

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« ____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

Удосконалення мотовила жатки ЖРБ–4,2

Виконав здобувач вищої освіти IV
курсу, групи ГМ-22-1

ОПП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Корнієнко Віктор Васильович

« ____ » _____ 2026 р.

Керівник проекту

доц., канд. техн. наук

_____ Сергій МОРОЗ

« ____ » _____ 2026 р.

Рецензент

доц., канд. техн. наук

_____ Геннадій ПОРТНОВ

« ____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський) рівень

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« » 2026 року

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Корнієнка Віктора Васильовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Удосконалення мотовила жатки ЖРБ-4,2

2. Керівник роботи (проекту)

Мороз Сергій Миколайович, канд. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 20.06.2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту)

Удосконалення валкової жатки, які відповідатимуть агротехнічним вимогам, сприятимуть відновленню родючості ґрунтів, при цьому будуть конкурентоздатними з позиції енергозбереження.

Зміст

Вступ.....	6
2. Стан питання про машину, яка підлягає модернізації	8
3. Конструкторська частина.....	19
Висновки	39
Список використаної літератури	40

ВСТУП

Прискорення та стійке нарощування виробництва зерна – ключова проблема, яка в певній мірі залежить від досконалості збиральних машин та технологій збирання врожаю.

Для ефективного використання виробничого потенціалу агропромислового комплексу необхідно забезпечити його якісною та надійною сільськогосподарською технікою, яка дозволяє зменшувати втрати та покращувати якість сільськогосподарської продукції.

За цих умов значно зростають вимоги до якості виконання технологічного процесу збиральними машинами, оскільки від їх роботи в значному ступені залежить зберігання та якість вирощеного врожаю.

Зернобобові культури можна розділити на три характерні групи: рослини, які стеляться (горох, чина, віка); низькорослі рослини з низьким розташуванням бобів (квасоля, соя, чечевиця, нут); відносно високорослі рослини (високорослі сорти сої і нуту, люпин та ін.). Зернобобові також характеризуються великою нерівномірністю дозрівання, самоосипання плодів насіння, нерівномірним висиханням стеблової маси рослин в період дозрівання. Крім того, насіння дуже піддається механічним пошкодженням при обмолоті. Все це ускладнює механізоване збирання цих культур. Найбільш легко піддаються механізованому збиранню високі рослини, які не піддаються поляганню. Скошування низькорослих рослин, які стелються, боби яких нерідко торкаються землі, затрудняється і як правило пов'язане з великими втратами.

Через недостатню кількість спеціальних машин збирання зернобобових культур в більшості випадків виконується звичайними

					<i>ЖРБ 00. 000 ПЗ</i>						
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>			<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Розроб.</i>	<i>Корнієнко</i>										
<i>Перевір.</i>	<i>Мороз</i>									6	36
								<i>ЦНТУ, гр. ГМ-22-1</i>			
<i>Н.контр.</i>	<i>Артеменко</i>										
<i>Затв.</i>	<i>Васильковський</i>										

жатками і комбайнами. Однак ці машини для успішної роботи при збиранні зернобобових культур вимагають спеціального переобладнання. Тому, необхідно як вдосконалювати існуючі конструкції жаток, так і розробляти нові.

Промисловістю випускається кілька видів валкових жаток, призначених для збирання зернових, бобових, круп'яних культур. Конструкції жаток постійно вдосконалюються.

В даному дипломному проєкті проведено вдосконалення конструкції жатки ЖРБ–4,2 з метою:

- покращення якості виконання технологічного процесу;
- зниження матеріалоємності машини;
- підвищення економічної ефективності жатки.

Подальше вдосконалення конструкції жаток повинне забезпечувати збільшення валу зерна зібраного з тих же площ.

2. СТАН ПИТАННЯ ПРО МАШИНУ, ЯКА ПІДЛЯГАЄ МОДЕРНІЗАЦІЇ

2.1. Призначення, типи та основні робочі органи валкових жаток

Валкова жатка (жниварка) – це збиральна машина або навісний робочий орган для скошування зернових, зернобобових та круп'яних культур і укладання зрізаної маси у валок для підсихання та наступного підбирання підбирачем комбайна.

Роздільне (двофазне) збирання – *скошування хлібів у валки з наступним їх підбиранням та обмолотом* – набуло широкого застосування в зонах нерівномірного дозрівання, на забур'янених та полеглих посівах, а також при збиранні зернобобових і насінників. Перехід до роздільного збирання у фазі воскової стиглості зерна дозволяє:

- розширити агротехнічні строки жнив на 5–7 днів і зменшити втрати від самоосипання в 2–3 рази;
- знизити вологість зерна під час підбирання на 3–5% завдяки підсиханню валку;
- ефективно збирати забур'янені та нерівномірно дозрілі посіви;
- підвищити пропускну здатність молотарки комбайна за рахунок надходження підсушеної маси.

Водночас цей спосіб потребує додаткових машин – валкових жаток, значної організаційної уваги, а також залежить від погодних умов. Тому на практиці в Україні поєднують пряме комбайнування із роздільним залежно від стану посівів [1].

За типом агрегування всі валкові жатки поділяють на три групи.

Начінні фронтальні жатки

Навішуються безпосередньо на похилий корпус зернозбирального комбайна замість зернової жатки. Привод робочих органів здійснюється від

вала відбору потужності (ВВП) комбайна. Такий тип є найбільш компактним та маневреним. Представники: ЖВН-6Б, ЖРБ-4,2, ЖВУ-4,2, ЖБВ-4,2. Агрегатуються з комбайнами «Нива», «Єнісей», «Дон».

Причіпні жатки

Агрегатуються з колісними тракторами класу 1,4–2,0. Мають власний ходовий пристрій (колеса) та причіпний пристрій зі сницею. Гідравліка підключається до системи трактора. Перевага – можливість роботи незалежно від комбайна. Представники: ЖВП-4,9, ЖВП-6,4.

Самохідні жатки

Комплектуються зі спеціальними самохідними шасі-косарками (КПС-5Г, КПС-5Б, Е-304) або є частиною самохідного валкоутворювача. Забезпечують найвищу продуктивність і незалежність від комбайнового парку. Представники: ЖВН-6Б-01, ЖБВ-5.

За схемою формування валку жатки поділяють на:

- однопотокові – весь потік маси транспортерами спрямовується в одне вікидне вікно, утворюючи одинарний валок;
- двопотокові – два зустрічних потоки зустрічаються в центрі та виходять через центральне вікно;
- трипотокові – два зустрічних потоки формують центральний валок, а третій потік виводиться через бокове вікно (жатка ЖВР-10).

Незалежно від типу та моделі, будь-яка валкова жатка складається з таких основних вузлів [2]:

- платформа (рама) – несуча конструкція, на якій змонтовано всі робочі органи;
- різальний апарат – здійснює зрізання стебел;
- мотовило – підводить стебла до різального апарату та укладає скошену масу на транспортер;

- транспортер (ремінно-планчастий або пасовий) – переміщує скошену масу до викидного вікна;
- викидне вікно з дефлектором – формує валок заданої ширини та щільності;
- ділильники – відокремлюють смугу скошування від незачепленої маси;
- механізм приводу – передає рух від ВВП до різального апарату і мотовила;
- ходовий пристрій (для причіпних і самохідних жаток).

В сучасних жатках застосовуються два типи різальних апаратів:

Пальцевий сегментний апарат (тип «нормального різання») – складається з нерухомого пальцевого бруса та рухомого ножа з трикутними сегментами. Привод ножа – кривошипно-шатунний або за типом «Шумахер» (планетарний редуктор). Застосовується на ЖВН-6Б, ЖВП-6,4.

Безпальцевий апарат (тип «подвійного різання») – два зустрічно-рухомих ножа без нерухомих пальців. Забезпечує краще скошування полеглих та плутаних рослин, менше засмічення. Застосовується на ЖРБ-4,2. Привод – від ексцентрикових валиків.

Мотовило – ключовий орган для роботи з нерівномірними та полеглими посівами. Розрізняють:

- звичайне (планочне) 5–6-лопатеве – для прямостоячих хлібів;
- ексцентрикове граблинне – лопаті нахиляються по ексцентрику, підіймаючи полегли стебла; застосовується на ЖРБ-4,2 (6-граблинне);
- двоексцентрикове (протинамотувальне) – повністю виключає намотування рослинної маси; застосовується на сучасних ЖВН-6.

Частота обертання мотовила регулюється безступінчасто (варіатором) в діапазоні 24–64 об/хв.

2.2. Аналіз конструкцій валкових жаток

Жатка ЖРБ-4,2 / ЖРБ-4,2А (Бердянські жатки)



Рис. 2.1. Жатка ЖРБ-4,2

Жатка ЖРБ-4,2 (жниварка зернобобова) – навісна фронтальна жатка, яка навішується на комбайни СК-5 «Нива» та «Єнісей» і призначена для скошування та укладання у валок гороху, зернобобових культур, полеглих хлібів, а також для збирання насінників цукрового буряку і рису [3].

Головна конструктивна особливість – безпальцевий різальний апарат відкритого типу з двома зустрічно-рухомими ножами. Привод ножів здійснюється шатунами, посадженими на ексцентрики двох приводних валиків. Це забезпечує надійне зрізання заплутаних і полеглих рослин, яке пальцеві апарати виконують значно гірше.

Мотовило – ексцентрикове 6-граблінне. Граблини нахиляються завдяки ексцентриковому механізму, підхоплюють полегли стебла знизу та піднімають їх перед зрізом. Регулювання висоти та вильоту вперед – гідравлічне.

Транспортери – ремінно-планчасті, дво- або трипотокові. Скошена маса двома зустрічними потоками транспортується до центрального

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ЖРБ 00. 000 ПЗ

Арк.

11

викидного вікна, де формується щільний валок. Ширина вікна вивантаження регулюється переміщенням бокових щитків [4].

Жатка спирається на два опорних колеса. Висота зрізу регулюється у діапазоні 50–400 мм поворотом напіввісей опорних коліс. Для роботи на полеглих посівах на ріжучий апарат встановлюються стеблепіднімачі, а на ліву бочину – активний ділильник.

Жатка навішується на похилий корпус комбайна «Нива» замість зернової жатки. Приєднання – через раму навіски із блоком урівноважувальних пружин. Гідравліка підключається до системи комбайна (підйом жатки та мотовила). Можливе агрегування з реверсивним трактором.

Переваги ЖРБ-4,2: ефективна робота з полеглими та заплутаними рослинами; надійний безпальцовий апарат; ексцентрикове мотовило для підйому полеглої маси; широка сфера застосування (зернобобові, рис, цукровий буряк).

Недоліки: порівняно вузька ширина захвату (4,2 м); необхідність регулярного обслуговування ексцентрикового механізму; ускладнена конструкція різального апарату порівняно з пальцевим.

Жатка ЖВН-6Б / ЖВН-6В (Бердянські жатки)



Рис. 2.2. Жатка ЖВН–6Б

ЖВН-6Б – базова навісна валкова жатка Бердянського заводу сільськогосподарського машинобудування (БЗСМ). Призначена для скошування зернових колосових і круп'яних культур та укладання їх в одинарний валок. Навішується на комбайни СК-5М «Нива», «Нива-Єфект», «Єнісей-1200» [5].

Різальний апарат ЖВН-6Б – пальцьовий сегментний. Ніж отримує зворотно-поступальний рух від кривошипно-шатунного механізму. Модифікація ЖВН-6В відрізняється застосуванням привода ножа за типом «Шумахер» (малогабаритний конічний редуктор з вертикальним розміщенням шківів), що знижує вібраційні навантаження на корпус та підвищує ресурс [6].

Мотовило – двоексцентрикове протинамотувальне. Унеможливорює намотування рослинної маси. Піддержки мотовила виготовлені з труби 80×40 мм замість 60×30 мм у попередніх версіях. Регулювання частоти обертання – безступінчасте (варіатор), 24–64 об/хв.

Транспортер – ремінно-планчастий, однопотоковий. Скошена маса переміщується праворуч у вікидне вікно шириною 1070–1250 мм, де формується валок.

Переваги ЖВН-6Б/6В: широка захватна ширина (6 м); добре відпрацьована конструкція; висока надійність; широка уніфікація запчастин; низька вартість обслуговування.

Недоліки: пальцьовий апарат незадовільно скошує полегли культури; необхідність регулярного замінення сегментів ножа.

Жатка ЖВП-6,4 (причіпна)

ЖВП-6,4 – причіпна валкова жатка, яка агрегатується з колісними тракторами класу 1,4–2,0 і застосовується для скошування зернових і круп'яних культур у всіх ґрунтово-кліматичних зонах. Особлива перевага:

жатка може працювати незалежно від комбайна, що дозволяє більш раціонально завантажити обидві машини.



Рис. 2.3. Жатка ЖВП–6,4

Різальний апарат – пальцевий, привод за типом Schumacher (планетарний, з вертикальним шківом). Термін служби пальців – до 6 років. Сегменти кріпляться болтами, що спрощує заміну. Версія Pro Drive має планетарний привод ножа підвищеної швидкості різання (продуктивність вища на 30%) [7].

Транспортер – ремінно-планчастий, п'ятисмугова компоновка в одному напрямку. Це виключає втрати колосом позаду жатки при збиранні високорослих зернових. Схема формування валку – одинарний зустрічно-поточковий валок.

Ходовий пристрій. Жатка має два польових колеса зі стійками на рамі. У транспортному положенні колеса переставляються. Гідравлічний домкрат – для підймання жатки при переїздах. Амортизатор різального апарату – пружинний, забезпечує копіювання рельєфу. Компенсатор правого польового колеса – запобігає його пошкодженню при роботі. Стабілізатор стійкості ходу – підвищує безпеку руху [8].

Переваги ЖВП-6,4: незалежна від комбайна робота; широкозахватність; пружинне копіювання рельєфу; підвищена продуктивність версії Pro Drive.

Недоліки: необхідність трактора як додаткового енергозасобу; складність транспортування широкої жатки.

Жатка ЖВУ-4,2 / ЖВУ-5,1

ЖВУ (жатка валкова універсальна) – навісна фронтальна жатка, розроблена як удосконалена альтернатива ЖВН-6Б та ЖРБ-4,2. Може використовуватись при збиранні пшениці та ячменю за підвищеної поступальної швидкості порівняно з ЖВН-6 [9].



Рис. 2.4. Жатка ЖВУ–4,2

У конструкції застосовується п'ятилопастне протинамотувальне мотовило з двома незалежними механізмами нахилу лопастей підвищеної надійності – для підйому полеглих культур. Варіатори уніфіковано з жаткою комбайна «Дон».

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ЖРБ 00. 000 ПЗ

Арк.

15

Особливість: можливість роботи при більшій поступальній швидкості завдяки вдосконаленому транспортеру та мотовилу. Ширина захвату – 4,2 та 5,1 м.

Широкозахватні жатки ЖРС-5 та ЖВР-10

ЖВР-10 – широкозахватна модульна жатка з трипотоковою схемою транспортування скошеної маси. Ширина захвату – 10 м. Два зустрічних потоки формують основний центральний валок; третій потік виводиться через бокове вікно. Агрегатується зі спеціальними самохідними шасі. Застосовується у степовій зоні при великих обсягах збирання.



Рис. 2.5. Жатка ЖВР–10

ЖРС-5 – самохідна зернова жатка середнього класу, забезпечена змінним виносом мотовила вперед та регульованим кутом нахилу, що дозволяє збирати культури різної висоти стебла та ступеня полягання.

MacDon FD1 Series (FlexDraper®)

MacDon FD140/FD145 (– сучасні драперні жатки серії FD1 з гнучкою рамою різального бруса FlexDraper®. Призначені для збирання зернових, олійних культур і бобових у складі зернозбирального комбайна [10].

Система Active Float – інноваційна гідропневматична система копіювання рельєфу. Підтримує до 97% маси жатки на двох комплектах

пружин, забезпечуючи боковий нахил $4,8^\circ$ та вертикальний хід 178 мм. Ніж може різати на рівні ґрунту без підгортання землі.



Рис. 2.6. Жатка ЖРС–5



Рис. 2.7. MacDon FD140

Транспортери (drapers) – три незалежних гумотканинних стрічки: дві бокові подають масу до центру, центральна – до підживлювача комбайна. Ширина центрального транспортера – 2007 мм. Система FeedMacX підвищує пропускну здатність на 20% порівняно з попередніми моделями. Швидкість бокових транспортерів може збільшуватись на 60% для важких умов збирання [11].

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ЖРБ 00. 000 ПЗ

Арк.

17

Мотовило – важке, з крок між пальцями 4 дюйми (102 мм), спеціальна форма кулачкового механізму для захвату полеглих рослин. Регулювання – гідравлічне з кабіни.

Переваги MacDon FD140: висока адаптація до рельєфу; значна ширина захвату; надійні гумові транспортери; мінімальні втрати зерна завдяки Active Float; універсальність агрегування.

Недоліки: висока вартість; складність технічного обслуговування; потребує потужних комбайнів для агрегування; обмежена доступність запчастин в Україні.

Аналіз розвитку конструкцій валкових жаток дозволяє виділити такі основні тенденції:

- перехід від пальцевих до безпальцевих різальних апаратів – підвищення якості скошування на важких і полеглих посівах, зниження кількості обслуговуваних вузлів;
- впровадження планетарних (Schumacher, Pro Drive) та гідравлічних приводів ножа – зниження вібрацій, підвищення ресурсу та швидкості різання;
- застосування систем автоматичного копіювання рельєфу (Active Float у MacDon) – мінімізація втрат при роботі на нерівному рельєфі;
- збільшення ширини захвату – від традиційних 4–6 м до 10–13 м у зарубіжних зразках, що суттєво підвищує продуктивність;
- гнучкі рами різального бруса (FlexDraper®) – рівномірне прилягання ножа до ґрунту на всій ширині захвату;
- драперні (стрічкові) транспортери замість ремінно-планчастих – менші втрати дрібного зерна, краще транспортування маси;
- цифрові системи моніторингу і управління з кабіни – дистанційне регулювання всіх параметрів жатки.

3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Технологічні розрахунки

Навісна фронтальна універсальна жатка ЖРБ–4,2 призначена для скошування зернобобових культур, зеленого горошку, насінників трав та цукрового буряку з формуванням скошеної маси у валки за роздільного способу збирання врожаю у встановлені агротехнічні строки. Фронтальне компонування жатки уможливорює її широке застосування при збиранні зернових культур, полеглих хлібів і трав у районах вирощування зернобобових. Окрім того, агрегат придатний для прокошування та обкошування полів. Жатка навішується на похилу камеру комбайнів СК–5А, СК–5М, СКД–6 або на навісний пристрій реверсивних тракторів і спеціальних енергетичних засобів.

Машина складається з навісного пристрою та платформи, на якій змонтовано такі основні вузли: різальний апарат, мотовило, транспортер, механізми приводу та гідравлічна система. Для збирання насінників цукрового буряку передбачено активний дільник.

Платформа жатки шарнірно з'єднана з рамою. Блок урівноважувальних пружин служить для балансування платформи відносно шарнірів рами і кріпиться до рами за допомогою осі та шплінта. Фіксація платформи відносно рами забезпечується пальцем, що встановлюється в раму і утримується шплінтом. На платформі розміщено: різальний апарат, механізм виносу мотовила, привід різального апарату, транспортер, контрпривід, редуктор і варіатор мотовила. Через перехідну раму платформа шарнірно навішується на похилу камеру комбайна і спирається на опорні колеса.

Мотовило – ексцентрикове безшпренгельне шестилопатеве, універсального типу. Регулювання кута нахилу граблин залежно від стану хлібостою здійснюється плавним переміщенням повідця відносно сектора

					ЖРБ 00. 000 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

на корпусі. Мотовило складається з валу, на якому закріплені диски та промені.

Різальний апарат – відкритого типу, безпальцьовий, з двома різальними ножами. Обидва ножі здійснюють зворотно-поступальний рух у притисках.

Транспортер – стрічково-планчастий, складається з п'яти транспортерних стрічок, натягнутих на провідний і відомий вали. На кожній стрічці закріплені металеві планки, що підвищують активність транспортування.

Зміна положення мотовила по висоті здійснюється плунжерними гідроциліндрами, по виносу – окремими гідроциліндрами. Для захисту від перевантажень у приводі мотовила передбачена запобіжна муфта.

Дільники встановлюються на кінцях різального апарату. Правий дугоподібний дільник розмежовує скошувану смугу при прокошуваннях і одночасно є показником ширини захвату. Лівий дільник аналогічної форми відокремлює скошувану масу від нескошеної.

Опорні колеса встановлені на платформі. Висота зрізання регулюється в межах 50–400 мм поворотом напівосі опорного колеса відносно труби кріплення. Мінімальна висота зрізання досягається при вертикальному положенні напівосі; максимальна – при повороті напівосі донизу. При максимальному куті нахилу платформи висота зрізання становить 50 мм.

Привід жатки здійснюється через уніфікований редуктор. Привід мотовила – ланцюговою передачею. Можливі частоти обертання мотовила (хв^{-1}): 25,9; 28,8; 32,8; 36,0; 40,4; 45,9; 23,6.

Привід ножів різального апарату реалізований двома валами, кожен з яких окремо приводить у рух верхній і нижній ніж.

До комплекту поставки жатки входять пристосування для збирання сильно полеглих культур із спеціальними стебlopіднімачами. Для

збирання насінників цукрового буряку передбачено активний дільник, що встановлюється на лівій боковині жатки та приводиться від варіатора активного дільника.

3.2.1. Умови скошування

Довжина стебел зернобобових культур, що скошуються, становить 0,40–0,60 м, середнє значення $L_{cp}=0,5$ м. Стебла відхиляються від вертикального положення на $Q_n=10^\circ$. Довжина бобів – 60–80 мм. Діаметр стебла $d=3-5$ мм, розрахункове значення $d_c=4$ мм. Жорсткість стебла $EI=0,03$ Н·м². Коефіцієнт поведінки при розтягуванні $G_{max}/E=0,04$. Густота стеблостою $\Gamma=300$ стебел/м². Співвідношення мас зерна та соломи: $U_z:U_c=1:1,5$. Урожайність зерна – до 30 ц/га.

При швидкості удару по бобах $V_{np} \geq 2$ м/с можливе вибивання зерна. Висота встановлення різального апарату над рівнем ґрунту при копіюванні рельєфу змінюється в межах 0,05–0,40 м, складаючи в середньому $H_{cp}=0,2$ м. Час удару сегмента по стеблу $t=0,3 \cdot 10^{-3}$ с. Кут нахилу різального апарату до горизонталі – 15° . Поздовжня сила, при якій відбувається згинання одного стебла стерні: $R_{кр}=0,4$ Н.

3.2.2. Розрахунок мотовила

У жатці, що удосконалюється, застосовано ексцентрикове мотовило, яке забезпечує надійний підйом полеглих стебел.

Діаметр мотовила прийнято рівним 1400 мм відповідно до типорозмірного ряду мотовил, що виготовляються промисловістю.

3.2.2.1. Визначення кількості граблин на мотовилі

У зонах застосування жатки часто спостерігається вилягання хлібів. Для їх ефективного підйому жатка має працювати при звичайних

швидкостях – до 6,3 км/год (1,8 м/с) – або при підвищених швидкостях за нормального хлібостою – до 8 км/год (2,2 м/с).

Швидкість руху жатки при збиранні полеглих хлібів обмежується лінійною швидкістю граблини мотовила. За нормальних умов максимально допустима лінійна швидкість граблини становить 3 м/с. Для коректного виконання технологічного процесу відношення окружної швидкості мотовила до поступальної швидкості агрегату $\lambda=1,3-1,7$.

Приймаємо $\lambda=1,7$. Тоді

$$V_m = \frac{U}{\lambda}; \quad (3.1)$$

$$V_m = \frac{3}{1,7} = 1,8 \text{ м/с (6,5 км/год)}.$$

При подальшому збільшенні швидкості жатки відношення λ зменшуватиметься і при $V=12$ км/год стає близьким до 1. Отже, на прямостоячому хлібостої мотовило забезпечує якісне виконання технологічного процесу при підвищених робочих швидкостях.

Визначаємо частоту обертання мотовила

$$U = \omega R = \frac{\pi n R}{30}; \quad (3.1)$$

$$n = \frac{30U}{\pi R}; \quad (3.3)$$

$$n = \frac{30 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,7} = 41 \text{ с}^{-1}.$$

При робочих швидкостях менше 6,5 км/год відношення λ зростає, тому для збереження оптимального режиму роботи мотовила передбачено клинопасовий варіатор, що дозволяє знижувати лінійну швидкість граблин.

При $\lambda=1,7$ кількість граблин визначається за формулою

$$z = \frac{\pi}{\eta \left(\phi - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right)}, \quad (3.4)$$

де ϕ – кут, що визначає положення планки у момент входу в стеблостій

$$\phi = \arcsin \frac{1}{\lambda}; \quad \phi = \arcsin 0,59 = 0,625;$$

η – коефіцієнт враховує розподіл дії граблини на стебла. Залежить від густини і висоти стебел, $\eta=1-1,7$.

Приймаємо $\eta=1,4$

$$z = \frac{3,14}{1,4 \left(0,625 - \frac{3,14}{2} + \sqrt{1,7^2 - 1} \right)} = 5,23.$$

Приймаємо $z=6$.

3.2.2.2. Визначення кута нахилу пальців граблин

Максимальна корисна глибина занурення мотовила в стеблостій визначається за формулою

$$Y_C - Y_A = \frac{R}{\lambda} (\lambda - 1), \quad (3.5)$$

за умови $\lambda=1,5$

$$Y_C - Y_A = \frac{0,8}{1,2} (1,2 - 1) = 0,13 \text{ м};$$

при $\lambda=1,2$

$$Y_C - Y_A = \frac{0,8}{1,2} (1,2 - 1) = 0,13 \text{ м}.$$

Приймаємо розрахункове заглиблення пальця в стеблостій $h_1=0,15$ м.

З рівняння положення пальця визначаємо відповідний кут повороту граблини

$$h_1 = R \cdot (\sin \omega t_1), \quad (3.6)$$

визначаємо відповідний кут повороту граблини

$$\omega \cdot t_1 = \arcsin \frac{R - h_1}{R}, \quad (3.7)$$

$$\omega \cdot t_1 = \arcsin \frac{0,8 - 0,15}{0,8} = 54,3^\circ.$$

З виразу для абсолютної швидкості пальця визначаємо напрямок V_{abc} у момент входу в стеблостій.

Методом перебору при $\lambda=1,2$ кут $\theta_{ex}=88^\circ$, а при $\lambda=1,5$ кут $\theta_{ex}=104^\circ$.

Для надійного ковзання стебел нагору по пальцю у момент його впровадження в стеблостій необхідно виконати умову

$$\theta' = \zeta_1 + \phi_1, \quad (3.8)$$

тобто

$$\theta_{ex} \geq \xi_1 + \phi_0. \quad (3.9)$$

Кут нахилу пальців (планки) у цей момент визначається з умови зісковзування стебел при їх вертикальному положенні

$$\begin{aligned} \xi'_1 &\leq 88^\circ - 20^\circ = 68^\circ, \\ \xi''_2 &\leq 104^\circ - 20^\circ = 84^\circ. \end{aligned}$$

Приймаємо умову, що зісковзування стебел повинне відбуватися в момент, коли вони розташуються вертикально, тобто при

$$\omega t_3 = 90^\circ.$$

Для цього положення з рівняння рівноваги отримуємо

$$\omega \cdot t = \arcsin \frac{1}{\lambda} \cdot \sin \theta + \theta - \frac{\pi}{2}, \quad (3.10)$$

що при будь-якому λ дає кут виходу $\theta_{ex}=180^\circ$.

Відповідно до умов виходу пальця зі стеблостою

$$\theta_3 = \pi + \xi_3 + \phi_0, \quad (3.11)$$

$$|\xi_3| \leq \theta_{ex} - 180 - \phi_0, \quad (3.12)$$

$$\theta_3 = 180 + \xi_3 + \varphi_0. \quad (3.13)$$

Прийнято: при вході в стеблостій $\zeta_1=30^\circ$, а щоб мотовило не притискало низько лежачі стебла до поверхні ґрунту; при виході зі стеблостою $\zeta_3=0^\circ$ – для гарантованого зісковзування стебел з граблин. За відсутності механізму зміни кута ζ приймається його середнє значення $\zeta_0=15^\circ$.

3.2.2.3. Висота установки осі мотовила над різальним апаратом

Приймаємо довжину пальця мотовила $l_n=0,15$ м і $\zeta=\zeta_0=15^\circ$, з рівнянь

$$T_{\max} = L_{\max} + \frac{R}{\lambda_{\min}} + l_n \cos \xi_{\min} - H_{\min}, \quad (3.14)$$

$$T_{\min} = L_{\min} + \frac{R}{\lambda_{\max}} + l_n \cos \xi_{\max} - H_{\max} \quad (3.15)$$

отримуємо:

$$T_{\max} = 0,75 + \frac{0,8}{1,2} + 0,15 \cos 0 - 0,1 = 1,425 \text{ м},$$

$$T_{\min} = 0,65 + \frac{0,8}{1,5} + 0,15 \cos 30 - 0,2 = 1,09 \text{ м}.$$

Для кращого очищення передньої частини платформи від зрізаних стебел приймаємо мінімальний зазор між кінцями пальців мотовила й різальним апаратом $\Delta S=0,02$ м, тоді

$$T'_{\min} = R' + \Delta S = 0,8 + 0,08 = 0,88 \text{ м}.$$

Діапазон регулювань мотовила по висоті

$$T_{\max} - T'_{\min} = 1,45 - 0,85 = 0,6 \text{ м}.$$

3.2.2.4. Винос мотовила відносно різального апарата

Мінімальний винос мотовила відповідає положенню його осі над

спинкою ножа. Максимальній винос визначається за формулою:

$$i_{\max} = \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{2R}{\lambda} \left(\sqrt{\lambda^2 - 1} - \arccos \frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \frac{H}{L} \right) + l_n \sin \xi. \quad (3.16)$$

Приймаємо $L=L_{cp}=1,5$, $H=H_{cp}=0,7$, $z=z_0=15^\circ$, $l_n=0,15$ м.

При $\lambda=1,5$

$$i_{\max} = \frac{0,8}{1,5} \sqrt{1,5^2 - 1} - \frac{2 \cdot 0,8}{1,5} \left(\sqrt{1,5^2 - 1} - \arccos \frac{1}{1,5} \right) \cdot \left(1 - \frac{0,15}{0,7} \right) + 0,15 \cdot \sin 15^\circ = 0,46 \text{ м.}$$

При $\lambda=1,2$

$$i_{\min} = \frac{0,8}{1,2} \sqrt{1,2^2 - 1} - \frac{2 \cdot 0,8}{1,2} \left(\sqrt{1,2^2 - 1} - \arccos \frac{1}{1,2} \right) \cdot \left(1 - \frac{0,15}{0,7} \right) + 0,15 \cdot \sin 15^\circ = 0,02 \text{ м.}$$

3.2.3.5. Визначаємо ККД мотовила

Середнє значення виносу мотовила $i=0,2$ приймається як розрахункове.

Відповідно до виразу

$$\eta = \frac{b}{S_z} = \frac{z}{2\pi} \left(\sqrt{\lambda^2 - 1} - \arccos \frac{1}{\lambda} - \arcsin \frac{i}{R} + \frac{\lambda \cdot i}{R} \right), \quad (3.17)$$

для $\lambda=1,5$, одержимо

$$\eta = \frac{5}{2 \cdot 3,14} \left(\sqrt{1,5^2 - 1} - \arccos \frac{1}{1,5} - \arcsin \frac{0,2}{0,8} + \frac{1,5 \cdot 0,2}{0,8} \right) = 0,4.$$

для $\lambda=1,2$, одержимо

$$\eta = \frac{5}{2 \cdot 3,14} \left(\sqrt{1,2^2 - 1} - \arccos \frac{1}{1,2} - \arcsin \frac{0,2}{0,8} + \frac{1,2 \cdot 0,2}{0,8} \right) = 0,136.$$

Прийнявши коефіцієнт взаємодії стебел $\mu=1,4$, отримаємо

$$\eta_{\max} = 0,4 \cdot 1,4 = 0,56$$

і для іншого випадку

$$\eta_{\min} = 0,156 \cdot 1,4 = 0,22$$

Отже, без участі мотовила зрізується, відповідно

$$(1 - 0,56) \cdot 100\% = 44\%$$

та

$$(1 - 0,22) \cdot 100\% = 78\%$$

відсотків стебел.

3.2.3. Визначення ширини викидного вікна

Ширина викидного вікна має бути достатньою для вільного проходу стебел і запобігання склепоутворенню. Умова відсутності склепоутворення транспортерами жатки $B_0 \geq 2 \cdot L_{\max} \cdot \sin \beta$.

Приймаючи довжину стебел, що зрізуються

$$L_{\max} = 0,75 - 0,1 = 0,65 \text{ м}$$

і кут $\beta = 45^\circ$, тоді

$$B_0 \geq 2 \cdot 0,65 \cdot \sin 45^\circ = 0,92 \text{ м.}$$

Приймаємо $B_0 = 1 \text{ м.}$

3.2.4. Визначення потужності на привід мотовила

Потужність на привід мотовила визначається за формулою

$$N = 10^{-4} \cdot P \cdot r \cdot n_{\max} \cdot B_{\text{ж}}, \quad (3.18)$$

де P – опір мотовила на 1 м ширини захвату, виміряний на кінцях променів, $P = 50 \text{ Н/м}$;

r – відстань від валу мотовила до кінця променів, $r = 0,628 \text{ м}$;

$n_{\max}$ – частоту обертання валу в хвилину, $n_{\max} = 50 \text{ хв}^{-1}$;

$B_{\text{ж}}$ – ширина захвата жатки

$$N = 10^{-4} \cdot 50 \cdot 0,628 \cdot 50 \cdot 4,2 = 0,66 \text{ кВт.}$$

$$N_{np.m} = \frac{N_M}{\eta_{клас} \cdot \eta_{ланц} \cdot \eta_k}, \quad (3.19)$$

$$N_{np.m} = \frac{0,66}{0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,99} = 0,772 \text{ кВт.}$$

Крутний момент на приводному шківі варіатора

$$T = \frac{9550 \cdot N_{np.m}}{n_1}, \quad (3.20)$$

$$T = \frac{9550 \cdot 0,772}{510} = 14,37 \text{ Н·м.}$$

Розраховуємо ланцюгову передачу в привод: потужність $P_1=1,5$ кВт, $n_1=250-810 \text{ хв}^{-1}$ і передавальне число $i=3,5$; передача відкрита; умови роботи – тризмінні, запорошені.

1. Кількість зубів зірочок $z_1=16$,

$$z_2=16 \cdot 3,5=56.$$

2. Міжосьова відстань для забезпечення довговічності

$$a=40 \cdot P_{ланц}, \quad (3.21)$$

де $P_{ланц}$ – крок ланцюга, м.

3. Розрахункова потужність

$$P_p = P_1 \cdot k_e \cdot k_z \cdot k_n, \quad (3.22)$$

де k_e – коефіцієнт експлуатації

$$k_e = k_\partial \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_{рег} \cdot k_c \cdot k_{реж}, \quad (3.23)$$

де k_∂ – коефіцієнт динамічного навантаження, $k_\partial=1$;

k_a – коефіцієнт міжосьової відстані, $k_a=1$;

k_n – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту, $k_n=1$;

$k_{рег}$ – коефіцієнт способу регулювання натягу, $k_{рег}=1$;

k_z – коефіцієнт мастила і забруднення, $k_z=1,3$;

$k_{реж}$ – коефіцієнт режиму, $k_{реж}=1,45$;

$$k_e = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,45 = 1,89;$$

k_z – числа зубів, $k_z=1$;

k_n – коефіцієнт частоти обертання, $k_n=1$

$$P_p = 0,772 \cdot 1,89 \cdot 1 \cdot 1 = 1,46 \text{ кВт.}$$

Для $P_p=1,46$ кВт призначаємо однорядний ланцюг з кроком $P_{ланц}=15,875$ мм, тоді

$$a = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм.}$$

Визначаємо швидкість ланцюга

$$V_{\min} = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot P_{ланц}}{60000}, \quad (3.24)$$

$$V_{\min} = \frac{250 \cdot 16 \cdot 15,875}{60000} = 1,06 \text{ м/с,}$$

де n – частота обертання зірочки;

z – число зубів;

$P_{ланц}$ – крок ланцюга

$$V_{\max} = \frac{810 \cdot 16 \cdot 15,875}{60000} = 3,43 \text{ м/с.}$$

По табл. 13.2 [16, стор. 288] приймаємо густе шарнірне мастило.

Кількість ланок в ланцюзі або довжина ланцюга в кроках

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{P_{ланц}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{P_{ланц}}{a}, \quad (3.25)$$

$$L_p = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{16 + 56}{2} + \left(\frac{56 \cdot 16}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{630} = 117.$$

Уточнена міжосьова відстань

$$a = \frac{P_{ланц}}{4} \cdot \left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right), \quad (3.26)$$

$$a = \frac{15,875}{4} \cdot \left(117 - \frac{16+56}{2} + \sqrt{\left(117 - \frac{16+56}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{56-16}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right) = 633 \text{ мм.}$$

Діаметри ділительних кіл зірочок

$$d = \frac{P_{\text{ланц}}}{\sin \frac{\pi}{z}}, \quad (3.27)$$

$$d_1 = \frac{15,875}{\sin \frac{3,14}{16}} = 81,37 \text{ мм,}$$

$$d_2 = \frac{15,875}{\sin \frac{3,14}{56}} = 282,98 \text{ мм.}$$

Колова сила в ланцюзі

$$P = F_t \cdot V, \quad (3.28)$$

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{0,772 \cdot 10^3}{3,43} = 225 \text{ Н.}$$

Натяг від відцентрових сил

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (3.28)$$

де q – маса одиниці довжини ланцюга, $q=1$ кг/м;

V – колова швидкість

$$F_v = 1 \cdot 3,43^2 = 11,76 \text{ Н.}$$

3.4. Силовий аналіз механізмів машини

3.4.1. Розрахунок клинопасового варіатора

Діапазон регулювання варіатора:

$$U = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}, \quad (3.29)$$

$$U = \frac{41}{10,4} = 4.$$

Для отриманого діапазону приймається симетричний варіатор з однаковими діаметрами ведучого і веденого шківів (рис. 3.2).

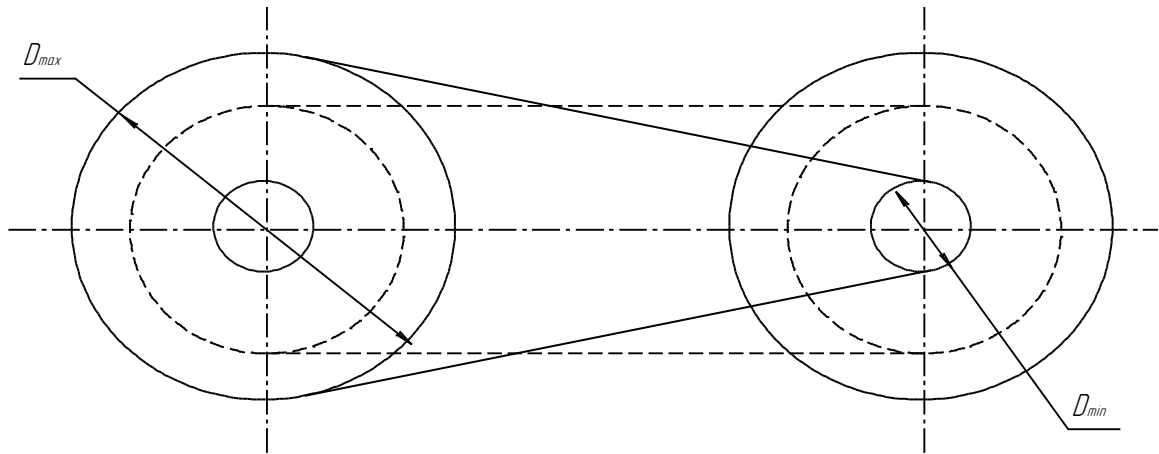


Рис. 3.2. Схема визначення довжини пасу симетричного варіатора

Вибрано варіаторний пас СВ–38–1500Ш з такими даними (рис. 3.3)

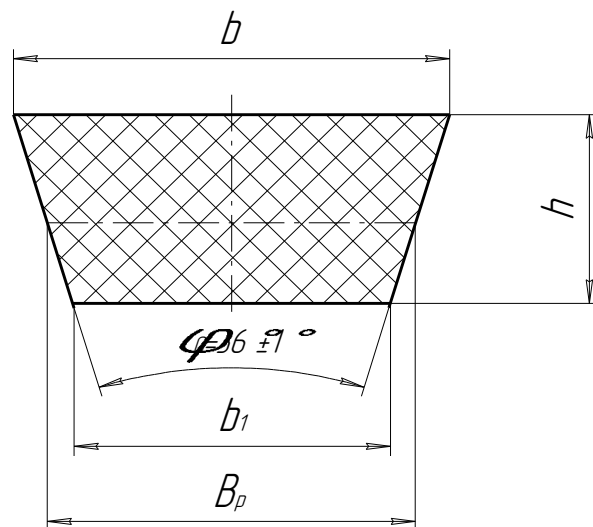


Рис. 3.3. Параметри клинового пасу варіатора

$$b_1 = 27,6 \text{ мм};$$

$$B_p = 32 \text{ мм};$$

$$b = 38 \text{ мм};$$

$$h = 17 \text{ мм};$$

$$L = 1600 \text{ мм};$$

$$F = 5,95 \text{ см}^2.$$

Діапазон регулювання збільшується зі зростанням верхньої ширини перетину пасу та зменшенням його висоти і кута канавки φ канавки. Цим вимогам найбільш повно відповідають спеціальні варіаторні клинові паси.

Оптимальні розміри регульованих шківів симетричного варіатора заданих розмірах перетину пасу:

– мінімальний діаметр:

$$D_{\min} = \frac{b}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} - 2h, \quad (3.30)$$

$$D_{\min} = \frac{38}{\operatorname{tg} \frac{34}{2}} - 2 \cdot 17 = 90 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_{\min}=90$ мм;

– максимальний діаметр:

$$D_{\max} = 4 \cdot D_{\min}, \quad (3.31)$$

$$D_{\max} = 4 \cdot 90 = 360 \text{ мм.}$$

– зовнішній діаметр шківів:

$$D_H = 2 \left(\frac{b}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \right) + \frac{5}{3} \cdot h, \quad (3.32)$$

$$D_H = 2 \left(\frac{38}{\operatorname{tg} \frac{34}{2}} \right) + \frac{5}{3} \cdot 17 = 276,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_H=280$ мм;

– бічне переміщення диска:

$$\delta = b - 2h \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (3.33)$$

$$\delta = 38 - 2 \cdot 17 \cdot \operatorname{tg} \frac{34}{2} = 27,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta=30$ мм з урахуванням зазору між дисками.

Потужність на ведучому шківі варіатора:

$$N_{\text{ввл}} = \frac{N_2}{\eta_{\text{кп}} \cdot \eta_n}, \quad (3.34)$$

де $\eta_{\text{кп}}$ – ККД клинопасової передачі, $\eta_p=0,94 \div 0,97$;

η_n – ККД пари підшипників кочення, $\eta_n=0,99 \div 0,995$

$$N_{\text{ввл min}} = \frac{0,298}{0,94 \cdot 0,99} = 0,32 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{ввл max}} = \frac{0,9}{0,94 \cdot 0,99} = 0,985 \text{ кВт.}$$

Момент на привідному шківі варіатора

$$M_{\text{ввл}} = 1000 \cdot \frac{N_1}{\omega_1} = 1000 \cdot \frac{0,985}{53,38} = 18,45 \text{ Н·м.}$$

Колова сила на приводному шківі

$$F_t = \frac{2M \cdot 1000}{d}, \quad (3.35)$$

$$F_{t \text{ max}} = \frac{2 \cdot 18,45 \cdot 1000}{90} = 410 \text{ Н,}$$

$$F_{t \text{ min}} = \frac{2 \cdot 18,45 \cdot 1000}{360} = 102,5 \text{ Н.}$$

Сила натягу пасу

$$S_{0,1} = \frac{780 \cdot N}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot Z} + qV^2, \quad (3.36)$$

де C_α – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату, $C_\alpha=1$;

C_p – коефіцієнт режиму роботи, $C_p=0,8$;

Z – кількість пасів, $Z=1$;

q – маса одного погонного метра пасу

$$q = \frac{F\gamma}{10} = \frac{5,95 \cdot 1,2}{10} = 0,714 \text{ кг},$$

де F – площа перетину пасу;

γ – питома вага пасу $\gamma=1,1 \div 1,2 \text{ г/см}^2$.

$$S_{0,1} = \frac{780 \cdot 0,985}{2,4 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1} + 0,94 \cdot 2,4^2 = 405,6 \text{ Н.}$$

Розрахункова довжина пасу

$$L = 2 \cdot l \cdot 1,57 \cdot (D_{\max 1} + D_{\min}), \quad (3.37)$$

$$L = 2 \cdot 400 \cdot 1,57 \cdot (290 + 145) = 1482 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина пасу відповідає вибраній, де $L=1600 \text{ мм}$.

Частота пробігів пасу:

$$n_1 = \frac{V_1}{L}; \quad (3.38)$$

$$n_1 = \frac{2,4}{1,5} = 1,6 \text{ с}^{-1};$$

$$n_1' = \frac{9,6}{1,5} = 6,4 \text{ с}^{-1}.$$

Зусилля, що діє на вали передачі

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot F \cdot z \cdot \cos \frac{\nu}{2}, \quad (3.39)$$

де σ_0 – напруження в перетині пасу від початкового натягнення,

$\sigma_0=1,2 \div 1,5 \text{ МПа}$;

ν – кут між гілками пасу

$$\nu = \alpha - 180^\circ = 223^\circ 5' - 180 = 43^\circ 5',$$

де α – кут обхвату

$$\alpha = 180 + \frac{D_{\max}}{l} \cdot 60^\circ; \quad (3.40)$$

$$\alpha = 180 + \frac{360}{392} \cdot 60^\circ = 235^\circ 6'.$$

Отже

$$Q = 2 \cdot 1,5 \cdot 5,95 \cdot 1 \cdot \cos \frac{55^\circ 6'}{2} = 15,83 \text{ Н.}$$

Осьове зусилля Q пружини, зв'язане потужністю N , що передається

$$Q_{oc} = \frac{550 N_2 \cdot \cos \frac{\varphi}{2}}{2 f_{mp} \cdot V}, \quad (3.41)$$

де f_{mp} – коефіцієнт тертя, $f_{mp} = 0,22 \div 0,25$

$$Q_{oc} = \frac{550 \cdot 0,917 \cdot \cos \frac{34^\circ}{2}}{2 \cdot 0,25 \cdot 2,4} = 100,5 \text{ Н.}$$

Осьове зусилля для приводного шківів з коефіцієнтом запасу зчеплення $k = 1,3 \div 1,5$

$$Q_{oc1} = \frac{550 N_1 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot k}{2 f_{mp} \cdot V}; \quad (3.42)$$

$$Q_{oc} = \frac{550 \cdot 0,985 \cdot \cos \frac{34^\circ}{2} \cdot 1,5}{2 \cdot 0,25 \cdot 2,4} = 647,6 \text{ Н.}$$

Для плавного регулювання передавального числа варіатора зусилля на вичавний диск варіатора $Q = 647,6 \text{ Н}$ є достатнім.

3.5. Розрахунки на міцність деталей і вузлів

3.5.1. Розрахунок вилки управління варіатором

Для визначення згинаючих моментів складаємо розрахункову схему (рис. 3.5). Силу на штоку гідроциліндра прикладено в точці А у зворотному напрямку. За паспортними даними $P_{шт} = 360 \text{ Н}$.

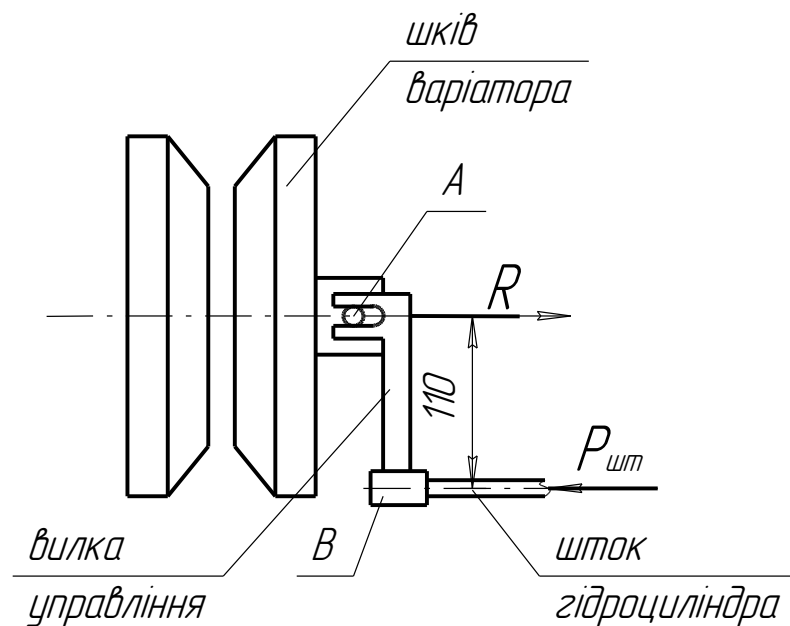


Рис. 3.5. Схема для визначення напрямку сил, діючих на вилку

Побудова епюри згинальних моментів (рис. 3.6).

Ділянка 1:

$$M = R \cdot x,$$

при $x=0$, $M=0$;

при $x=l=110$ мм

$$M = 360 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 39,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Ділянка 2.

Опорна реакція не дає моменту відносно осі X, оскільки опора паралельна цій осі. Найбільший момент – у точці B, де зосереджено дві поверхні спряження, що обумовлює концентрацію напружень. Саме тут ведеться перевірочний розрахунок.

Матеріал вилки – ковкий чавун КЧ–33–8–Ф ГОСТ 1215–79: $\sigma_B=330$ МПа. З'єднання вилки з головою штока – вставним штифтом із того ж матеріалу.

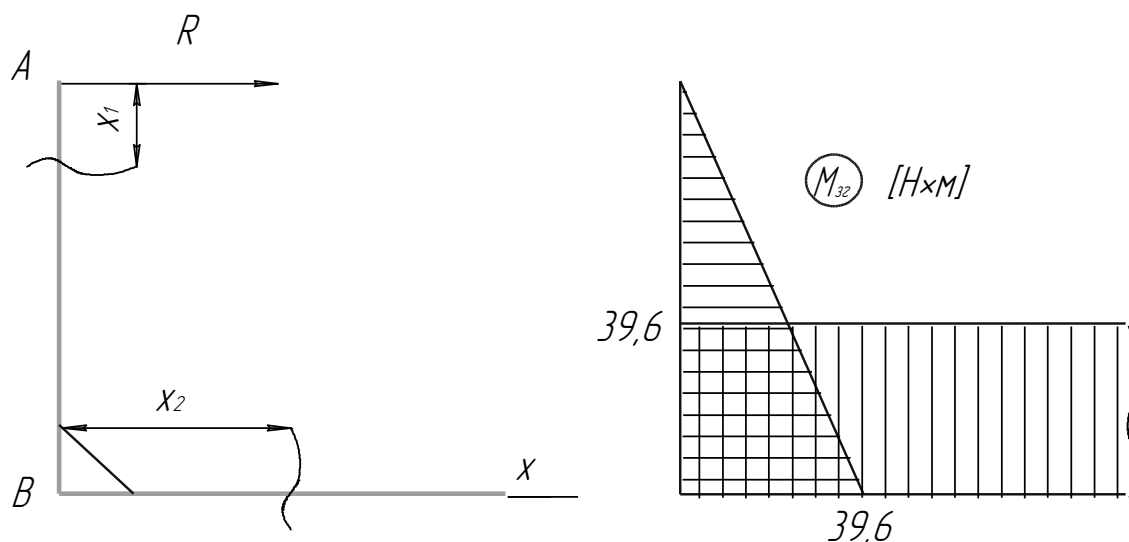


Рис. 3.6. Схема сил, що діють на вилку

Необхідний діаметр сполучного штифта.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{32}}{\pi[\sigma]}}, \quad (3.43)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 39,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 330}} = 10,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d=12$ мм.

Перевірочний розрахунок міцності штифта на згин

$$[\sigma] \geq \frac{32M_{32}}{\pi d^3}, \quad (3.44)$$

$$330 > \frac{32 \cdot 39,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12^3} = 233,4 \text{ МПа.}$$

Міцність сполучного штифта забезпечена.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано вдосконалення конструкції навісної фронтальної жатки ЖРБ–4,2.

Проведений аналіз конструкцій валкових жаток вітчизняного та закордонного виробництва дозволив виявити провідні тенденції розвитку зернозбиральної техніки: перехід до безпальцевих різальних апаратів, впровадження сучасних приводних механізмів із зниженим рівнем вібрацій, застосування систем автоматичного копіювання рельєфу та збільшення ширини захвату. Встановлено, що базова конструкція жатки ЖРБ–4,2 в цілому відповідає агротехнічним вимогам, проте має резерви для підвищення якості технологічного процесу та зниження матеріалоемності.

Технологічними розрахунками обґрунтовано раціональні параметри ексцентрикового мотовила, а саме: кути нахилу пальців при вході в стеблостій та виході з нього, висоту встановлення осі мотовила над різальним апаратом і діапазон його виносу. Застосування клинопасового варіатора приводу мотовила дозволяє проводити плавне безступінчасте регулювання частоти обертання мотовила в необхідному діапазоні, що дозволяє адаптувати роботу машини до різних умов хлібостою.

Вдосконалена конструкція жатки ЖРБ–4,2 забезпечує якісне виконання технологічного процесу збирання зернобобових культур як на полеглому, так і на прямостоячому хлібстої, відповідає агротехнічним вимогам щодо висоти зрізу та мінімізації втрат зерна. Запропоновані конструктивні рішення сприяють підвищенню продуктивності та економічної ефективності машини і можуть бути застосовані при модернізації аналогічних жаток, що перебувають в експлуатації в господарствах України.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ЖРБ 00. 000 ПЗ

Арк.

39

Список використаної літератури

1. Технології збирання зернових і конструкції сучасних зернозбиральних комбайнів // Пропозиція. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://propozitsiya.com/articles/tekhnika-ta-obladnannya/tekhnolohiyi-zbyrannya-zernovykh-i-konstruktsiyi-suchasnykh> (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

2. Машини для збирання зернових культур. Валкові жатки: призначення, різновиди, будова – [Електронний ресурс]. Режим доступу: <sgmashina2020.webnode.com.ua> (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

3. Навісна фронтальна універсальна жатка ЖРБ-4,2 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://www.agrotechnika-ukr.com.ua/infotorg.php?categoria=%CC%E0%F8%E8%ED%E8_%E4%EB%FF_%E7%E1%E8%F0_%E7%E5%F0%ED_%EA%F3%EB%FC%F2&marka=%C6%CD%C8%C2%C0%D0%CA%C8%20%C7%C5%D0%CD%CE%C1%CE%C1%CE%C2%B2&model=%C6%D0%C1-4,2%C0%20\(01\)&pidgrupa=&grupa=%C6%E0%F2%EA%E8&second=1](http://www.agrotechnika-ukr.com.ua/infotorg.php?categoria=%CC%E0%F8%E8%ED%E8_%E4%EB%FF_%E7%E1%E8%F0_%E7%E5%F0%ED_%EA%F3%EB%FC%F2&marka=%C6%CD%C8%C2%C0%D0%CA%C8%20%C7%C5%D0%CD%CE%C1%CE%C1%CE%C2%B2&model=%C6%D0%C1-4,2%C0%20(01)&pidgrupa=&grupa=%C6%E0%F2%EA%E8&second=1) (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

4. Жатка ЖРБ-4,2 – опис та характеристики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <selhoztehnika.net> (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

5. Валкова жниварка ЖВН-6: характеристики і пристрій [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <gardenunion.com.ua> (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

6. ЖВН 6а схема [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://preg.aker.cx.ua/articles/zhvn-6a-shema.html> (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

7. Жниварка валкова причіпна ЖВП-6,4 Pro Drive з планетарним приводом [Електронний ресурс]. – Режим доступу: hydromarket.com.ua (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

8. Жатка валкова причіпна ЖВП-6,4 – характеристики та особливості [Електронний ресурс]. – Режим доступу: atributagro.com.ua (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

9. Жатка ЖВУ-4,2 – особливості конструкції [Електронний ресурс]. – Режим доступу: a-tehnika.com.ua (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

10. MacDon FD140 FlexDraper® Combine Header – Specifications // allmachines.com (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

11. MacDon FD145 FlexDraper® Combine Header – Active Float System [Електронний ресурс]. – Режим доступу: allmachines.com (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

12. Методичні рекомендації щодо збирання зернових культур // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: agro.dn.gov.ua (дата звернення: 10.05.2026). – Назва з екрана.

13. Сисолін П.В., Т.І. Рибак, Сало В.М. Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 2: Машини для рільництва// За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.

14. 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.

15. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2–е вид., переробл. – Кривий Ріг: ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

16. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А.В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.