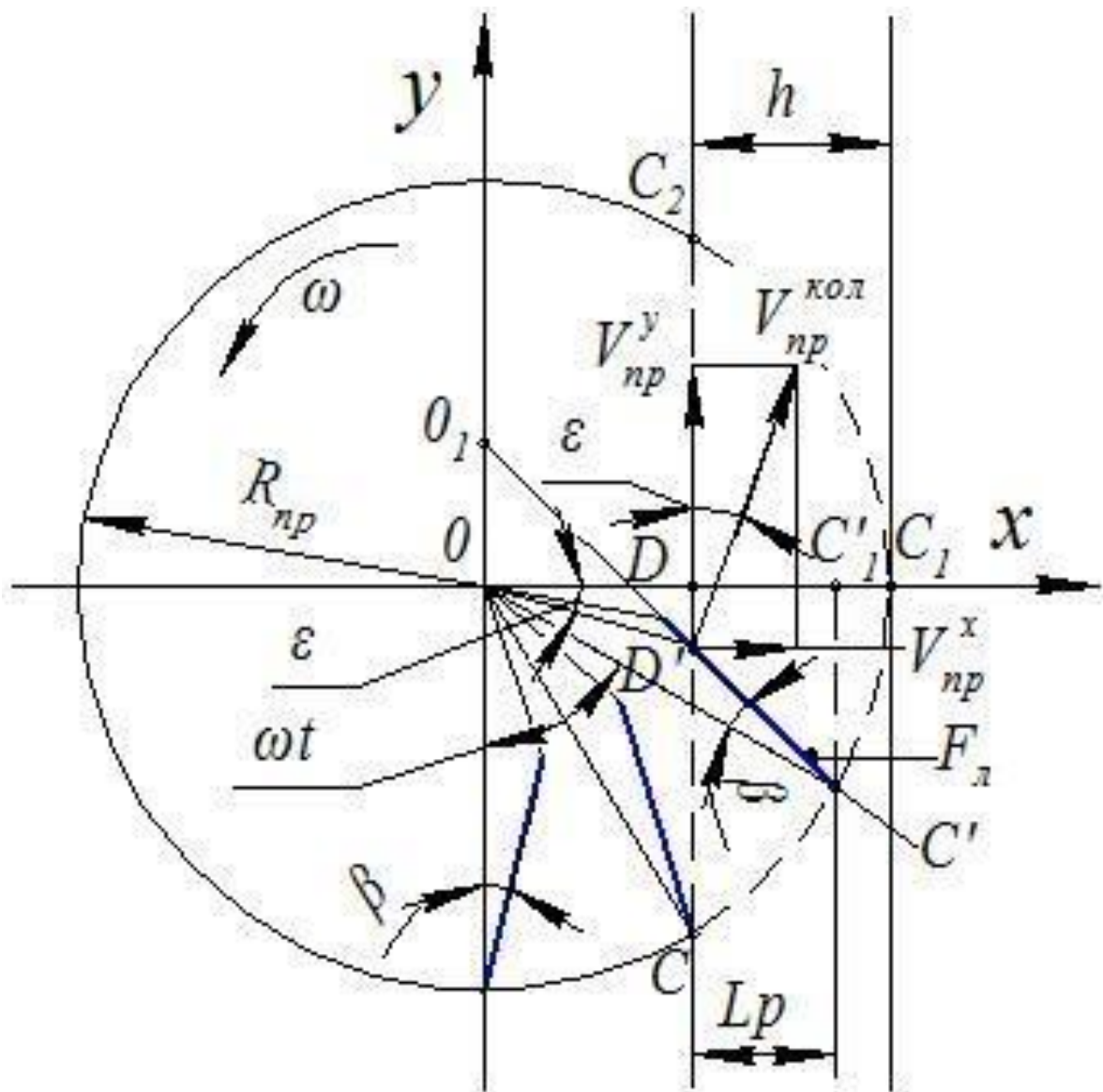


Рис. 2.3. Схема до визначення вертикальної складової швидкості лопатки на слідові внутрішньої частини каналу прискорювача

Вертикальна складова швидкості $V_{\text{кол}}^y$ визначається з трикутника із вершиною в точці D' .

$$V_{\text{кол}}^y = V_{\text{пр}}^{\text{кол}} \cdot \cos \varepsilon \quad (2.9)$$

Колова швидкість при частоті обертання ротора ω і радіус-векторові OD'

$$V_{\text{пр}}^{\text{кол}} = \omega \cdot OD' \quad (2.10)$$

Визначивши з $\triangle ODD'$ величину OD'

$$OD' = \frac{OD}{\cos s} = \frac{(R-h)}{\cos s} \quad (2.11)$$

і підставивши у залежність (2.10) та у залежність (2.9) отримаємо:

$$V_{\text{кол}}^y = \omega(R_{\text{пр}} - h) \frac{\cos s}{\cos s} = \omega(R_{\text{пр}} - h) \quad (2.12)$$

Аналіз залежності (2.12) дозволяє стверджувати, що вертикальна складова швидкості точки лопатки розташованої на перетині із слідом внутрішньої стінки прямолінійного каналу є величиною на яку не впливає кут повороту лопатки і залежить від кутової швидкості, радіуса ротора та ширини каналу. Причому, якщо із збільшенням перших двох величин вертикальна складова швидкості збільшується, то збільшення ширини каналу зменшує вертикальну складову швидкості. Це пов'язано з тим, що із збільшенням кута ωt кут між коловою швидкістю і її вертикальною складовою зменшується, що сприяє збільшенню вертикальної складової швидкості, однак при цьому зменшується величина радіус-вектора r , що зменшує вертикальну складову швидкості. Дія цих складових взаємно компенсується і в результаті вертикальна складова швидкості залишається незмінною.

Вертикальна складова швидкості на кінця лопатки (точки C, C', C_1) із поворотом ротора збільшується від величини $V_{\text{кол}}^y = \omega(R_{\text{пр}} - h)$ (точка C , кут повороту $\omega t_{\text{поч}}$) до $V_{\text{кол}}^y = \omega R_{\text{пр}}$ (точка C_1 , кут повороту $\omega t = \pi/2$) і визначається виразом

$$V_{\text{кол}}^{\text{в}} = \omega R_{\text{пр}} \sin \omega t, \text{ м/с} \quad (2.13)$$

причому величина кута повороту при цьому змінюється в межах:

$$\omega t_{\text{поч}} \leq \omega t \leq \pi/2 \quad (2.14)$$

Таким чином умовою режиму руху часток без зіштовхування із внутрішньою поверхнею лопатки (без гальмування часток) буде:

$$\omega(R_{\text{пр}} - h) > V_{\text{част}} \quad (2.15)$$

де: $V_{\text{част}}$ – швидкість частки у вертикальному напрямку.

Прийнявши $\frac{h}{R_{\text{пр}}} = K_K$, де K_K – коефіцієнт відношення товщини каналу до радіуса ротора прискорювача можемо побудувати поле вертикальних складових швидкостей точок по довжині частини лопатки (рис. 2.3), що розташовується в каналі прискорювача (рис. 2.4)

Аналізуючи рис. 2.4 бачимо, що в межах повороту лопатки від $t_{\text{поч}}$ (2.2) до завершення етапу прискорення t_{y0} (час повороту на кут $0,5\pi$, $t_{y0} = \pi/2\omega$) точки лопатки, що знаходяться на перетині зі слідом внутрішньої площини, що утворює канал – лінії CD незмінна і має величину $V_{\xi}^y = \omega(R_{\text{пр}} - h)$.

Чим товщий канал, тим менша початкова вертикальна швидкість точок на лопатці, що знаходяться на слідові внутрішньої площини каналу. Слід зауважити, що точки D , завдяки відхиленню вперед лопатки на кут β , остання досягає дещо раніше, ніж край лопатки точки C_1 . Цим викликано відхилення лінії DC_1 від вертикалі. Вертикальне положення DC_1 займе при радіальному розташуванні лопатки.

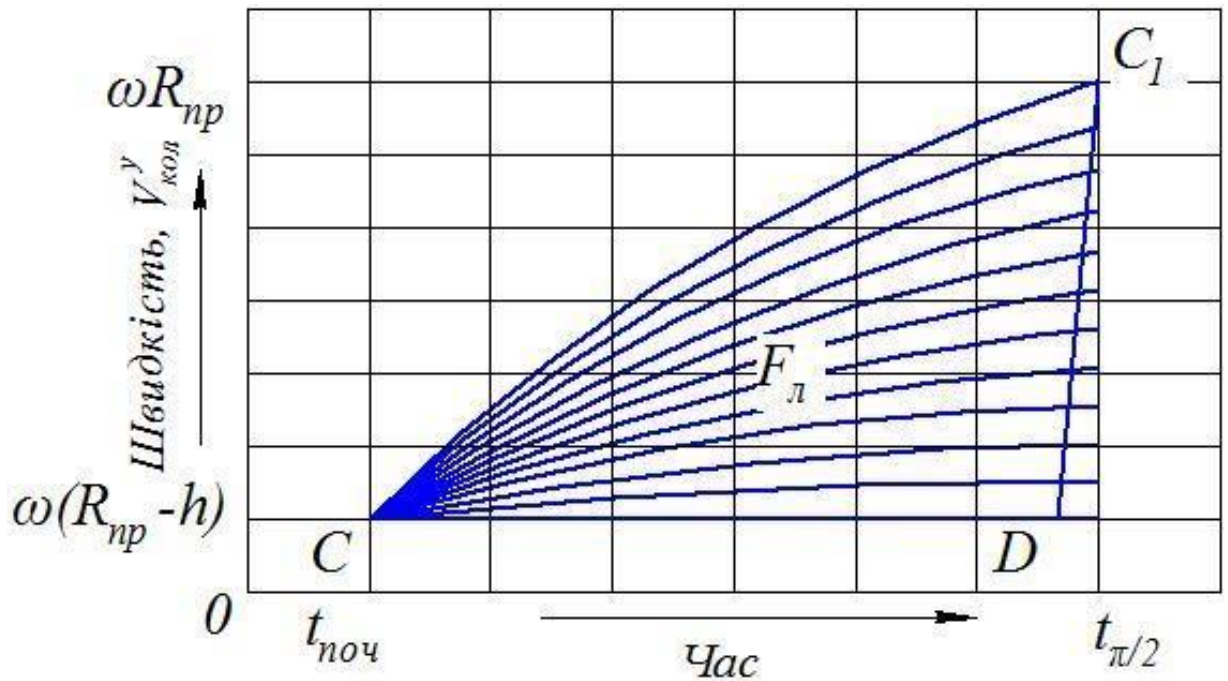


Рис. 2.4. Швидкості точок на площині лопатки, що знаходяться в каналі прискорювача

Край лопатки (точки C , C' , C_1) рухається по колу радіусом R_{np} . Він має змінну вертикальну швидкість (7), яка описується частиною синусоїди і залежить від часу.

Для всіх точок, що займають проміжне значення на лопатці (точка F_l на відріжку $D'C'$) швидкості знаходитимуться в площині обмеженій лініями CD , CC_1 , C_1D . Величина швидкості залежить від моменту часу t та положення на лопатці (OF_l).

Величина $D'C'$ (рис. 2.3) є розмір зануреної в канал частини лопатки. Чим більша частина лопатки занурена в канал, тим більша дія прискорювача на повітряний потік та частки стеблової маси, що знаходяться в ньому. Величину дії можна оцінювати по величині перекриття каналу в напрямку руху часток тобто по величині горизонтальної проекції лопатки зануреної у потік часток, що рухається в каналі прискорювача.

Визначимо величину горизонтальної проекції частини лопатки, зануреної у канал. На рис. 2.3 в канал занурено частину лопатки $D'C'$, горизонтальна складова її буде L_p . Визначаємо цю величину для довільного

положення лопатки, наприклад для положення лопатки в точці C' . В цьому випадку горизонтальна складова дорівнюватиме:

$$L_p = DC'_1 \quad (2.16)$$

Знаходимо величину L_p як різницю між відрізками OC'_1 і $OD = R_{\text{пр}} - h$.

З прямокутного $\triangle OC'_1C'$ у якому $\angle C'_1OC' = (0,5\pi - \omega t)$; отримуємо:

$$\frac{OC'_1}{OC'} = \cos(0,5\pi - \omega t) \quad (2.17)$$

$$OC'_1 = OC' \cdot \cos(0,5\pi - \omega t) = R_{\text{пр}} \cdot \cos(0,5\pi - \omega t) \quad (2.18)$$

Таким чином величина горизонтальної проекції буде:

$$\begin{aligned} L_p &= OC'_1 - OD = R_{\text{пр}} \cdot \cos(0,5\pi - \omega t) - R_{\text{пр}} + h = \\ &= h + R_{\text{пр}}(\cos(0,5\pi - \omega t) - 1) = h + R_{\text{пр}}(\sin \omega t - 1) = \\ &= h - R_{\text{пр}}(1 - \sin \omega t) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Підставивши в залежність величину $\sin \omega t_{\text{поч}}$ (2.2) отримаємо:

$$L_p = h - R_{\text{пр}} \left(1 - \frac{R_{\text{пр}} - h}{R_{\text{пр}}}\right) = h - R_{\text{пр}} \left(1 - \frac{R_{\text{пр}}}{R_{\text{пр}}} + \frac{h}{R_{\text{пр}}}\right) = h - h = 0 \quad (2.20)$$

При значенні $\omega t = 0,5\pi$ отримаємо:

$$L_p = (1 - \sin 0,5\pi) = h \quad (2.21)$$

Таким чином коли лопатка знаходиться в точці C величина горизонтальної проекції нульова. При повороті лопатки на 90° і досягненні її кінцем точки C_1 величина проекції сягає максимуму $L_p = h$, тобто лопатка повністю перекриває канал.

2.2 Методики лабораторних досліджень прискорювача різаної стебловоїмаси

При проведенні експериментальних досліджень різана стеблова маса була вихідним матеріалом

Для визначення ваги різаної стеблової маси яка вкладалась на 1 метр транспортера живильника було здійснено ряд обрахунків та встановлено, що найбільш оптимальним є встановлена вага у 33 кг, яка забезпечує подачу 6,4 кг/с.

Основні фізико-геометричні властивості різаної стеблової маси визначалися відповідно до діючих методик [17]. При цьому використовувалося спеціальне устаткування.

Кількість дослідів необхідних при надійності досліду 0,95 і помилці $\pm 3\sigma$ дорівнювала 3. При цьому відносна похибка середнього арифметичного не перевищувала 5 %.

Обрахунок отриманих даних був виконаний знаходженням середнього арифметичного значення вимірюваної величини b із урахуванням числа повторень n .

$$\bar{b} = \frac{\sum_{i=1}^{n_n} b_i}{n_n}, \quad (2.22)$$

Середня квадратична похибка для оцінки результатів вимірювань вираховувалась за загальновідомою формулою:

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^{n_n} (b_i - \bar{b})^2}{n_n - 1}, \quad (2.23)$$

Однорідність дисперсії перевіряли за критерієм Кохрена [6]

Масову частку вологи $W_{\text{вол}}$ різаної стеблової маси вираховували у відсотках за загальновідомою формулою згідно [67]:

$$W_{\text{вол}} = \frac{m_{\text{в}} - m_{\text{с}}}{m_{\text{в}}} \times 100, \quad (2.24)$$

де $m_{\text{в}}$ – маса відібраної проби різаної стеблової маси до висушування, г;

$m_{\text{с}}$ – маса відібраної проби різаної стеблової маси після висушування, г;

Для визначення ступеня подрібнення різаної стеблової маси вимірюють довжину часток у наважці 100-500 г різаної стеблової маси і розподіляють їх на класи [68]. Аналіз прискорюють шляхом розсіву різаної стеблової маси на ситах із продовгуватими отворами. При розборі наважки різаної стеблової маси розмірність класів становить: до 5 мм; 5,1-10; 10,1-15; 15,1-20; 20,1-30; 30,1-50; 50,1-100 і довше 100 мм.

Оцінку якості різаної стеблової маси проводять по середньозваженому найбільшому лінійному розміру $l_{\text{роз}}$ часток:

$$l_{\text{роз}} = \frac{\sum l_j m_j}{m_{\text{н}}}, \quad (2.25)$$

де l_j – середній розмір часток у кожному класі, мм;

m_j – вага часток у кожному класі, г;

$m_{\text{н}}$ – сумарна вага проби, г.

Витрати енергії A на процес кидання описується загальновідомою залежністю:

$$A = 0,5mV_{\text{тр}}^2 \quad (2.26)$$

де: m – маса;

V – швидкість.

В кормозбиральному комбайні прискорювач встановлюється у вивантажувальному каналі після доподрібнювальних вальців. Це дозволяє вивантажувати масу без забивання матеріалопроводу, вантажити транспорт при значному віддаленні його від комбайна, завантажувати більшу кількість маси в транспорт та уникати втрат від видування маси. Однак при цьому витрати енергії на прискорення будуть визначатися з врахуванням початкової швидкості маси V_n :

$$A = 0,5m(V_{\text{тр}}^2 - V_n^2), \quad (2.27)$$

Однак ця залежність в зв'язку з різними напрямками початкової швидкості дозволяє лише наближено визначати витрати енергії. Визначення впливу різних факторів на зусилля викидання маси проводили експериментальним шляхом.

Прискорювач різаної стеблової маси (рис. 2.5, а) встановлений у вивантажувальному каналі лабораторної установки (рис. 2.6, б). На роботу прискорювача впливають фактори. Їх можна розділити на конструкційні (розміри, число обертів кидалки, кількість лопаток та їх установка, зазор в

місці прискорення) та технологічні. Якщо конструкційні фактори контрольовані, можливе їх регулювання, то технологічні фактори а саме:

- вологість різаної стеблової маси, %;
- середньозважена довжина різаної стеблової маси, мм;
- подача різаної стеблової маси, кг/с.

Хоч і прогнозовані, однак їх зміна в процесі роботи випадкова. Так вологість маси в результаті випадання роси, поступового висушування маси



а)



б)

Рис. 2.6. Експериментальний зразок прискорювача різаної стеблової маси. а) – V – подібність встановлених лопаток, б) – вмонтований у вивантажувальний канал (бічні щитки знято).

різної потужності валка може змінюватись протягом доби та місця розташування на полі. Подача маси буде змінюватись від варіювання урожайності на полі. Як вологість так і подача впливають на довжину різання подрібнювального апарата комбайна. Тому при проведенні досліджень конструкційні та технологічні фактори були розділено і вплив вологості, подачі та середньозваженої довжини різання визначалися окремо. Приймальна

площина (рис. 2.7) щита-уловлювача встановлювалася на відстані 1,05 м перпендикулярно потоку маси. Для уникнення розкидання маси вона захищалася стінками. Щит встановлювався на опорі 3 з використанням тензометричної ланки 4. На ланці наклеєно 4 тензодатчики, які з'єднано в мостову схему. З використанням щита фіксувалося зусилля P створюване потоком маси, що рухалася із швидкістю V .

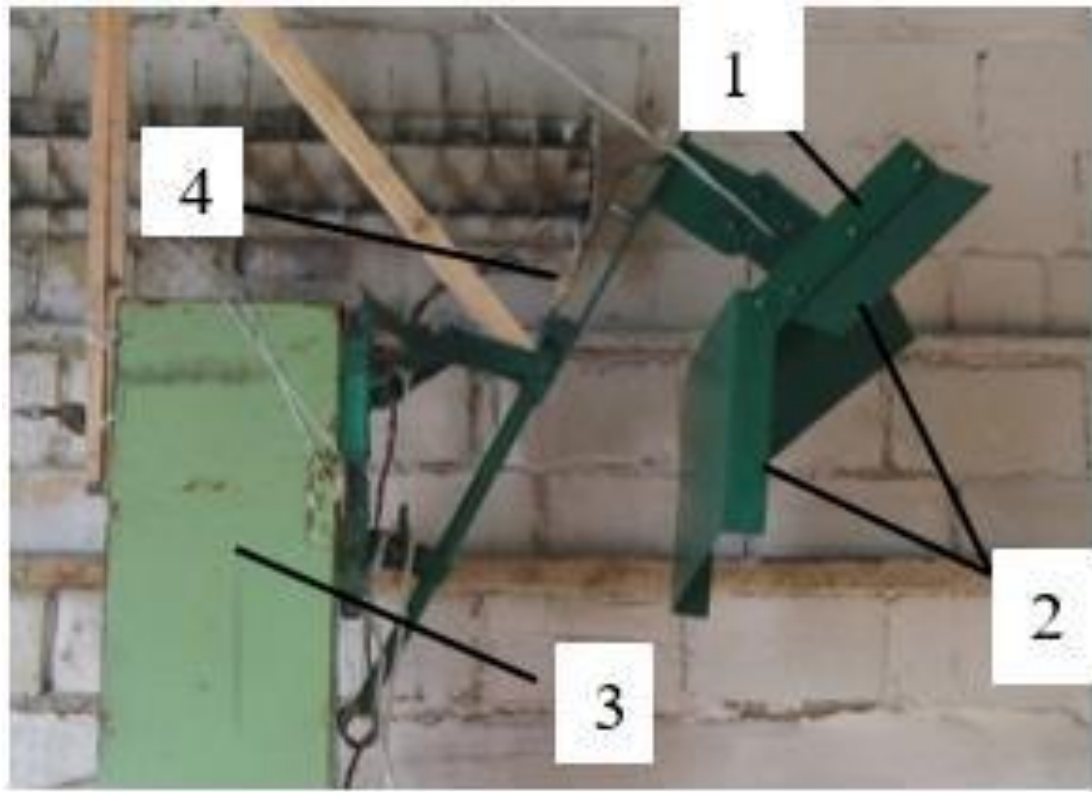


Рис. 2.7. Щит уловлювач

З рівняння кількості руху маси (формула 2.29) знаючи величину маси що використовували в досліді m та час t проведення досліді можливе визначення середньої швидкості потоку маси (формула 2.30). Зважаючи на те, що падаючи донизу маса пригальмовує потік маси. Матеріал масою m , час проведення дослідів Δt однакові можна стверджувати, що (формула 2.31).

Тому зусилля на щиті обрано для непрямої оцінки швидкості маси.

Сигнал із тензоланки щита уловлювача записували на персональний комп'ютер через аналого-цифровий перетворювач (рис. 2.8).

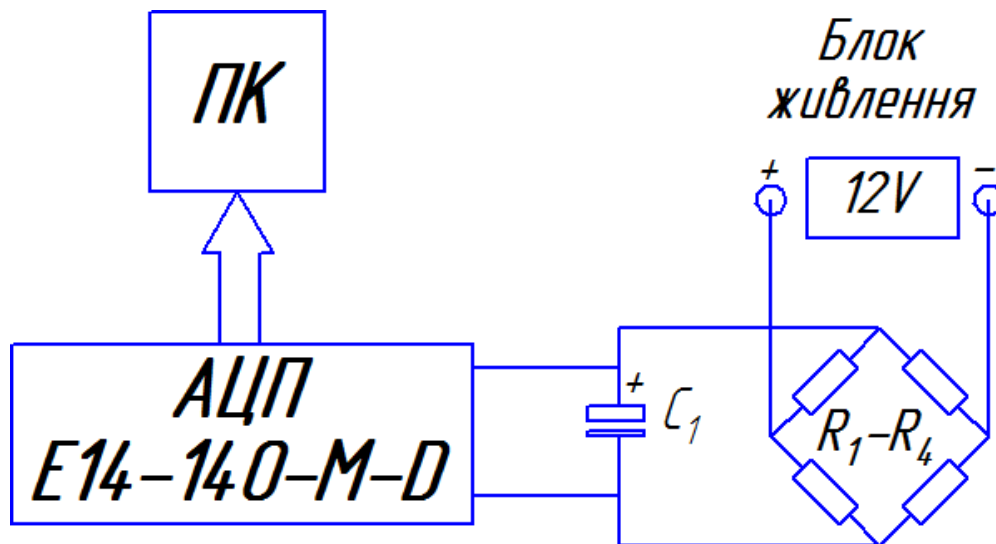


Рис. 2.8. Схема підключення тензоланки для вимірювання зусилля

Під час проведення експериментальних досліджень на ділянку довжиною 1м укладалося різана кукурудза масою 33кг. Для оцінки вологості та середньозваженої довжини часток відбиралися проби. Із запису визначалися час проведення досліду, середнє значення зусилля на щиті, а також витрати енергії на розгін та прискорення маси.

Середньозважена довжина різання та вологість маси визначалися за типовими методиками [9].

Щоб вирахувати подачу K по запису визначалось значення часу досліду $t_{\text{сер}}$ і по залежності:

$$K = \frac{B}{t_{\text{сер}}}, \text{ кг/с} \quad (2.28)$$

Значення зусилля на щиті вираховувалось як середня величина з 5-7 характерних точок запису.

2.3 Методики проведення експериментальних досліджень прискорювачарізаної маси

Для проведення досліджень було розроблено експериментальну установку, технологічна схема якої представлена на (рис. 2.9), кінематична

схема якої представлена на (рис. 2.10). Її основною складовою є ротор-барабан1, встановлений на рамі та закритий кожухом. У кожусі є приймальна горловина та вивантажувальний дефлектор, спрямований до верху. Діаметр ротора барабана 760 мм, він нараховує 6 лопаток, встановлених на диску. Для його привода використано електродвигун АСИБ3-160Л-15х1500 потужністю 15 кВт з частотою обертання 1460 об/хв. Електродвигун встановлено на одній рамі із ротором-барабаном. Завдяки пасовій передачі кутова швидкість ротора-барабана 1 складає $85,3 \text{ с}^{-1}$ і відповідно колова швидкість кінців лопаток $32,4 \text{ м/с}$.

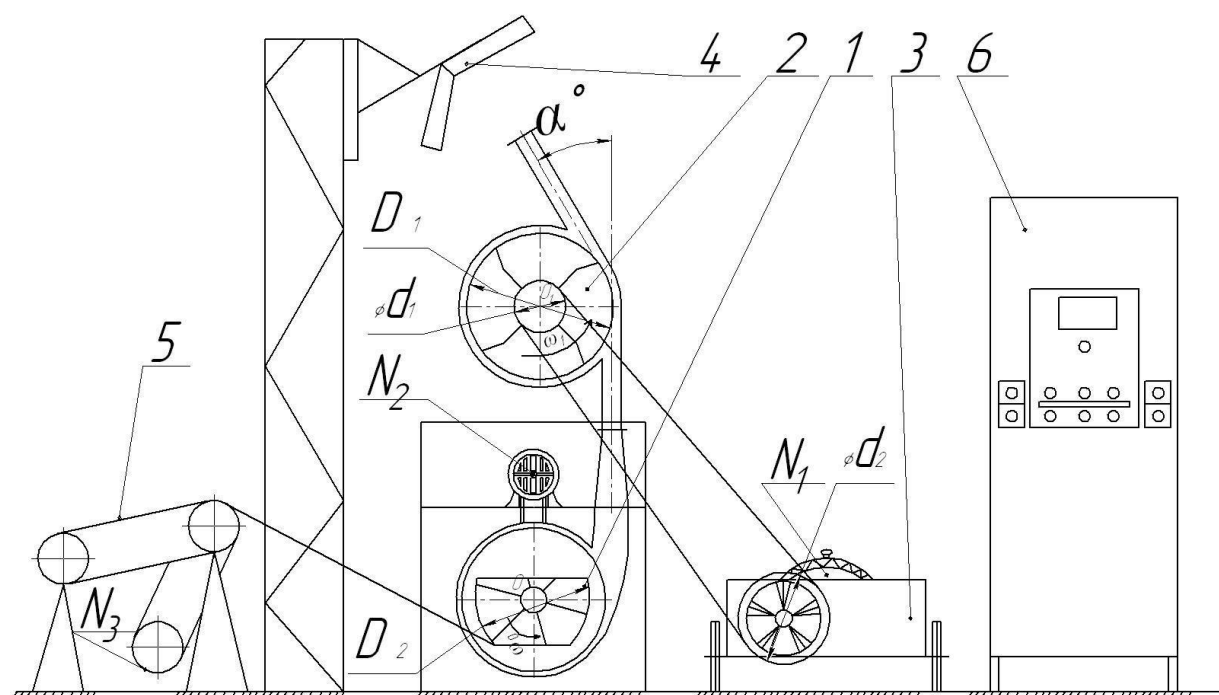


Рис. 2.9. Схема експериментальної установки: 1-барабан, 2-прискорювач, 3-варіатор, 4-щит уловлювач, 5-транспортёр, 6-шафа управління

На одній рамі із ротором-барабаном 1 встановлено прискорювач 2 основою прискорювача є ротор (рис. 2.11) з двома рядами лопаток по шість у ряді. Ротор охоплюється кожухом як з бічних сторін, так і по периметру. Горловина для подачі маси знаходиться знизу і спрямована вертикально, а для її викидання маси – зверху і спрямована під кутом $\alpha=35^\circ$ до вертикалі. Конструкція ротора-кидалки дає можливість змінювати його діаметр, кількість лопаток, змінювати кут їх нахилу до площини обертання.

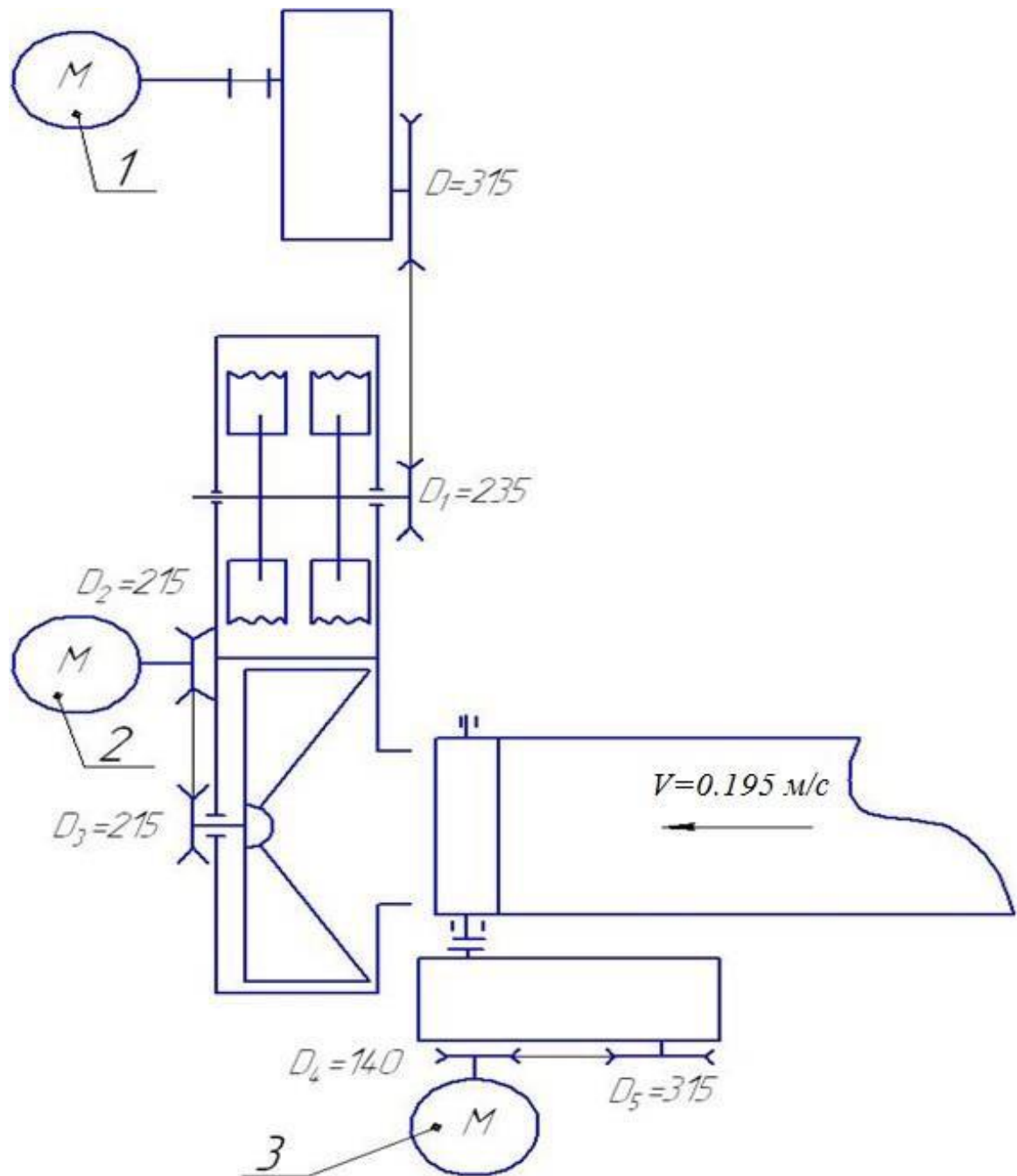
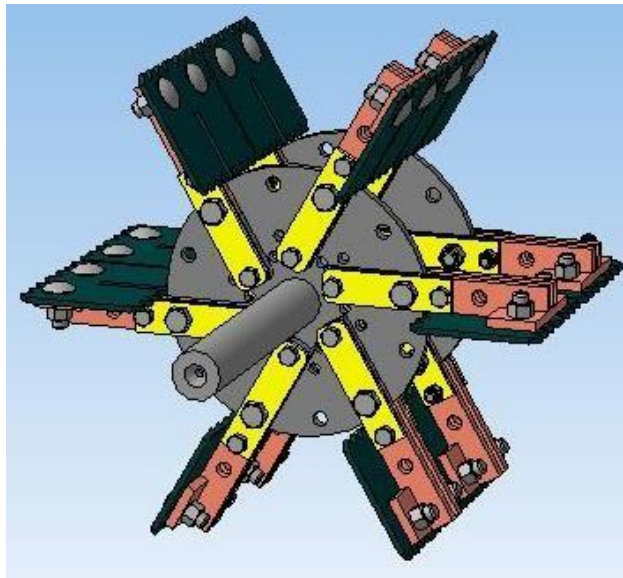


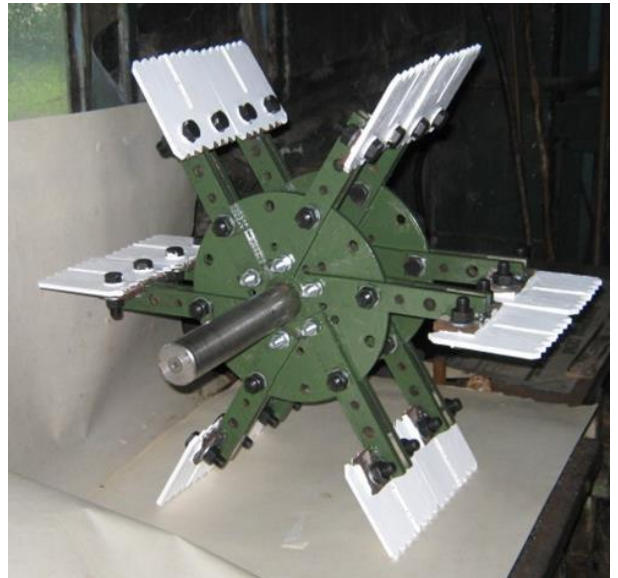
Рис. 2.10. Кінематична схема експериментальної установки. 1 - двигун що приводить у рух прискорювач через варіатор та клино-пасову передачу, 2 - двигун що приводить у рух ротор-барабан через клино-пасову передачу, 3 – Двигун-редуктор що через ланцюгову передачу приводить у рух живильний транспортер

Привод прискорювача 2 виконано від електричного двигуна потужністю $N_1=14 \text{ кВт}$ з частотою обертання 1460 об/хв через варіатор з ВЦ-2 та пасову передачу із шківками $d_1=312 \text{ мм}$ та $d_2=235 \text{ мм}$. Таке виконання приводу

дозволяє змінювати частоту обертання ротора прискорювача в межах $54,636 - 267,452 \text{ с}^{-1}$. На вивантажувальну горловину прискорювача встановлено конфузур, який звужує потік маси і спрямовує його на щит-уловлювач 4, встановлений на відстані 1,05 м від конфузора. Особливістю щита 4 є те, що його приймальна площа встановлена перпендикулярно осі конфузора – прискорювача. Інша його особливість полягає в тому, що щит-уловлювач до стійки кріпиться з використанням тензометричної ланки. Останнє дає можливість визначити зусилля, з яким потік різаної стеблової маси взаємодіє із приймальною площиною.



а)



б)

Рис. 2.11. Прискорювач різаної стеблової маси. а) 3D модель прискорювача, б) виготовлений лабораторний зразок

Для подачі маси використовували стрічковий транспортер 5, довжиною 2 м, привод якого виконано від мотор-редуктора МП₃-40 потужністю $N_3=1,5$ кВт через ланцюгову передачу ($Z_1=56$; $Z_2=56$). Завдяки такому приводу стрічка транспортера шириною 1 м рухається із швидкістю 0,195 м/с. Для спрямування потоку маси до приймальної горловини ротора-барабана 1 використовували склиз.

Засоби керування двигуном встановлено в шафі управління 6, що з'єднана електрокабелями із двигунами та мережею. Шафа, двигуни, рами вузлів з'єднано із контуром заземлення.

Використання експериментальної установки проходить наступним чином. Порція різаної кукурудзи, масою m вкладалася по всій ширині транспортера на один погонний метр. При цьому з неї відбиралися середні проби для визначення вологості та середньозваженої довжини різання. Запускалися прискорювач 2 різаної маси кукурудзи, потім ротор-барабан 1, реєструюче обладнання. В останню чергу запускався живильний транспортер 5. Знаючи, що швидкість стрічки транспортера складає $V = 0,195$ м/с і на стрічці довжиною 1 м знаходиться матеріал масою M подача Π складатиме:

$$\Pi = \frac{M \times V}{l}, \quad \text{кг/с} \quad (2.29)$$

Прийнявши до уваги, що швидкість стрічки була незмінною, а маса вкладалося на 1 м стрічки, масова подача визначалася:

$$\Pi = \frac{M(\text{кг}) \times 0,195(\text{м/с})}{1(\text{м})} = 0,195 \times M, \quad \text{кг/с} \quad (2.30)$$

Через приймальну горловину кожуха ротора-барабана 2 маса потрапляла на його лопатки, якими після розгону через вертикальний вивантажувальний дефлектор спрямовувалася в прискорювач 2. Потрапляючи в зону дії лопаток прискорювача, яка визначається його розмірами та кутом α між вхідними та вихідними каналами, потік маси спрямовується на щит-уловлювач 4, приймальна площа якого встановлена перпендикулярно до напрямку потоку. Створивши зусилля та відбившись від приймальної площини, різана маса потрапляє на підлогу під щитом-уловлювачем.

У процесі дослідження роботи прискорювача визначаються наступні показники: середньозважена довжина різання маси ($l_{\text{ср}}$, см), її відносна вологість (W , %), подача (Π , кг/с), потужність, споживана двигуном привода ротора-кидалки N_2 (кВт), потужність, споживана двигуном привода прискорювача N_1 , зусилля, що виникає на приймальній площині щита-уловлювача $P(H)$.

Відносна вологість та середньозважена довжина різання визначаються шляхом відбору проб за нормованими методиками [8].

При роботі з установкою слід переконатися у відсутності сторонніх предметів на ній, справності механізмів, електроприводу [7], яка реєструє апаратури, надійності заземлення та дотримуватися вимог правил індивідуального захисту і техніки безпеки [7].

Для визначення зусилля на приймальній площині щита уловлювача 4 була використана тензоланка, яка являє собою плоску балку з наклеєними на неї тензометричними опорами номіналом 100 Ом – по дві з кожної сторони балки. Опори з'єднані в мостову схему. Джерело використане для живлення моста (Lab Tools 15V 30A) налаштовувалося на напругу 12 В.

Для запису сигналу з моста використовувався ПК (персональний комп'ютер) з АЦП (аналого-цифровим перетворювачем) та відповідним програмним забезпеченням.

Перед початком роботи після встановлення щита-уловлювача тензоланка була протарована. Особливість тарування – під'єднання тяги до поверхні по центру сліду потрапляння потоку маси та спрямування її, а відповідно і прикладеного зусилля перпендикулярно поверхні. Отримана в результаті тарування залежність представлена на рис. 2.12.

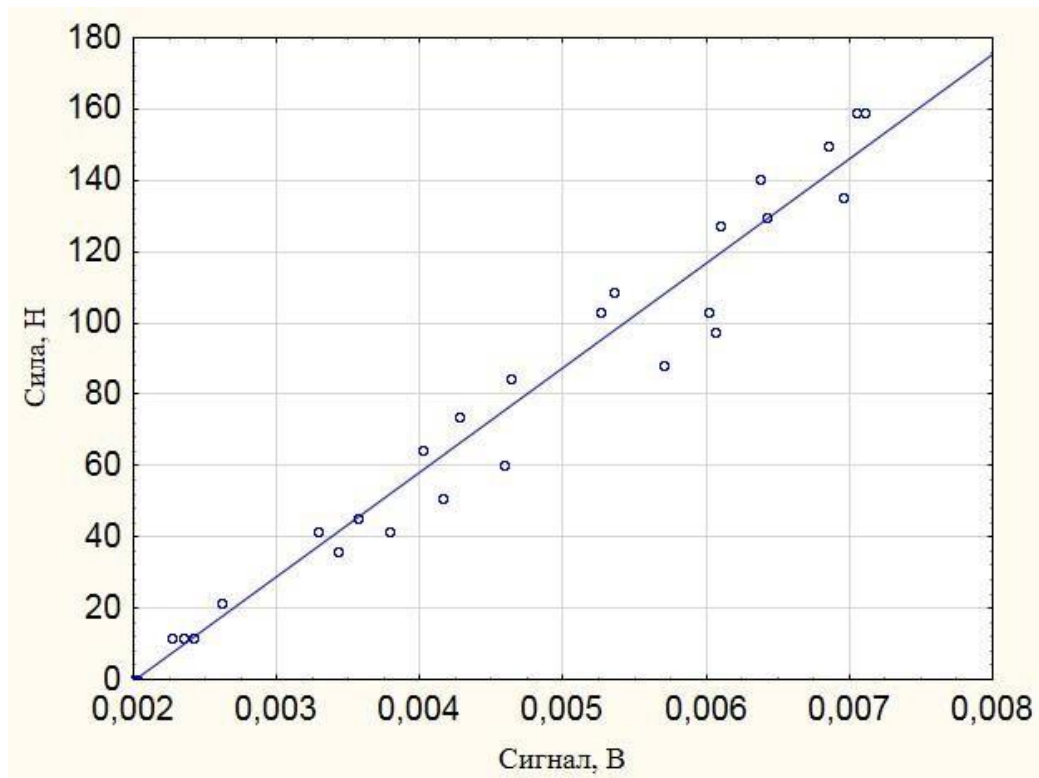


Рис. 2.12. Залежність напруги від зусилля на щиті-уловлювачі

Зусилля, утворюване на приймальній поверхні щита-уловлювача, визначалось по величині сигналу, формованого тензоланкою по лінійній залежності:

$$F_{\text{щ}} = -58,7749 + 29261,3054 \times U_{\text{щ}}, \quad (2.31)$$

де $U_{\text{щ}}$ – сигнал, В;

Використовуючи сигнал, отриманий із щита-уловлювача, що характеризує зусилля, створюване на приймальній поверхні та закон збереження імпульсу сили, можливо визначити швидкість зіткнення маси.

Маємо:

$$p\Delta t = m\Delta v, \quad (2.32)$$

де p – зусилля на приймальній поверхні, Н

Δt – час взаємодії, с

m – маса матеріалу, яка взаємодіє за час t , кг

Δv – швидкість взаємодії потоку із поверхнею, м/с

Відповідно:

$$\Delta v = \frac{P \times \Delta t}{m}, \quad \text{м/с} \quad (2.33)$$

Оскільки приймальна поверхня знаходиться на деякій відстані від точки кидання, а матеріал, що падає донизу зустрічається та частково чинить опір руху потоку маси, то слід записати

$$\Delta v = k \times \frac{P \times \Delta t}{m}, \quad \text{м/с} \quad (2.34)$$

де $0 < k < 1$, коефіцієнт, що враховує зменшення силової дії потоку маси на площину.

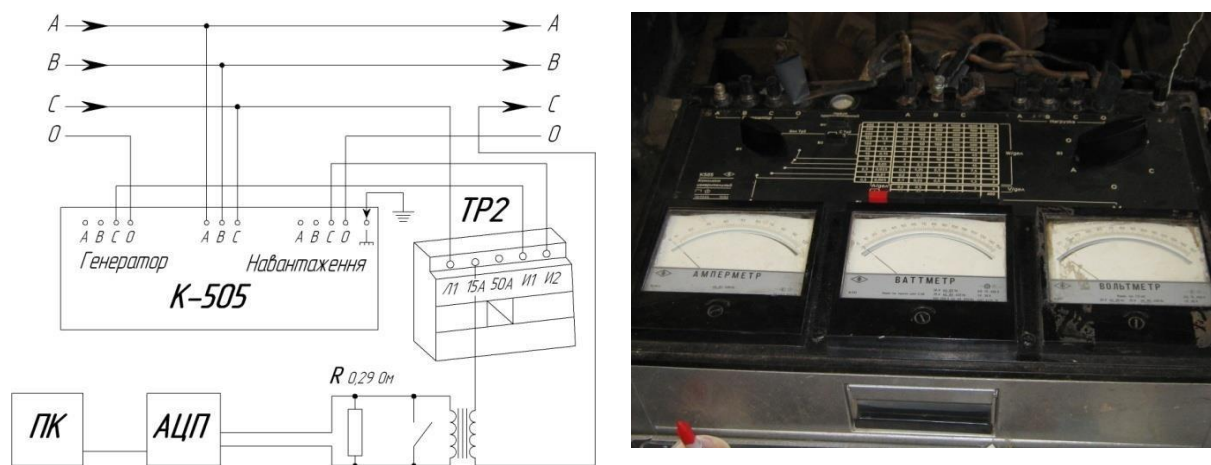


Рис. 2.13. Схема тарування трансформатора струму та загальний вигляд вимірювального комплексу K505

Для реєстрації потужності, що розвивається електродвигуном, визначався струм, споживаний кожним з двигунів. Сигнал на АЦП подавався

з трансформатора струму, встановленому в одній із фаз електродвигуна. Попередньо трансформатори струму були протаровані. Тарування з використанням вимірювального комплексу К505 представлено на рис. 2.13, а тарувальний графік трансформатора струму на рис. 2.14.

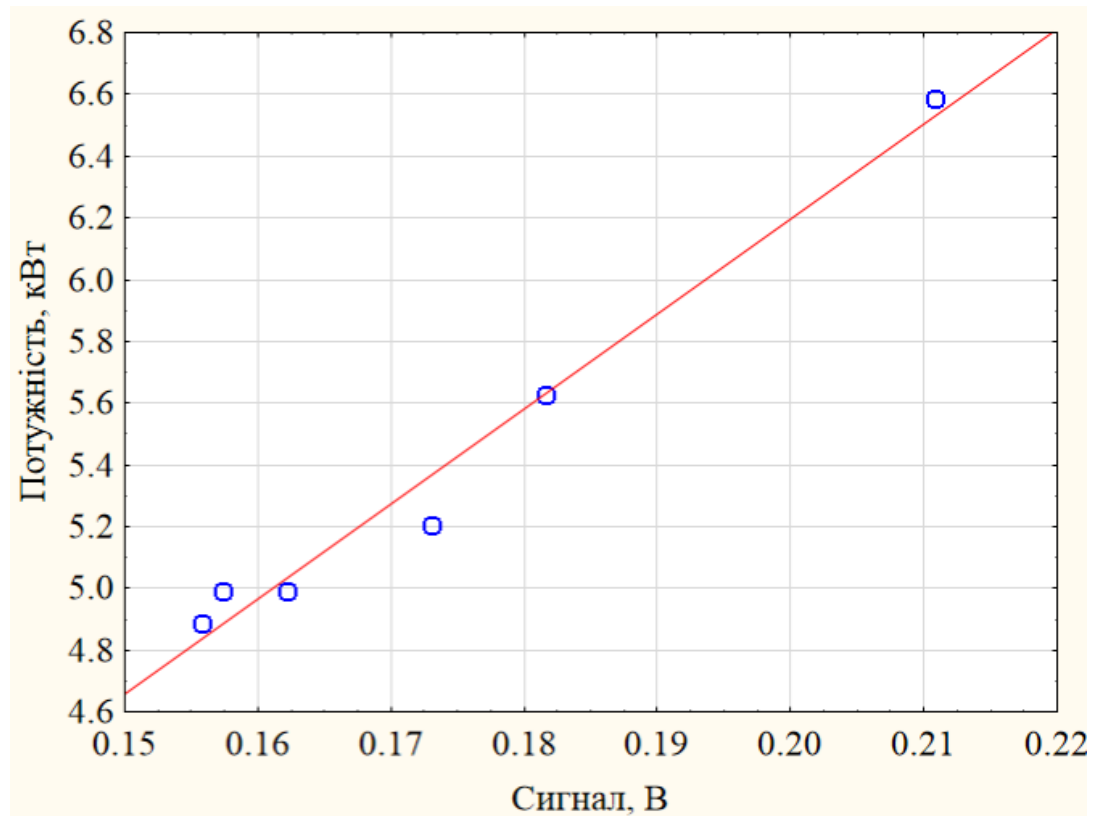


Рис. 2.14. Залежність напруги від потужності на двигуні прискорювача

Знаючи потужність N , споживану прискорювачем та подачу Π , можливе визначення питомої витрати енергії

$$E_n = \frac{N}{\Pi}, \quad (\text{кДж/кг}) \quad (2.35)$$

Таким чином, виготовлений макетний зразок прискорювача дозволяє змінювати параметри факторів, що характеризують процес і таким чином експериментально визначити вплив цих параметрів на потужність, необхідну для приводу прискорювача та швидкість викидання маси, тобто оцінювати як енергетичні, так і якісні показники процесу.

Аналізуючи плани експериментальних досліджень слід відзначити, що вони будуються, виходячи з вимоги максимально можливої точності оцінювання отриманих результатів, мінімізуючи при цьому затрати праці (число дослідів). За необхідності дослідження значної кількості факторів, їх розділяють на дві чи декілька груп за ознаками, наприклад по керованості та контрольованості тими чи іншими показниками.

Фактори, що впливають на процес прискорення різаної стеблової маси, розділяємо їх на дві групи: технологічні та конструкційні.

До технологічних відносимо вологість, довжину різання та величину подачі маси, оскільки вони можуть змінюватися, впливаючи на процес і не залежати від конструкції прискорювача. Конструкційні параметри характеризують конструкцію прискорювача і не взаємопов'язані з технологічними.

Дослідження впливу технологічних факторів на процес прискорення маси проводили як однофакторні експерименти за контрольованих значень інших факторів. Це пов'язано з тим, що отримати, наприклад фіксоване значення вологості чи довжини різання проблематично. Ці величини виявляються близькими до бажаних, однак відрізняються від заданої величини. В результаті таких експериментальних досліджень в подальшому можливо отримання не лише однофакторних рівнянь регресії, а і математичної моделі для всіх трьох факторів.

Після проведення аналізу попередніх досліджень [16] в якості досліджуваних факторів прийнято :

- колова швидкість кінців лопаток, v , м/с;
- кількість лопаток, n , шт;
- кут нахилу лопаток до радіального напрямку, α , °;
- зазор між кожухом і кінцями лопаток, Δ , мм;

Інші конструкційні параметри, такі як: діаметр ротора, кут нахилу лопаток до площини обертання, кут між осями вхідного та вихідного патрубків, ширина ротора не були взяті до розгляду, оскільки окремі з них не

впливають на швидкість викидання маси, а дослідження інших можливо теоретично.

Обмежившись чотирма факторами для їх дослідження, обрали чотирифакторний план Бокса (B_4) [6]. Ці плани дають можливість отримувати максимальну кількість об'єктивної інформації про вплив чинників, що вивчаються, на процес прискорення маси з використанням малого числа дослідів. Він належать до симетричних некомпозиційних трирівневих планів другого порядку і являють собою поєднання дворівневого $(-1, +1)$ повнофакторного експерименту з неповноблочним збалансованим планом. Зона планування — гіперкуб, причому кожний з чинників приймає значення на трьох рівнях: $-1, 0$ і $+1$. Плани Бокса — Бенкіна за рядом статистичних характеристик перевершують центральні-композиційні ортогональні і ротатбельні плани, що широко застосовуються в дослідженнях.

Критерієм оптимізації є мінімум витрат питомої енергії на прискорення різаної стеблової маси $E_{\text{п}}$ (кДж/кг) та оптимальне зусилля на щиті-уловлювачі $F_{\text{щ}}$ Н.

Позначення факторів, рівні та інтервали їх варіювання [85] наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Досліджувані фактори та рівні їх варіювання

Рівень варіювання факторів	Досліджуваний фактор			
	Швидкість колова, м/с (x_1)	Кількість лопаток, шт (x_2)	Кут встановлення лопаток до радіального напрямку, ° (x_3)	Зазор в зоні прискорення, мм (x_4)
Верхній (+)	55	6	+15	10
Нульовий (0)	45	4	0	6
Нижній (-)	35	2	-15	2
Інтервал варіювання	10	2	15	4

При проведенні досліджень було використано план Бокса (B_4) [85]. Дослідження проводилися на різаній масі кукурудзи середньою довжиною

різання 13,1 мм вологістю 70,32 %, при укладанні на 1 м транспортера 33 кг маси.

2.4 Вплив технологічних факторів на роботу прискорювача різаної маси

Мета досліджень полягала у дослідженні впливу вологості, довжини різання та подачі на зусилля викидання різаної стеблової маси прискорювачем кормозбирального комбайна. Систематизація факторів що впливають на роботу прискорювача маси та вимірювання зусиль викидання.

Технічний прогрес сприяє розвитку сільськогосподарської техніки. Впровадження у виробництво нових розробок відбувається як вдосконаленням так і розробленням нових машин [6]. Прискорювач кормозбирального комбайна важливий вузол. Він забезпечує надійне виконання технологічного процесу, однак при цьому витрачає додаткову енергію. Для зменшення її витрат необхідно у відповідності до умов регулювати зусилля (швидкість) викидання маси, що дозволить не затрачати зайву енергію на прискорення маси. Для управління процесом прискорення маси слід знати як впливають на зусилля викидання маси різні фактори.

Проведені однофакторні експериментальні дослідження [84] дали можливість отримати результати впливу цих факторів на зусилля створюване масою на реєстраційному щиті та побудувати залежності.

Отримані залежності вписують зміну зусилля на викидання маси з достовірністю не менше 0,95.

Для відносної вологості маси в межах $W=54-76$ % із збільшенням вологості зменшується зусилля F_w та питомі енерговитрати E_w а залежності мають вигляд:

$$F_w = -0.028W^2 + 2.943W - 25.106, \quad (2.36)$$

$$E_w = -5.155E - 6W^2 - 0.005W + 0.478, \quad (2.37)$$

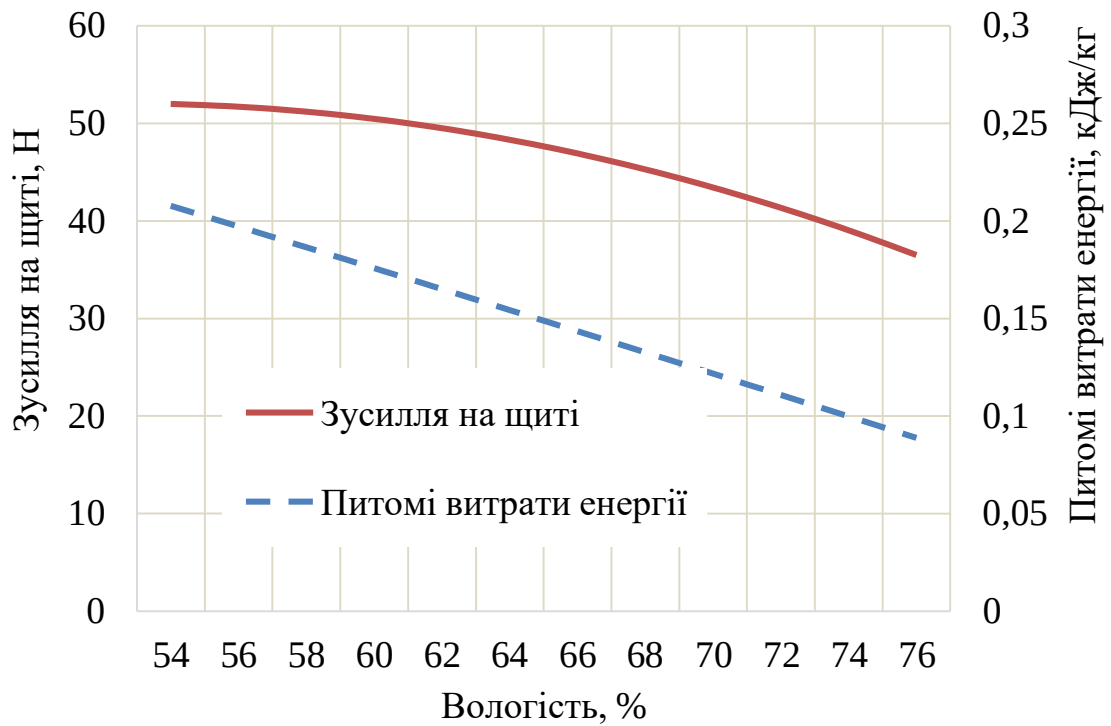


Рис. 2.15. Зміна зусилля на щиті-уловлювачі і питомих енерговитрат в залежності від зміни вологості різаної стеблової маси

Збільшення подачі K з 6 кг/с до 13 кг/с призводить до збільшення зусилля F_K з 15Н до 140Н (майже в десять разів) та збільшення питомих енерговитрат E_K і може бути описано залежностями:

$$F_K = 3.395K^2 - 47.095K + 176.244, \quad (2.38)$$

$$E_K = 0.003K^2 - 0.051K + 0.272, \quad (2.39)$$

Залежність ілюструється рисунком рис. 4.2.

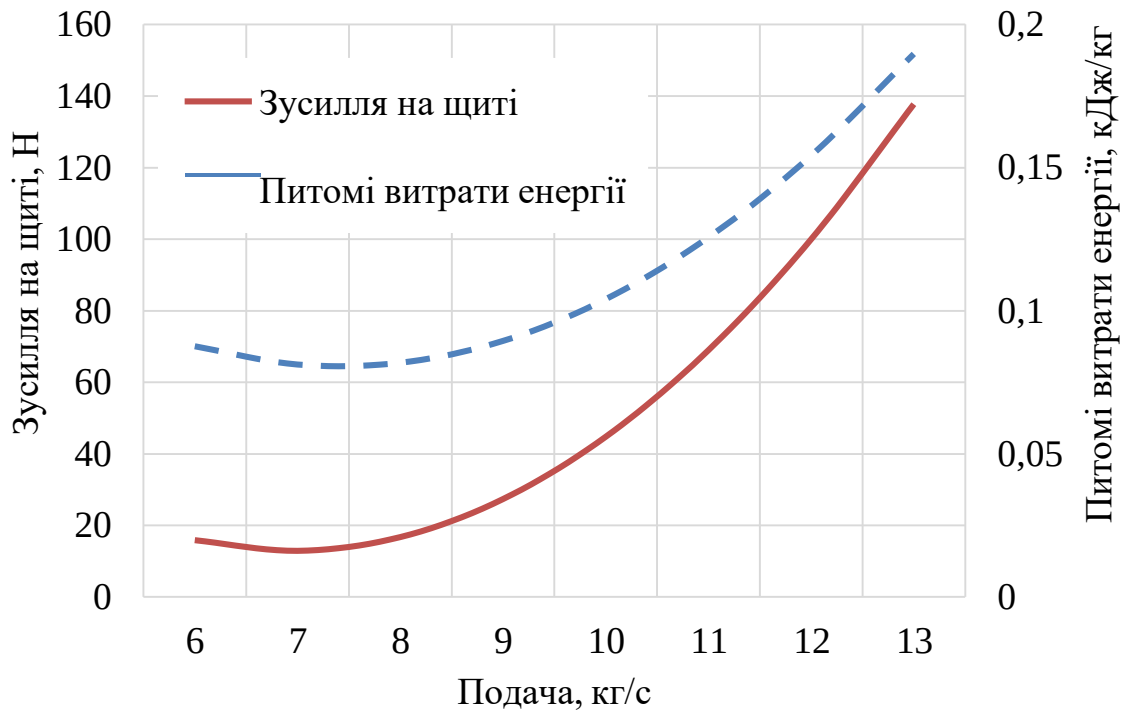


Рис. 2.16. Залежність зміни зусилля на щиті-уловлювачі та питомих витрат енергії від величини подачі

Зміна середньозваженої довжини маси кукурудзи L з 12 до 24 мм спочатку (до 16 мм) зменшує зусилля F_L , а потім збільшує його до 47 Н. рівняння регресії має вид:

$$F_L = 0.153L^2 - 5.032L + 79.732, \quad (2.40)$$

$$E_L = -9.951E - 5L^2 + 0.005L + 0.056, \quad (2.41)$$

Залежності представлені на рисунку рис.2.17.

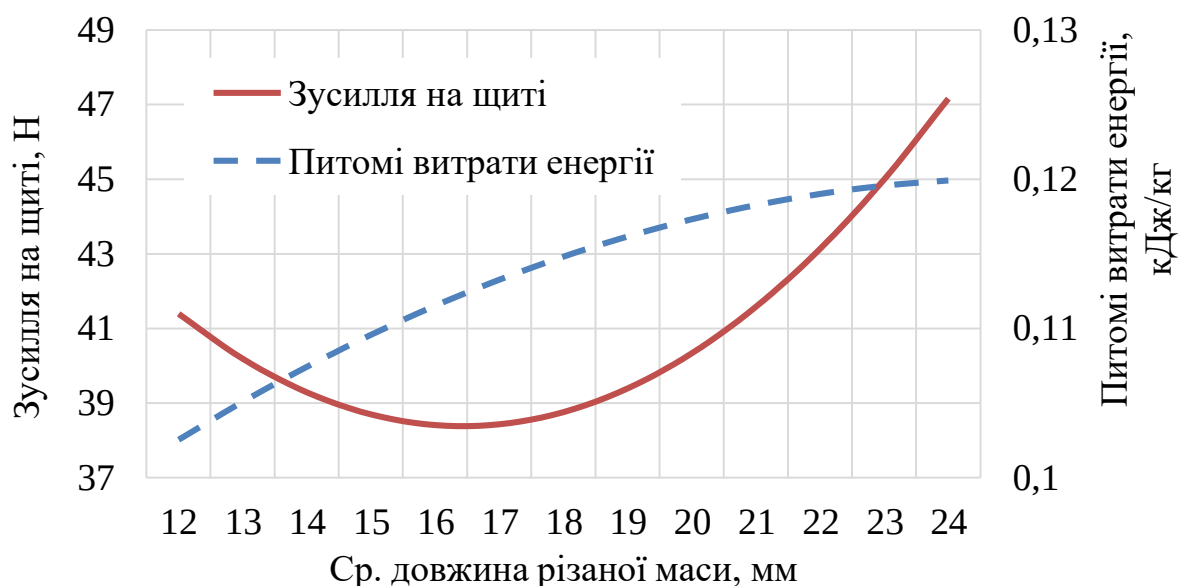


Рис. 2.17. Вплив середньозваженої довжини різання на величину зусилля на щиті та питомих витрат енергії

Провівши вищенаведені лабораторні дослідження, було проведено дослід у якому прискорювач різаної маси виключили із вивантажувального каналу, шляхом демонтажу лопаток ротора прискорювача та встановлення пластини кожуха яка продовжила вивантажувальний канал та забезпечила роботу вивантажувального каналу без прискорювача різаної маси (Рис.2.18).

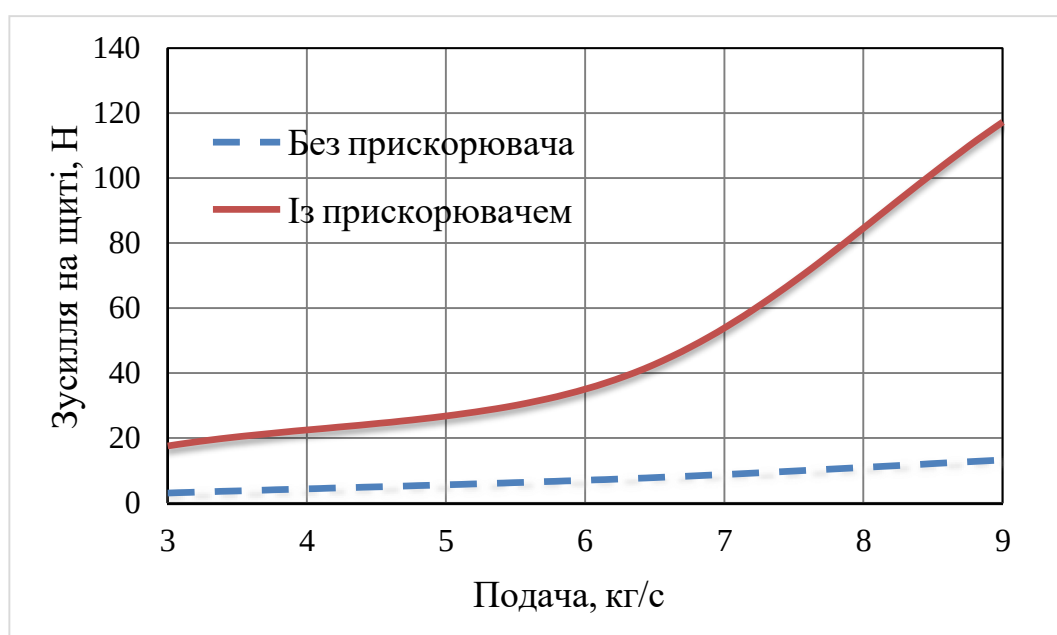


Рис. 2.18. Вплив подачі на величину зусилля на щиті уловлювачі.

Без використання прискорювача збільшення подачі призводить до рівномірного збільшення зусилля з 3,11 Н до 13 Н. Використання прискорювача також відслідковується збільшення зусилля на щиті-уловлювачі, однак діючі зусилля на порядок вищі і відслідковується суттєве збільшення за подачі понад 6,5 кг/с. Цей дослід підтверджує доцільність використання прискорювача у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна.

Висновки по розділу 2

1. Розроблена установка дозволяє оцінювати вплив конструкційних та технологічних факторів на енергетичні та якісні показники роботи прискорювача.

2. В межах зміни технологічних факторів найбільш суттєвим фактором є величина подачі маси.

3. Обираючи параметри прискорювача слід орієнтуватися на мінімальні витрати енергії і максимальне зусилля, створюване на щиті-уловлювачі.

4. В результаті проведених експериментальних досліджень було встановлено, що з досліджуваних конструкційних параметрів (v , n , α , Δ) при мінімізації питомої витрати енергії найбільш вагомим є зазор Δ між кінцями лопаток і кожухом прискорювача, при оптимізації зусилля на щиті-уловлювачі, швидкість кінців лопаток v і кут установки лопатки відносно радіального напрямку α . Залежність колової швидкості кінців лопаток v і зазору Δ між лопатками і кожухом в обох випадках мають параболічний характер, а кут нахилу лопаток α до радіального напрямку і їх кількість n – лінійний.

5. Мінімальні питомі витрати енергії і максимальне зусилля на щиті-уловлювачі в межах досліджуваних параметрів досягаються при $v = 37 - 40$ м/с, $n = 4 - 6$ шт, $\alpha = 0 \dots - 5^\circ$, $\Delta = 7 - 9$ мм.

6. Для роботи при обкошуванні полів і прокошуваннях загінок, слід передбачити можливість збільшення швидкості кінців лопаток прискорювача до $v = 53-55$ м/с і зменшення зазору до $\Delta = 2$ мм.

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Особливості охорони праці для працівників в сільськогосподарському підприємстві

Агропромислове виробництво характеризується наявністю цілого ряду негативних факторів, які вже стали традиційними: старіння основних фондів, зростаюча кількість фізично зношеного та морально застарілого обладнання, машин та механізмів, не відповідність безпечним умовам праці.

Основним особливостями організації виробничого процесу в аграрному секторі економіки є:

- сезонність робіт, що практично не дає можливості в окремі періоди року дотримуватися нормативної тривалості робочого дня, внаслідок чого щорічно травматизм досягає пікових значень в одні і ті ж місяці року;
- нерівномірне навантаження працівників протягом року (кількість працівників в агропромисловому виробництві в липні перебільшує в середньому за рік на 12-15%);
- застосування праці підлітків і осіб пенсійного віку у напружений період польових робіт (в липні їх кількість сягає 4-5% від загальної кількості працюючих).

Так, роботи в рослинництві пов'язані з застосуванням пестицидів та мінеральних добрив; боротьба з бур'янами, шкідниками та хворобами рослин, приготування робочих розчинів, протруювання насіння, обпилювання, обприскування, фумігація рослин, ґрунту та приміщень, приготування і розкидання протруєної приманки, підкормка рослин, внесення мінеральних добрив.

З метою розробки ефективних заходів і засобів з охорони праці і їх закріплення на законодавчому рівні є основою для підвищення рівня безпеки сільського господарства як однієї з основних галузей економіки країни.

3.2 Заходи безпеки при роботі на кормозбиральних комбайнах

При роботах на кормозбиральних комбайнах є необхідним дотримування наступних заходів безпеки:

Особи, які не мають допуску до управління комбайнами, а також не пройшли спеціальні інструктажі, до роботи допускати забороняється. На комбайнах дозволяється перебувати в зручному і хорошоє заправленому одягові та маючи захисні окуляри. Стороннім особам перебувати на комбайнах також заборонено. Вмикати двигун і рушати з місця комбайни дозволяється тільки в тих випадках, коли поряд відсутні люди, і тільки після подавання звукового сигналу. Проведення усіх регулювань та технічне обслуговування слід виконувати лише після повної зупинки комбайну і лише після вимкнення двигуна. Не дозволяється виправляти будь-що під жатками, якщо вони надійно не закріплені стійками та підпорками.

Після проведення ремонтних робіт потрібно перевірити, чи не забутий який-небудь допоміжний інструмент. Забороняється зачіпати руками працюючі відкриті механізми та перебувати біля необгороджених шківів, які обертаються, працюючих ланцюгових передачів, пасів і зірочок. Всі наявні захисні пристосування мають бути міцно закріпленими на своїх відповідних місцях.

Повороти комбайном потрібно виконувати при швидкостях не більш як 3 ... 4 км/год. На таких ж швидкостях припустимо пересуватися на схилах до 10°, під час туману або похмурою погодою. При проведенні транспортування слід дотримуватись інтервал не менш як 30 м між самим комбайном та транспортом, що їде спереду. Від зустрічного транспорту потрібно триматися на відстані 2 м з правої сторони.

3.3 Висновки по розділу

Наведено заходи з охорони праці працівників на підприємстві при виконанні робіт. Вивчено методику моделювання процесів при роботі з комбайном виникнення небезпечних ситуацій, а саме змодельовано процесу виникнення травми при роботі.

РОЗДІЛ 4

РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Методика інженерного розрахунку параметрів прискорювача

В результаті проведених експериментальних досліджень прискорювача різаної маси рис. 5.1 було встановлено, що мінімальні питомі витрати енергії і максимальне зусилля на щиті-уловлювачі в межах досліджуваних параметрів досягаються при $v = 37 - 40$ м/с, $n = 4 - 6$ шт, $\alpha = 0 \dots - 5^\circ$, $\Delta = 7 - 9$ мм.

Для роботи при обкошуванні полів і прокошуваннях загінок, слід передбачити можливість збільшення швидкості кінців лопаток прискорювача до $v = 53-55$ м/с і зменшення зазору до $\Delta = 2$ мм.

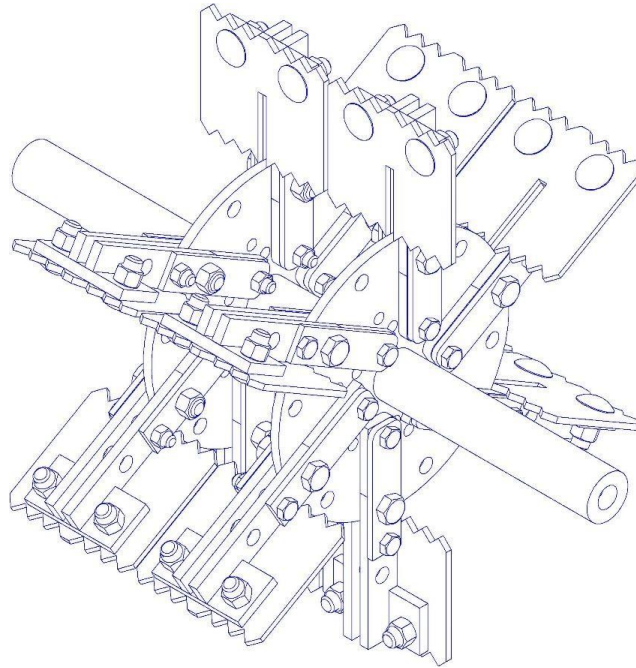


Рис. 4.1. Прискорювач різаної маси, загальний вигляд

4.2 Економічна ефективність застосування прискорювача різаної маси увивантажувальному каналі кормозбирального комбайна

Обґрунтування економічної ефективності прискорювача різаної маси у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна визначається порівняно із існуючим кормозбиральним комбайном КСК-600 (базова машина), номінальна потужність якого складає 170 кВт (230 к.с.).

Продуктивність кормозбирального комбайна складає на заготівлі силосу із кукурудзи 72-90 тон різаної маси за годину.

Розрахунок економічної ефективності здійснюється згідно з існуючою методикою [8, 9, 10].

Агротехнічні вимоги встановлюють чіткі обмеження для отримання якісного силосу: середньозважена довжина різаної маси до 10 мм має складати не менше 75%, частка подрібнених зерен до 5мм – не менше 95%.

Розрахунок економічної ефективності прискорювача різаної маси у вивантажувальному каналі для кормозбирального комбайна, вихідні дані представлені нижче (табл. 4.1).

Економічний ефект від впровадження прискорювача різаної маси у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна визначали, зіставляючи наведені витрати базового і нового варіантів (в розрахунку на одну машину). Урожайність кукурудзи на силос 32 т/га.

В якості базового варіанту було обрано кормозбиральний комбайн КСК-600.

Таблиця 4.1 Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Назва показників	Базова машина	Нова машина
Зональне річне завантаження комбайна T_z , год	400	400
Ціна пального C_p , грн/кг	22,15	22,15
Норматив відрахувань на технічне обслуговування і ремонт $H_{то}$, %	16	16
Ширина захвату B_p , м	2,8	2,8
Робоча швидкість V_t , км/год	7,7	8,1
Коефіцієнт відрахування на амортизацію A_b , %	0,145	0,145
Балансова вартість комбайна B , грн	2792000	2819842
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень E_p	0,15	0,15
Погодинна тарифна ставка T_1 , грн	80	80
Кількість механізаторів L , люд	1	1
Витрати на зберігання комбайна $B_{зб}$, грн	29,44	29,44
Витрата палива B_p , кг/га	16,8	18,1

Економічний ефект від експлуатації нової машини (E_p) грн визначають за формулою:

$$E_p = (P_b - P_n) \cdot B_z + E_{\text{я}}, \quad (4.1)$$

де P_b, P_n – приведені затрати на одиницю роботи, виробленої з використанням базового та нового варіантів, грн/га;

$E_{\text{я}}$ – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості продукції, грн;

B_z – зональний річний обсяг робіт, виконаний машиною, га.

Зональний річний обсяг наробітку комбайном (B_z) га визначають за формулою:

$$B_z = W_{\text{ек}} \cdot T_z, \quad (4.2)$$

де $W_{\text{ек}}$ – продуктивність комбайна за 1 год експлуатаційного часу, га/год;

T_z – зональне річне завантаження комбайна, год.

Приведені витрати (Π) грн/га являють собою суму експлуатаційних витрат і нормативного прибутку:

$$\Pi = I + H_{\text{п}}, \quad (4.3)$$

де I – експлуатаційні затрати, грн/га;

$H_{\text{п}}$ – нормативний прибуток від капітальних вкладень, грн/га.

Прямі експлуатаційні витрати (I) грн/га визначають за формулою:

$$I = Z_a + Z_{\text{то}} + Z_{\text{пм}} + Z_{\text{зб}} + Z_{\text{мех}}, \quad (4.3)$$

Амортизаційні відрахування на експлуатацію комбайнів (Z_a) грн/га визначають за формулою:

$$Z_a = \frac{B \cdot A_b}{100 \cdot W_{\text{п}} \cdot T_z}, \quad (4.4)$$

де B – балансова вартість комбайна, грн;

A_b – коефіцієнт відрахування на амортизацію, %;

$W_{\text{п}}$ – продуктивність комбайна, га/год;

T_z – річне завантаження комбайна, год.

Балансова вартість машини (Б) грн визначають за формулою:

$$Б = Ц_m \cdot k_6, \quad (4.5)$$

де $Ц_m$ – ціна придбання комбайна без податку на додану вартість, грн;

k_6 – коефіцієнт перерахунку ціни придбання в балансову вартість комбайна.

Продуктивність кормозбирального комбайна (W_n) га/год визначають за формулою:

$$W_n = 0,1 \cdot B_p \cdot V_T \cdot n, \quad (4.6)$$

де B_p – ширина захвату, м;

V_T – робоча швидкість, км/год;

n – коефіцієнт використання змінного часу.

Коефіцієнт використання часу зміни (n) год визначають за формулою:

$$n = \frac{T_{зм}}{T_{то} + T_n + T_{тз} + T_{зм} + T_x}, \quad (4.7)$$

де $T_{зм}$ – час зміни, год;

$T_{то}$ – час технічного обслуговування, год;

T_n – час простою через технічні несправності, год;

$T_{тз}$ – тривалість зупинки по технічним причинам, год;

T_x – час на пороти і холостий хід, год.

Для базової машини та для нової час зміни приймаємо $T_{зм} = 7$ годин.

За даними наведеними у літературі по використанню часу зміни, великий вплив на час зміни має $T_{тз}$ – тривалість зупинки по технічним причинам. За наведеними даними коефіцієнт використання часу зміни складає $n = 0,76$ год для базової та нової машини.

Затрати на технічне обслуговування і ремонт комбайна ($З_{то}$) грн/га визначають за формулою:

$$З_{то} = \frac{Б \cdot n_{то}}{100 \cdot T_3 \cdot W_n}, \quad (4.8)$$

де $H_{то}$ – норматив відрахувань на технічне обслуговування і ремонт, %.

Затрати на паливо-мастильні матеріали ($З_{пм}$) грн/га визначають за формулою:

$$З_{пм} = \frac{В_{пм} \cdot Ц_{п}}{W_{п}}, \quad (4.9)$$

де $В_{п}$ – витрата палива комбайном, кг/га;

$Ц_{п}$ – ціна пального, грн/кг.

Затрати на зберігання комбайна ($З_{зб}$) грн/га визначають за формулою:

$$З_{зб} = \frac{В_{зб}}{T_3 \cdot W_{п}}, \quad (4.10)$$

де $В_{зб}$ – витрати на зберігання, грн.

Затрати на оплату праці механізатора ($З_{мех}$) грн/га визначають за формулою:

$$З_{мех} = \frac{T_1 \cdot Л}{W_{п}}, \quad (4.11)$$

де T_1 – погодинна тарифна ставка, грн/год;

$Л$ – кількість механізаторів, люд.

Нормативний прибуток від капіталовкладень ($H_{п}$) грн/га визначають за формулою:

$$H_{п} = K_{ів} \cdot E_{п} \quad (4.12)$$

де $E_{п}$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень
 $E_{п} = 0,15$;

$K_{ів}$ – питомі інвестиції, грн/га.

Питомі інвестиційні вкладення ($K_{ів}$) грн/га визначають за формулою:

$$K_{ів} = \frac{Б}{T_3 \cdot W_{п}}, \quad (4.13)$$

Економічні показники виконання технологічного процесу із застосуванням нової та базової машини оформлено у вигляді таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Результати розрахунку економічної ефективності кормозбирального комбайна КСК-600 із прискорювачем різаної маси

Назва показників	Базова машина	Нова машина	Відхилення (+,-)
Амортизаційні відрахування на експлуатацію комбайнів Z_a грн/га	6,17	5,94	-0,23
Затрати на технічне обслуговування і ремонт комбайна $Z_{то}$ грн/га	680,98	655,78	-25,20
Затрати на паливо-мастильні матеріали $Z_{пм}$ грн/га	226,90	222,79	-4,11
Затрати на зберігання комбайна $Z_{зб}$ грн/га	0,04	0,04	-
Затрати на оплату праці механізатора $Z_{мех}$ грн/га	48,78	46,51	- 2,27
Прямі експлуатаційні витрати I грн/га	962,87	931,06	-31,81
Питомі інвестиційні вкладення $K_{ів}$ грн/га	4256,10	4098,61	-157,49
Приведені витрати P грн/га	1601,29	1545,85	- 55,44
Економічний ефект від експлуатації нової машини E_p грн	21886,90		

Річний економічний ефект від використання прискорювача різаної маси у порівнянні із базовою машиною складає 21886,90 грн в рік або 109,43 грн/га.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті аналізу сучасних кормозбиральних комбайнів, їх конструкційно-кінематичних схем слід відзначити широке розповсюдження використання прискорювачів різаної маси вивантажувального каналу кормозбирального комбайна, що забезпечує технологічну надійність роботи вивантажувального каналу комбайна. Середні значення основних параметрів прискорювача складають: діаметр – $0,525 \pm 0,075$ м, довжина – $0,685 \pm 0,110$ м, кількість лопаток 4, кількість секцій лопаток – 2 або 3, частота обертання ротора прискорювача – 2085 ± 250 хв⁻¹. Зменшення питомих енерговитрат на процес прискорення різаної маси у вивантажувальному каналі кормозбирального комбайна можливе завдяки обґрунтуванню конструкційних параметрів прискорювача.

Теоретично обґрунтовано умову руху часток різаної маси у зоні дії прискорювача без гальмування їх внутрішньою поверхнею лопатки (1), суть якої полягає в тому, що величина швидкості часток, які надходять до каналу повинна бути меншою за добуток частоти обертання ротора на різницю між радіусом ротора і товщиною каналу.

Зв'язок між конструкційними параметрами прискорювача та питомими витратами енергії на прискорення, зусиллям створюваним потоком різаної маси на щиті-уловлювачі описується чотирифакторними рівняннями регресії. Збільшення подачі з 6 до 13 кг/с призводить до збільшення питомих витрат енергії з 0,075 кДж/кг до 0,175 кДж/кг. Зміна вологості різаної маси з 54 до 76 % призводить до зменшення витрат питомої енергії з 0,25 кДж/кг до 0,10 кДж/кг.

Розрахунковий економічний ефект від використання кормозбирального комбайна з раціональними параметрами прискорювача складає 21886,90 грн в рік або 109,43 грн/га.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] ДСТУ 4674:2006 Сіно. Технічні умови.
- [2] ДСТУ 4684 – 2006 Сінаж. Технічні умови.
- [3] ДСТУ 4782 – 2007 Силос із зелених рослин. Технічні умови.
- [4] Проспект фірми “Krone” (ФРН), “Kemper”, “John Deere” (США), “Mengele”, “Claas” Німеччина, 2014.
- [5] Белов М.И., Губернский А.Ю., Гаджиев П.И., Словкин В.И., Пронин В.Ю. Измельчающие аппараты современных кормоуборочных комбайнов. Тракторы и с.х. машины, . – 2012. - №3. –С.43-50..
- [6] Чепурной А.И., Козлов В.В. Перспективные кормоуборочные комбайны и технологии. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 6, 2005, с. 14-18..
- [7] Белянчиков М. М., Смирнов А. І., Механізація тваринництва: Посібник для с.-г. технікумів. - Київ: Вища школа. Головне вид-во, 1980.- 376 с. - 40202. 3804010200.
- [8] Герчиков Н. П., Бобилів І. Ф., Красота В. Ф., Лебедев Ю. В., Ласточкин С. Н., Мартянов І. М., Пігарєв Н. В. Тваринництво: "Вища школа", 1973, 332 с..
- [9] Зінченко О. І. Кормовиробництво: Навчальне видання. — 2-е вид., доп. і перероб. — К.: Вища освіта, 2005. — 448 с.: іл..
- [10] Corn Silage Processing: Dairy Farm Survey. Gustavo Salvati, Randy Shaver, Matt Lippert, Eric Ronk, and Chris Wacek-Driver. електронний ресурс, режим доступу: <https://shaverlab.dysci.wisc.edu>.
- [11] Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины. (Конструкция, теория, расчет): Учебник. - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. - 707 с..

- [12] Посібник. Машины для заготівлі та приготування кормів/ За ред. В. І. Кравчука. Ю. Ф. Мельника, - Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. - 2009. - 136 с..
- [13] Н.Е., Резник, Кормоуборочные комбайны, Машиностроение, 1980.
- [14] Dr. Kevin Shinnars and Dr. Brian Luck, Kernel processing: principles, trends and quantifying effectiveness, University of Wisconsin – Madison, October 2nd, 2014.
- [15] Forage harvester. Електронний ресурс. Режим доступу: <https://www.opticom-bg.com/products/product/725#prettyPhoto>.
- [16] Кузьменко В.Ф., Максименко В.В., Ямпольський С.М. Аналіз схем сучасних кормозбиральних комбайнів та особливості їх конструкцій // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – №94. – С. 279–287., р. 279–287.
- [17] ДСТУ 4877:2007 Корми подрібнені стеблові. Показники фракційного складу та методи визначення.
- [18] Brochure. CLAAS corncracker expertise, 28 pages. 2015.
- [19] Особов В.И. Тенденции развития самоходных кормоуборочных комбайнов. Техника и оборудование для села. № 10, 2002, 28-33с..
- [20] Особов В.И. Механическая технология кормов. – М.: Колос, 2009, 15-17с..
- [21] Вікіпедія вільна енциклопедія. <https://uk.wikipedia.org/wiki/Прискорення>.
- [22] Воронков И.М. Курс теоретической механики. Наука, м. 1965, ст.355 506 с..
- [23] Чепурной А.И., Белов М.И., Славкин В.И., Козлов В.В., Пронин В.Ю. Расчет измельчителя кормоуборочного комбайна с ускорителем выгрузки растений// Тракторы и сельхозмашины. – 2009. - №12. –С.31-35. .

- [24] Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. для высш. технич. заведений / С. М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с. .
- [25] Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. — К.: Вища освіта, 2004. — 544 с.; іл..
- [26] 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.: іл..
- [27] Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов. - М.: Стройиздат, 1990. - 336 с..
- [28] Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы: Учеб. пособие для вузов по спец. "Теплогазоснабжение и вентиляция", 6-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1987. - 176 с..
- [29] Иванов В.Д., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы - Ленинград. - Машиностроение. -1986. -С. 312..
- [30] Горячкин В.П. Собрание сочинений, 2-е издание. -Т.3 - М. - Колос. - 1931. -С. 528..
- [31] Василенко, П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин [Текст] / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960 –284 с.
- [32] Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с. .
- [33] Заушицин В.Е. Исследование пневматического транспорта солоmistых продуктов. -М. - 1959. - С. 127-144.
- [34] Зеленев А.А. Основные вопросы вентилятора силосорезки. - М. - Сельхозмашина. 1949 - №12.- С. 19-25.