

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ГУНЬКО І.В., ГУНЬКО А.С.,
ШАРГОРОДСЬКИЙ С.А., ПОДОЛЯНИН І.М.

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Монографія

Вінниця 2020

УДК 631.356.2.06

Г-51

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Вінницького національного аграрного університету
« 25 » вересня 2020 р. (протокол № 3)*

Рецензенти:

В.В. Адамчук – доктор технічних наук, професор академік Національної академії аграрних наук України, директор ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;

Л. Г. Козлов – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету;

В.Ф. Анісімов – доктор технічних наук, професор кафедри агроінженерії та технічного сервісу Вінницького національного аграрного університету.

Г-51 Гідравлічні приводи гичкозбиральних машин: Монографія/ Гунько І.В., Гунько А.С., Шаргородський С.А., Подолянин І.М. – Вінниця:Твори 2020. – 179 с., мова українська.

У монографії розглянуто схеми гідравлічних приводів гичкозбиральних машин. Наведено основні визначення та поняття. Запропоновано схеми альтернативних гідравлічних приводів робочих органів гичкозбиральних машин. Виконано їх математичне моделювання та наведено результати досліджень математичних моделей.

ISBN 978-966-949-497-8

УДК 631.356.2.06

Г-51

ISBN 978-966-949-497-8

© І.В. Гунько, 2020

© С.А. Шаргородський, 2020

© А.С. Гунько, 2020

© І.М. Подолянин, 2020

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Гідравлічні приводи робочих органів сільськогосподарських машин. Використання групового гідроприводу.	7
1.1. Стан розвитку гідрофікації робочих органів сільськогосподарських машин.....	7
1.2. Гідравлічні схеми приводів робочих органів. Досвід та перспективи використання групового гідроприводу для гідрофікації приводів робочих органів сільськогосподарських машин в Україні.....	11
1.3. Динамічні процеси у гідроприводах робочих органів сільськогосподарських машин.....	24
1.4. Відомі конструкції доочисників гички цукрового буряка, аналіз можливості гідрофікації.....	32
2. Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху.....	51
2.1. Математичні залежності, які описують роботу гідравлічного приводу доочисника гички цукрового буряка.	60
2.2. Дослідження математичної моделі приводу доочисника голівок цукрового буряка.	81
2.2.1. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника гички цукрового буряка при підключенні першого гідромотора до вхідного вала кривошипно-шатунного механізму.....	84
2.2.2. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно-шатунного механізму на другому гідромоторі.....	87
2.2.3. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно-шатунним механізмом на третьому гідромоторі.....	90

2.2.4. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно – шатунним механізмом на четвертому гідромоторі.	94
3. Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування слідкуючого приводу переміщення робочих органів.	100
3.1. Розрахункова схема гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкозрізувального апарата.	101
3.2. Математична модель гідравлічного слідкуючого приводу гичкозрізувального апарата.	104
3.3. Дослідження динамічних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкозрізувального апарата.	124
3.4. Аналіз частотних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу гичкозрізального апарата.	140
3.5. Удосконалення конструкції гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарата для забезпечення плаского зрізу голівки коренеплоду	151
3.5.1. Гідравлічна схема удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату	151
3.5.2. Математичні залежності, що описують процеси, які відбуваються при роботі удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарата.....	155
Список використаних джерел.....	164
Додатки	175

ВСТУП

Як зазначено у аналітичній доповіді «Стратегічні напрями інституційного забезпечення розвитку аграрного сектору в Україні» [1], «аграрна галузь української економіки, демонструючи стабільний динамічний розвиток, є надійним фундаментом забезпечення продовольчої безпеки держави, базисом розширення її експортного потенціалу, джерелом задоволення внутрішнього попиту на сільськогосподарську продукцію та продукти харчування».

Одним із головних напрямів розвитку даної галузі є відтворення та розвиток матеріально-технічної бази сільського господарства, створення відповідних систем мотивації суб'єктів господарювання до впровадження наукоємних технологій.

Серед багатьох галузей сільського господарства, однією із найприбутковіших є буряківництво. Інтенсифікація розвитку цієї галузі може забезпечити значне зміцнення економічного потенціалу країни. Завдяки наявним земельним ресурсам та природно-кліматичним умовам Україна традиційно посідає провідне місце серед бурякосійних держав світу. Однак за ефективністю виробництва цукру, виходом цукру з одного гектара українські виробники значно поступаються своїм колегам з Німеччини, Франції, США, що пов'язано як з недосконалістю технологій вирощування та збирання цукрових буряків, так і з відсутністю відповідної наукоємної, конкурентоспроможної вітчизняної сільськогосподарської техніки, що відповідає рівню світових аналогів.

Найбільш трудомісткою операцією виробництва цукрових буряків є їх збирання, важливою складовою якого є доочищення ще не викопаних коренеплодів від залишків гички. Низький рівень очищення цукрових буряків, наявність залишків гички є причиною втрат цукру як під час зберігання сировини, так і її переробки. За даними Інституту біоенергетичних культур та цукрових буряків НААН України, підвищення забрудненості коренеплодів зеленою масою на 1% призводить до зниження виходу сахарози

на 0,1%, а під час зберігання буряків в кагатах зі вмістом гички до 4 % щоденні втрати цукру в середньому становлять 0,012%.

Машини, що існують, не в повній мірі забезпечують відповідність агротехнічним вимогам щодо виконання операції очищення голівок коренеплодів.

Тому дослідження з удосконалення конструкцій доочисників, розробки та обґрунтування параметрів їх приводу є актуальним завданням, розв'язання якого дозволить підвищити ступінь очищення голівок цукрових буряків від залишків гички і, відповідно, зменшити втрати сировини під час переробки та зберігання цієї культури.

В Україні працюють потужні наукові школи, які займаються розглядом питань щодо удосконалення конструкцій машин для збирання цукрових буряків, і представлена робота є логічним продовженням цих досліджень.

1. ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН. ВИКОРИСТАННЯ ГРУПОВОГО ГІДРОПРИВОДУ.

1.1. Стан розвитку гідрофікації робочих органів сільськогосподарських машин

Кон'юнктура світових ринків сільськогосподарських машин, куди поступово із своєю продукцією виходять вітчизняні товаровиробники, свідчить про загострення конкуренції серед виробників даної продукції. Надлишкові виробничі потужності, зростання продуктивності праці за рахунок впровадження робототехніки, автоматизації тощо, підвищення надійності і довговічності машин призвели до зменшення попиту на ринку сільськогосподарської техніки промисловорозвинених країн приблизно на 10%. Тому в умовах конкурентної боротьби за ринки збуту виробники техніки для сільського господарства намагаються використовувати максимальну кількість оригінальних новинок, спроможних підвищити споживчі якості виробів [1].

Розвиток конструкцій сільськогосподарських машин, а також інших мобільних машин – шляхових, будівельних, для обслуговування залізничних колій та ін., відбувається у напрямку концентрації значної кількості різноманітних операцій, що виконуються такими машинами [2]. У зв'язку з цим

особливу актуальність набуває питання оснащення таких машин відповідною кількістю активних робочих органів, що призначені для виконання даних операцій. Відповідно, мають бути використані численні приводи даних активних робочих органів, що створює певну проблему конструкторам машин. Існування двох альтернативних приводів – механічного та гідравлічного, які найбільш поширені у різноманітних конструкціях

мобільних технологічних машин, в тому числі й сільськогосподарських, потребують детального розв'язання питання вибору оптимального за своїми показниками приводу робочих органів сільськогосподарських машин. Серед дослідників та розробників сільськогосподарської техніки існує думка [2, 3, 4] про неможливість однозначного вирішення даної проблеми, оскільки велика кількість різних типів робочих органів ускладнює використання критеріїв оптимальності вибору приводу цих органів.

Варто зазначити, що розвиток і вдосконалення існуючого механічного приводу, який сьогодні займає основне місце в системах приводів робочих органів, дає деяке певне підвищення показників роботи, але в той же час не дозволяє вивести ці показники на якісно новий рівень.

В роботах Резника Н.Є., Ведернікова В.В., Жука З.Я., Абрамова Є.І., Алексєва В.Т., Васільєва П.В., Кальбуса Г.П., Любимова Б.А., Фрумкіса І.В., Марквартде В.Т. поряд з відомими перевагами механічних приводів (надійність, жорсткість кінематичних зв'язків, жорсткість передачі крутильного моменту, великий досвід дослідної і проектної роботи, досвід в експлуатації, уніфікація елементів приводу тощо), відзначаються деякі недоліки в роботі приводів робочих органів сільськогосподарських машин [4, 5]. Це громіздкість, металоємність, відсутність безступінчастого регулювання, дистанційного керування, складність обслуговування, наладки, відсутність незалежної роботи окремих робочих органів, зношення при роботі в режимі різкого зростання навантаження, поломки при аварійних зупинках робочих органів у момент заклинювання бітерів, шнеків, очисних транспортерів камінням, купками глини, залишками зеленої маси та інші, що значно обмежує технологічні можливості машин, оснащених механічними приводами. Саме ці причини є факторами, що сприяють розвитку та поширенню використання гідравлічного приводу в сільськогосподарських та інших мобільних машинах.

Підвищення конкурентоспроможності мобільних та сільськогосподарських машин пов'язане з використанням гідравлічного

приводу, яке почалося у першій половині 50-х років [4]. Після впровадження на тракторах роздільноагрегатної гідронавісної системи і появи самохідних гідрофікованих зернозбиральних комбайнів [6] питання про гідрофікацію приводів робочих органів сільськогосподарських машин набуло актуальності та подальшого розвитку.

Шестидесяті роки характеризуються рішенням питання гідрокерування положенням робочих органів за рахунок застосування поршневих, плунжерних і телескопічних гідроциліндрів, при цьому сам привід робочих органів залишався незмінно механічним [4, 5].

У 70-х роках в Радянському Союзі створюються машини з гідроприводом малоенергоємних високооборотних активних органів (техніка для внесення мінеральних добрив і вапна, сіялки з пневмовисівом, обрізувачі крони плодкових дерев, зернозбиральні комбайни з вібробункером тощо). Розпочата гідрофікація робочих органів валкових жаток, цибулезбиральних машин, зернозбиральних комбайнів. Для забезпечення гідрофікації випускаються шестеренні високооборотні гідромотори, гідровібратори, уніфікована гідроарматура, секційна гідроапаратура, гідравлічні рульові механізми для самохідних сільськогосподарських машин та інші гідроелементи. У ці роки розроблено ряд гідродвигунів зворотньо-поступального руху, освоєно виробництво середньо оборотних планетарних гідромоторів, об'ємних і дросельних ділильників потоку [4, 5]. Головна ідея того часу, на думку авторів – це поетапна гідрофікація окремих приводів сільськогосподарських машин. При цьому вважалось, що використання гідравлічного приводу доцільно в умовах забезпечення підвищених вимог до роботи приводів активних робочих органів машин для сільськогосподарського виробництва, як вимоги до кінематичної точності положення, регулювання швидкості в залежності від навантаження і швидкості руху сільськогосподарських машини. У той же час решта робочих органів з механічним приводом, до яких таких вимог не подавалося, заміні

приводу не підлягали, що, безумовно, не дозволяло вирішити питання повної гідрофікації приводу активних робочих органів.

Водночас в країнах Західної Європи, Америки відбувалось активне впровадження гідравлічного приводу в систему приводів активних робочих органів [4]. Це призвело до відставання вітчизняних машин по ряду показників: металоємності, вазі машини, компактності приводу, комфортабельності, простоті технічного обслуговування, і, як результат, втраті конкурентоспроможності. Тільки в середині 80-х років концепція комплексної гідрофікації мобільних сільськогосподарських машин отримує беззаперечне визнання і набуває розвитку по таких напрямках [4]:

- розширення застосування приводу робочих органів самохідних і агрегатуємих сільськогосподарських машин, що випускаються або розроблені на основі існуючої гідроелементної бази;
- розробка якісно нових схем гідроприводу з паралельним і послідовним з'єднанням приводів робочих органів одночасно з проектуванням самих сільськогосподарських машин з метою мінімізації використаної гідроапаратури, оптимізації компонування робочих органів;
- удосконалення гідросистем сільськогосподарських машин на основі перспективних схемо-технічних рішень із застосуванням гідросистем, чутливих до навантаження.

Варто зазначити, що наведені напрямки робіт не вичерпують можливі актуальні пропозиції використання гідрофікованих приводів активних робочих органів сільськогосподарських машин. Аналіз можливих використань гідравлічного приводу у конструкції кормозбирального комбайна КСК-30, виконаний Резніком Н.Є. [7], дозволяє стверджувати, що не менше 90% всіх приводів сільськогосподарських машин завдяки гідрофікації можуть значно підвищити свою ефективність.

Серед актуальних напрямків підвищення ефективності гідросистем мобільних сільськогосподарських машин відзначають автоматичне електрогідравлічне силове регулювання робочих органів; 100% оснащення

колісних машин об'ємними гідроприводами рульового керування; використання комбінованої гідроапаратури, що виконує декілька функцій; підвищення технічної продуктивності за рахунок більш повного використання потужності насосної станції [4, 5]. Безумовно конкурентноспроможними можуть стати зразки мобільних сільськогосподарських машин, які забезпечують можливість одночасної обробки культур на великому проміжку поля (багаторядна обробка), що значно скорочує витрати пального на проведення відповідних технологічних операцій, наприклад, збирання урожаю, оранку, підживлення посівів та ін.

В 90-х роках були окремі спроби впровадження гідроприводу групи робочих органів [8], в 1991 році в своїй роботі Кастіді Ю.К. виконав економічне обґрунтування ефективності проведення комплексної гідрофікації активних робочих органів [9], але, на жаль, питання комплексної гідрофікації залишилося в розряді перспективних.

Починаючи з перших років розвитку України як самостійної держави, як країни з високим сільськогосподарським потенціалом, питання розробки гідрофікованих приводів активних робочих органів набули особливого значення як при конструюванні нових вітчизняних машин і комбайнів, так і при модифікації існуючих. Прискорений розвиток фермерського виробництва вимагає від фахівців розробки перспективних видів приводів активних робочих органів для агрегатуємої техніки з причіпним обладнанням.

1.2. Гідравлічні схеми приводів робочих органів. Досвід та перспективи використання групового гідроприводу для гідрофікації приводів робочих органів сільськогосподарських машин в Україні

Підвищення конкурентоспроможності мобільних та сільськогосподарських машин пов'язане з використанням гідравлічного

приводу, яке почалося у першій половині 50-х років [10]. Після впровадження на тракторах роздільно-агрегатної гідронавісної системи і появи самохідних гідрофікованих зернозбиральних комбайнів, питання про гідрофікацію приводів робочих органів сільськогосподарських машин набуло актуальності та подальшого розвитку.

Як вказують автори досліджень [8, 10], є два шляхи гідрофікації робочих органів. Перший – роздільний автономний привід і привід з поділом потоку рідини по споживачах, тобто з послідовним з'єднанням.

Другий - паралельне з'єднання гідромоторів, наприклад схема приводу струшувача, транспортера і сепаратора виноградозбирального комбайна «Chisholm Ryder» (США) [11].

Гідрофікація модернізованої гичкозбиральної машини БМ-6 [19], гідрокінематична схема якої показана на рис.1.1, є типовою для сучасного стану конструювання та виробництва вітчизняних сільськогосподарських та інших мобільних машин. Встановлені на роздавальному редукторі насоси Н1, Н2, Н3 живлять відповідні приводи робочих органів. До насоса Н1 підключений гідромотор ГМ1 приводу доочисника голівок коренів. Насос Н2 подає рідину до гідромотора ГМ2 приводу транспортера навантаження гички.

Насос Н3 слугує для подачі рідини до циліндра Ц механізму водіння машини по рядках. Насоси Н4, які встановлено на редукторах приводу гичкозрізуючих апаратів, забезпечують подачу рідини до гідромоторів ГМ4 приводу бітерів та транспортерів подачі гички. Крім зазначених гідравлічних, використовуються механічні приводи, а також численні механічні передачі. Результатом подібної гідрофікації стало використання автономних гідроприводів, які потребують значної кількості насосів для забезпечення живлення відповідної кількості гідромоторів. Очевидно, що таким шляхом неможливо забезпечити повну гідрофікацію мобільної машини, яка виконує багаточисельні робочі операції за допомогою активних робочих органів.

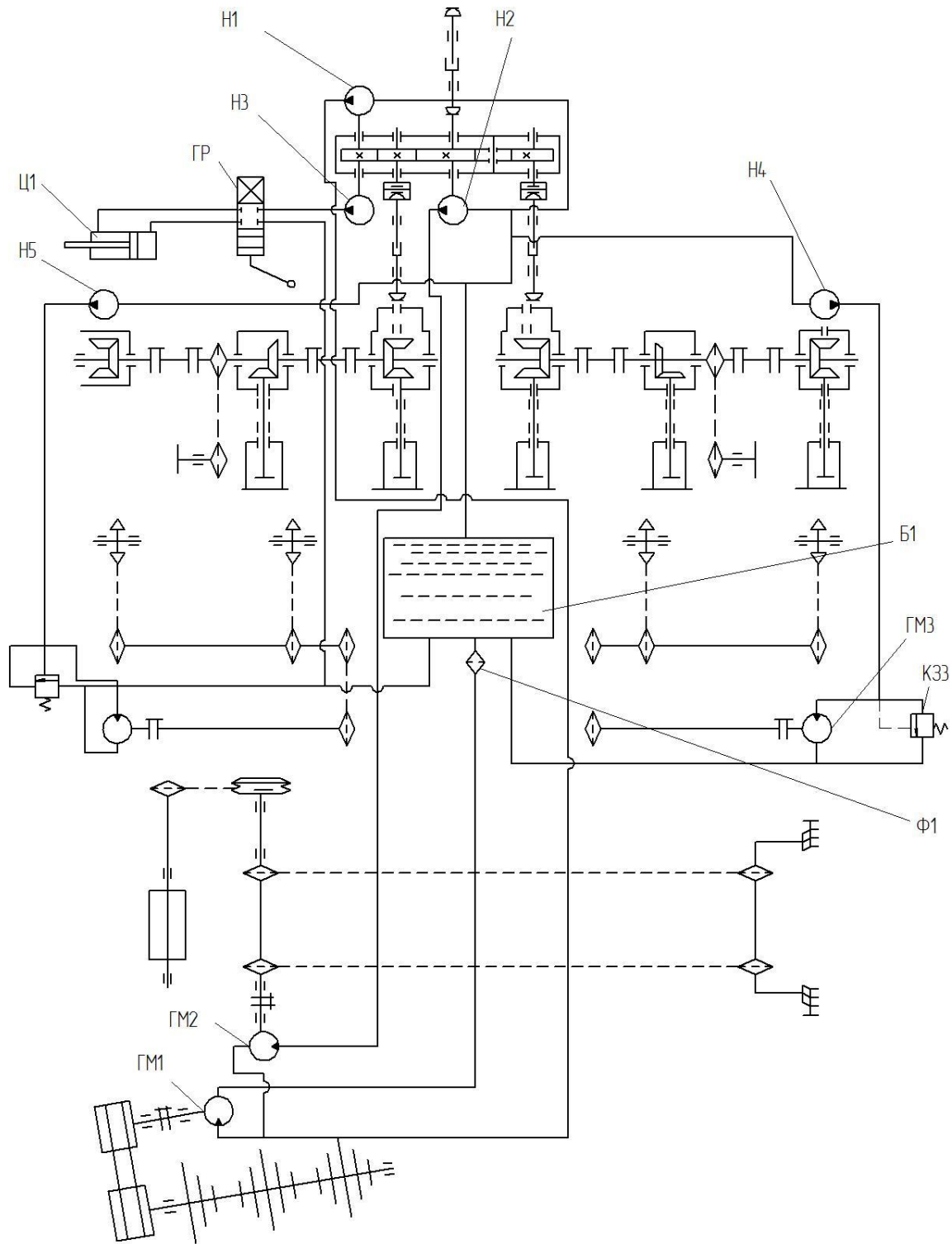


Рисунок 1.1. Гідрокінематична схема модернізованої гичкозбиральної машини БМ-6 [8].

Тому ідея використання обмеженої кількості джерел живлення декількох виконавчих двигунів набуває поширення і є актуальним напрямком гідрофікації приводів мобільних машин [8]. Одним із варіантів розв'язання задачі з використанням об'ємного ділильника потоку є привід вібратора плодозбирального комбайна КПУ-2А, гідравлічна схема якого показана на рис.1.2.

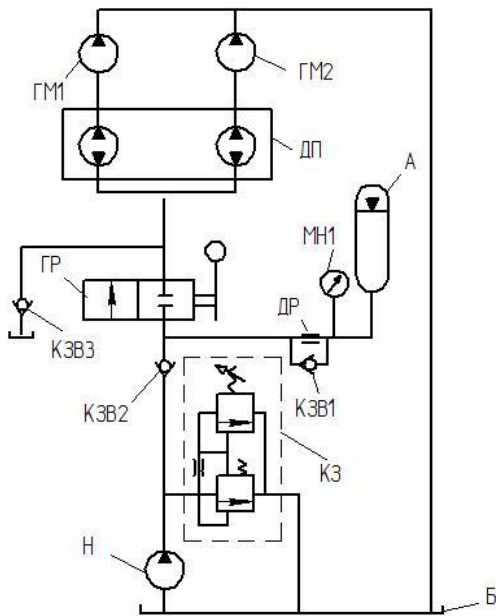


Рисунок 1.2. Гідравлічна схема приводу плодозбирального комбайна КПУ-2А

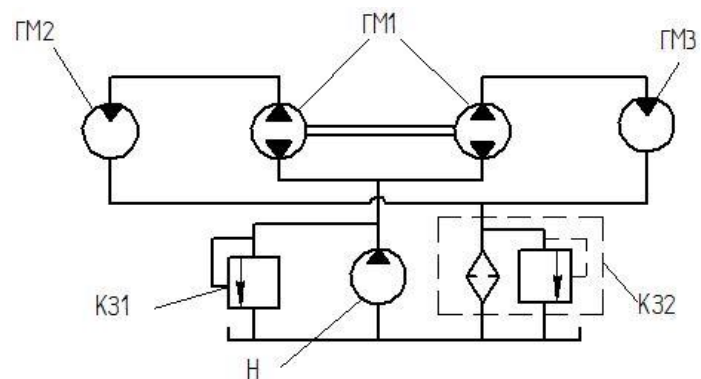


Рисунок 1.3. Гідравлічна схема приводу робочих органів машини для збирання кісточкових культур

Даний привід розроблено у ВНТ «ВИСХОМ» [12]. Він працює таким чином: при переїзді комбайна від одного дерева до другого, гідророзподільник ГР закритий, рідина поступає від насоса Н через зворотній клапан КЗВ1 до акумулятора А та заряджає його до потрібного тиску. Після того, як комбайн під'їде до дерева і захоплюючим пристроєм затисне його, оператор відкриває гідророзподільник ГР. Сумарний потік рідини від насоса Н через ділильник потоку ДП надходить на вхід гідромоторів ГМ1 і ГМ2 приводу дебалансів вібратора і здійснюється процес струшування.

Іншим прикладом використання одного насоса для живлення шляхом розподілу потоку двох гідромоторів є гідравлічний привід робочих органів машини для збирання кісточкових культур (Росія) [12], гідравлічна схема якого показана на рис. 1.3. Даний гідропривід включає в себе насос Н, що через ділянку потоку ДП приводить в дію два паралельно сполучені гідромотори ГМ1 та ГМ2, запобіжний клапан КЗ1 запобігає навантаженню системи та клапан КЗ2 слідкує за станом очисного фільтру Ф.

Наведені на рис. 1.2 та рис. 1.3 схеми гідравлічних приводів з об'ємним розподілом потоку відрізняються відносною простотою, але навіть при простоті виконуваних функцій вимагають додаткової гідроапаратури (ділянок потоку), що веде до зниження втрат, а також підвищення потужності насосної станції.

Широкі можливості збільшення кількості гідродвигунів, що живляться від одного насоса, та урізноманітнення функцій приводу, до складу якого вони входять, надають гідросистеми з послідовним з'єднанням гідродвигунів – гідроциліндрів або гідромоторів. Такі гідроприводи називають груповими [4, 10]. На рис. 1.4 показано схему приводу робочих органів захвату та коливання плодозбиральної машини, розроблену в Болонському університеті (Франція) [11].

Насос Н з автоматичним керуванням тиску подає робочу рідину, очищену фільтром Ф, через зворотний клапан КЗВ в гідросистему, яка складається з контурів для гідроприводу захоплення штамба і пристрою його коливання.

Трипозиційні чотирилінійні розподільники ГР1 і ГР2 з ручним управлінням, з'єднані послідовно, підключені до пневмогідроакумулятора ГА, встановленого в лінії нагнітання після зворотного клапана. При нейтральному положенні золотника робоча рідина перекачується до баку Б. Для захоплення штамба золотник розподільника ГР1 переводять в позицію А. Робоча рідина подається насосом через гідрозамок ГЗ1 в поршневу

порожнину гідроциліндра ГЦ, забезпечуючи захоплення штамба. Золотник розподільника ГР1 повертають в нейтральне положення, після чого відбувається закриття гідрозамка. При переведенні золотника розподільника в положення С штамп дерева звільняється від захоплення. Переводом в положення С розподільника ГР2 робоча рідина через гідрозамок ГЗ2 подається на гідромотор ГМ, що здійснює коливання штамбу дерева.

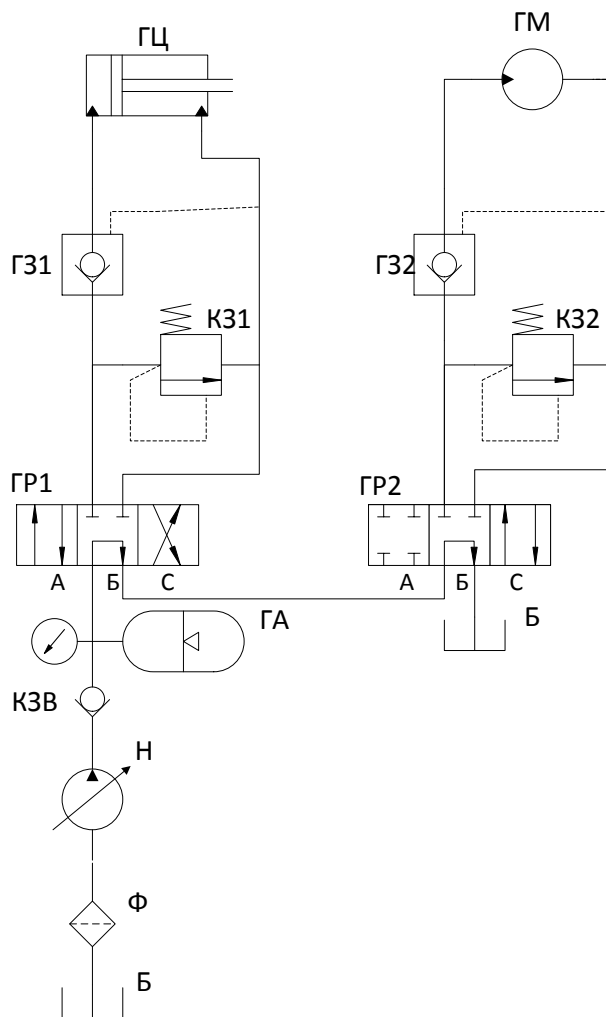


Рисунок 1.4. Схема гідравлічного приводу робочих органів захвату та коливання плодозбиральної машини.

Швидкість переміщення штока гідроциліндра і швидкість обертання валу гідромотора регулюють запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2.

Гідравлічна схема приводу вібраторів катків [11], що показана на рис. 1.5. включає в себе реверсивний регульований насос Н2, який приводить в дію послідовно сполучені гідромотори ГМ1 та ГМ2. Залежно від робочої позиції гідророзподільника ГР привід вібраторів може

працювати з одним мотором або з двома. В даному випадку привід вібраторів має значну потужність і тому реалізується об'ємне регулювання швидкості виконавчих двигунів. Реверсивний насос регульованої продуктивності Н1 подає рідину в магістралі гідросистеми, які від

перенавантаження захищені запобіжними клапанами К32 та К33. Насос підживлення Н2 компенсує втрати рідини у основному контурі гідросистеми.

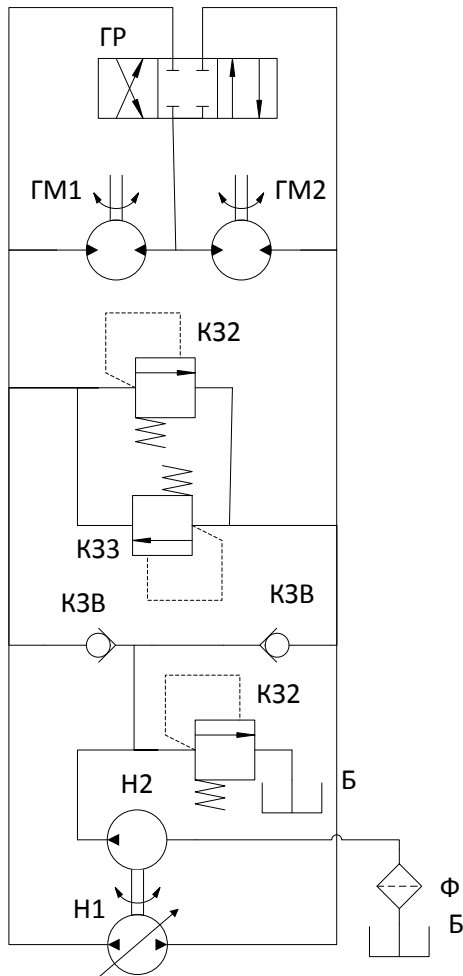


Рисунок 1.5. Гідравлічна схема приводу вібраторів катків дорожніх комбайнів.

Наведені приклади групових гідроприводів у своєму складі мають по два гідродвигуни, що є найпоширенішим випадком. Водночас варто вказати на наявність розробок, в яких передбачено використання значної кількості з'єднаних послідовно гідромоторів. В певних дослідженнях [13] описано груповий привід катків рольгангу, гідравлічна схема якого показана на рис. 1.6.

Там же визначено, що в випадку впровадження великої кількості послідовно з'єднаних гідродвигунів виникає проблема синхронізації роботи приводів окремих активних робочих

органів. Автори роботи [12] зазначають, що синхронна робота активних робочих органів багатьох машин і механізмів порушується під впливом деяких чинників. До основних з них відносять: податливість системи, що визначається пружністю робочої рідини залежно від тиску в гідросистемі і пружними властивостями трубопроводів; наявність в робочій рідині нерозчиненого повітря; зміна робочого навантаження на виконавчі органи машини; сила тертя різноманітного характеру в гідравлічних і механічних елементах системи; зміна розмірів напірних трубопроводів, циліндрів,

елементів машини залежно від робочого тиску і температури; зміна характеристик гідроапаратів і приладів за часом (зарощування щілин) і отворів в золотниках, дроселях; відмінність гідравлічних характеристик трубопроводів від джерела тиску до виконавчих органів.

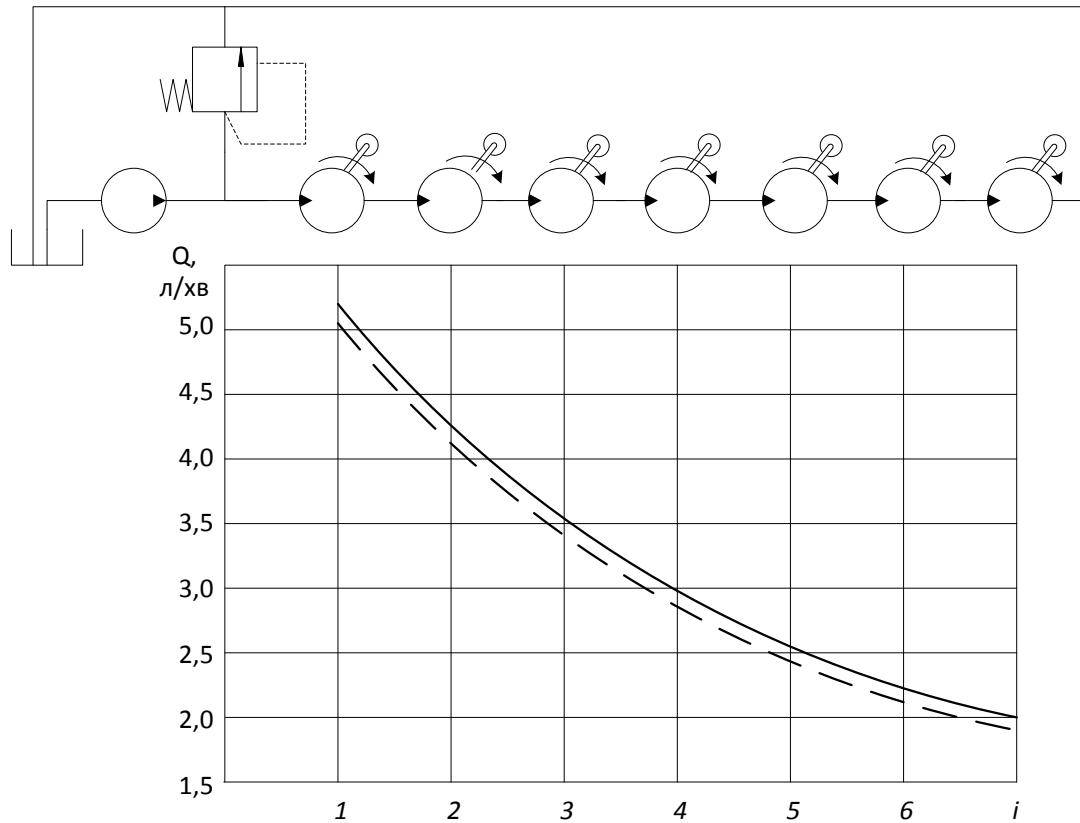


Рисунок 1.6. Гідравлічна схема групового гідроприводу рольганга.

Як видно з графічної залежності видатку масла через гідромотори від їхнього номера i (рис.1.6.), повністю унеможливлено застосування будь-якого жорсткого зв'язку між валами гідромоторів, зубчато-рейкової або ланцюгової передачі. Якби такий зв'язок був накладений, то першому гідромотору, працюючому при умові максимального перепаду тиску, треба було б обертати всі інші мотори, працюючі, в даному випадку, в режимі насосів. При цьому в магістраль кожного наступного гідромотора необхідно було б ввести індивідуальне підживлення, бо різниця видатків на вході і виході першого гідромотора в зв'язку з витоками сприяла б утворенню вакууму у всмоктуючих магістралях всіх гідромоторів.

Тому приводи з послідовним з'єднанням гідромоторів зустрічаються або там, де не вимагається точної синхронізації оборотів, наприклад, в рольгангах. В особливо важливих випадках, коли вимоги у високій якості погодженості обертання великого числа гідромоторів протиставляються вартості приводу і його простоті, синхронність обертання забезпечується вмиканням в кожну пару гідромоторів відповідних елементів авторегулювання.

Порівнювати приводи із послідовним і паралельним з'єднаннями гідромоторів складно, тому що недоліки одного можуть служити перевагами іншого і навпаки. При паралельному з'єднанні гідромоторів продуктивність насоса повинна дорівнювати сумі потоків робочої рідини, необхідних для приводу кожного гідромотора, а робочий тиск насоса повинен відповідати робочому моменту гідромотора, який навантажений найбільше [14].

При послідовному з'єднанні продуктивність насоса повинна дорівнювати потокові, необхідному для приводу тільки одного з гідромоторів, а робочий тиск – відповідати сумі перепадів тиску на кожному гідромоторі.

Таким чином, послідовне з'єднання в порівнянні з паралельним дозволяє: зменшити продуктивність насосної установки і металоємність гідроприводу; забезпечити високу синхронність обертання вихідних валів гідромоторів; виключити застосування пристроїв, що запобігають псуванню гідромоторів при неузгодженості навантаження; спростити компонування гідроагрегатів і схему розведення трубопроводів гідроприводу [4, 14]. Зазначені переваги забезпечують безумовну перспективність послідовного з'єднання гідромоторів у системах гідроприводів тракторів і сільськогосподарських машин. Водночас, вимоги, заявлені до гідромоторів, що з'єднується послідовно, мають ряд особливостей. Насамперед, гідромотори повинні бути пристосовані до роботи з протитиском, тобто до такого режиму, при якому високий тиск створюється не тільки на вході, але і на виході з гідромотора.

Фрагмент кінематичної схеми машини БМ-6 наведено на рис. 1.7. [14].

Механічний привід дискових ножів здійснюється від валу відбору потужності трактора через головний карданний вал 1, шестерні 2,3 приводу лівого і правого гичкоріза, конічну шестерню 4 редуктора гичкоріза, конічні шестерні валу гичкоріза 5 і конічні шестерні 6. Загальна маса приводу складає 51 кг, коефіцієнт корисної дії приводу – 0,87. Досвід експлуатації цих машин показує, що ріжучі апарати мають проблеми, пов'язані з перевантаженням приводу з технологічних причин; значну масу приводу і рухливих частин ріжучого апарату, недостатню надійність приводу і конструкції в цілому.

У Українському науково-дослідному інституті сільськогосподарського машинобудування розроблено принципову схему і конструкцію, виготовлено макет гичкозрізувального апарату із застосуванням гідроприводу дискового ножа (див. рис.1.9.) [14].

Принципову схему об'ємного гідроприводу показано на рис.1.8. Привід складається з гідравлічного шестеренного насоса НШ-100Л-2 (Н); регулятора потоку МПГ 55-24 (РП), що включає регульований дросель (ДР) і клапан тиску (КТ); шестисекційного шестеренного дільника потоку МШД 16-127 (ДП); гідромоторів ОММ-20 (М1-М6); запобіжних клапанів КП-16-16 (К32-К37); запобіжного клапана КП 20-32 (К31); фільтра Ф 25/63К (Ф) і гідробака (Б).

Аналіз результатів експериментальних досліджень цього приводу підтвердив працездатність і надійність конструктивного виконання запропонованої схеми об'ємного гідравлічного приводу.

Застосування гідроприводу дозволяє знизити масу гичкозрізуючого апарата, у порівнянні із серійним більш ніж на 40% (маса загальна з гідроприводом - 26 кг) при тій же якості обрізки бадилля (к.к.д. гідравлічного приводу 0,82).

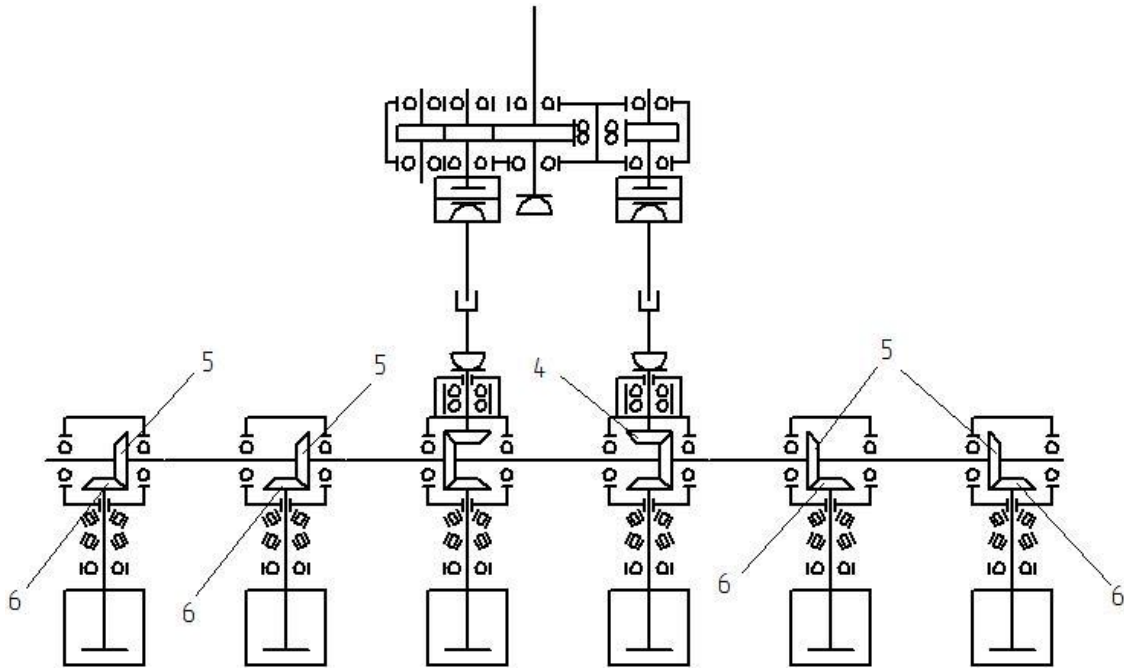


Рисунок 1.7. Фрагмент кінематичної схеми приводу робочих органів машини БМ-6.

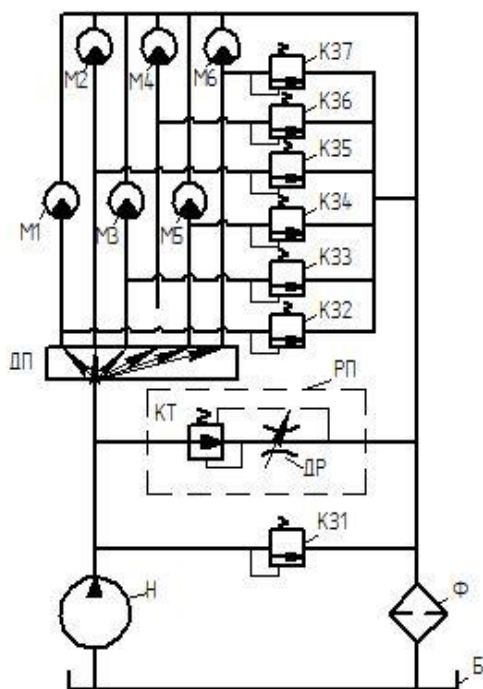


Рисунок 1.8. Принципова схема об'ємного гідроприводу гичкозрізувального пристрою гичкозбиральної машини БМ-6.

Але істотною проблемою роботи приводу стало те, що максимальні крутні моменти і перепади тиску в контурах об'ємного гідроприводу відповідають короткочасному режиму роботи гідромотора ОММ-29.

Це не забезпечує тривалої роботи об'ємного гідроприводу у реальних умовах експлуатації і необхідного запасу по крутному моменту на ножах гичкозрізувального апарата. Отже, у об'ємному

гідропривіді із паралельним з'єднанням гідромоторів система переходить на роботу в дросельному режимі, що в свою чергу веде до нагрівання рідини, зміні її в'язкості, щільності, збільшенню витоків і перетоків, і як результат, зменшенню к.к.д. Тоді ж час застосування гідромоторів із великими робочими об'ємами призводить до збільшення об'єму і без цього масивного насоса.

У дослідженнях [13] показано варіант модернізації гичкозбиральної машини БМ-6, фрагмент гідрокінематичної схеми наведено на рис.1.10.

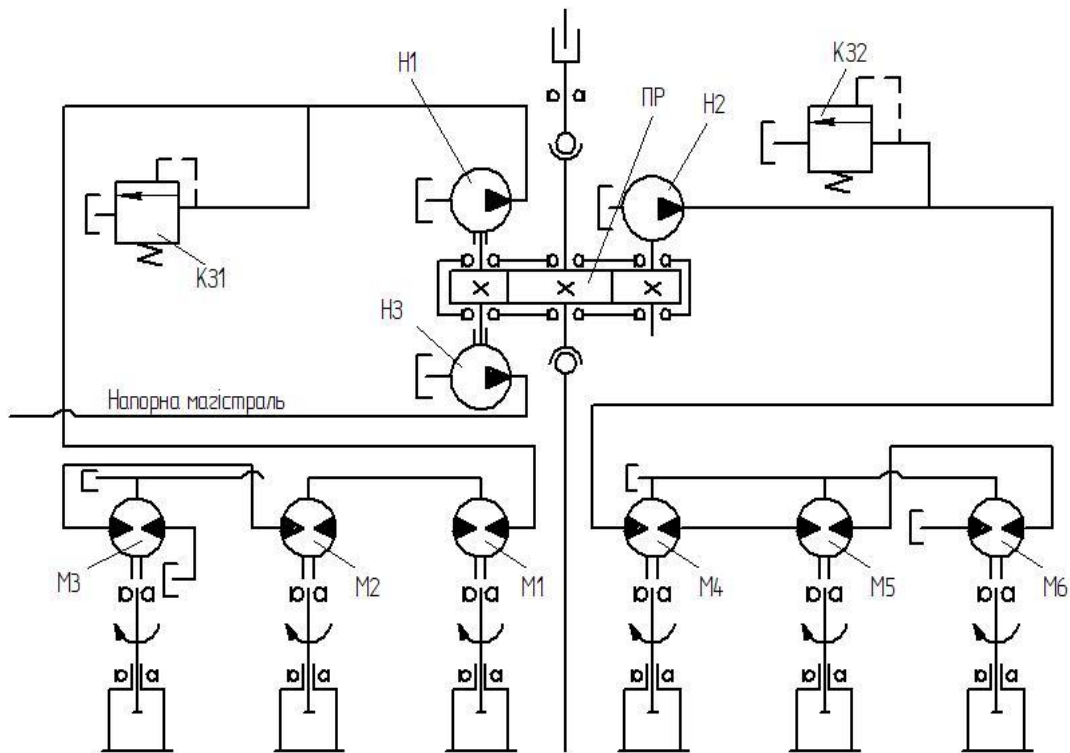


Рисунок 1.9. Фрагмент гідрокінематичної схеми приводу робочих органів модернізованої гичкозбиральної машини БМ-6 з послідовним з'єднанням гідромоторів

Модернізація проведена на базі галузевої науково-дослідної лабораторії «Гідроагрегат» у 1976 році. Привід ножів здійснюється від послідовно з'єднаних аксіально-поршневих гідромоторів (М1-М3 та М4-М6), що трубопроводами сполучені в дві секції - праву і ліву. Кожна із секцій підключена до насосів типу НШ-32 (Н1 і Н2), що приводяться в дію валами привідного редуктора ПР. Насос Н3 типу НШ-10 подає рідину до

гідроциліндру механізму водіння машин по рядках (на схемі не відображено). Для запобігання перевантаження системи установлені запобіжні клапани К31 і К32.

Застосування гідравлічного приводу дозволило спростити конструювання гідроагрегатів і схему розведення трубопроводів гідроприводу, зменшити продуктивність насосної установки, знизити масу приводу на 24,9 кг [35], що склало 49%, при цьому к.к.д. приводу не змінився. Відсутність ділильної і запобіжної апаратури, що має значну вартість, дозволило знизити вартість приводу на 34%. Авторами зазначено, що перевага об'ємного гідроприводу із послідовним з'єднанням гідромоторів, це можливість нормальної роботи з короткочасним збільшенням навантаження більш ніж у 1,8 разів за рахунок перерозподілу її між гідромоторами.

Проведене порівняння приводів з послідовним і паралельним сполученням гідромоторів доказує наявність переваг першого типу приводу, що підтверджує перспективність і доцільність його використання.

У якості найбільш типових прикладів застосування гідросистем із послідовним з'єднанням гідроприводів можна привести:

- бункерні комбайни для складання цукрового буряка "2-R-Nova" (дворядні) і "3-R-Nova" (трирядні) (Німеччина);
- машина для збирання полуниць, де застосовано груповий гідропривід із трьома гідромоторами, що приводять у дію два транспортери і елеватор (Данія);
- машина для збору кісточкових плодів з керованими за допомогою групового гідравлічного приводу похилим транспортером і вентилятором (Польща) [14];
- машина для складання огірків із послідовно сполученими приводами транспортера і вентилятора (США) [15].

Переваги групового гідравлічного приводу були оцінені і конструкторами вітчизняної сільськогосподарської техніки [14]. Груповий гідравлічний привід із двома послідовно сполученими гідромоторами був установлений на бурякозбиральному комбайні КС-6 (Тернопільський комбайновий завод), здійснювалися спроби впровадження групового гідравлічного приводу на дослідних зразках бурякозбиральних комбайнів РКМ-6 і РКМ-4 (Дніпропетровський комбайновий завод) [14]. Привід включає послідовно сполучені гідромотори приводів системи поперечно-вивантажувального транспортера і вентилятора.

Наведені дані свідчать про перспективність застосування гідроприводу у розв'язанні багатьох проблем гідрофікації мобільних машин різноманітного призначення. Тим більше у вітчизняних сільськогосподарських та інших мобільних машинах використання гідравлічного приводу надзвичайно обмежене.

1.3. Динамічні процеси у гідроприводах робочих органів сільськогосподарських машин

В процесі розробки конструкції гідравлічних систем мобільних сільськогосподарських та інших технологічних машин конструктивні параметри гідроприводу та окремих гідроапаратів вибираються, з огляду на статичні і кінематичні вимоги до подолання технологічного навантаження та забезпечення швидкості обертання вихідних валів на робочому та холостому ходах [5, 10, 16, 17]. Досвід експлуатації гідрофікованих машин свідчить, що недостатньо керуватися лише цими вимогами. Вібрація, нестабільність швидкості руху активних робочих органів, які часто супроводжують роботу гідроприводу, ведуть до зниження надійності машин та погіршення якості робіт, що виконуються. Тому дослідження динаміки гідроприводу набуває великого значення. Основними проблемами цього дослідження, як вважає

ряд авторів [4, 5, 17], є: забезпечення стійкості руху робочих органів сільськогосподарських машин та інших мобільних технологічних машин; вибір параметрів, що гарантують оптимальні запаси стійкості; зниження рівня вібрації в гідросистемі, що виникає в результаті пульсації подачі робочої рідини, періодичних дій та резонансних явищ в гідролініях та гідроагрегатах; забезпечення стійкості окремих контурів гідросистем, нестійкість яких викликає високий рівень вібрації та шуму в гідросистемі, а в окремих випадках порушення працездатності всієї системи; синтез гідравлічних стабілізуючих пристроїв, що гарантують необхідні динамічні характеристики системи [4, 5, 8, 10, 12, 13].

Питанням розробки гідравлічних систем технологічних машин та детального дослідження їх динамічних характеристик присвячені роботи Т.М. Башти, В.А. Хохлова, В.М. Прокоф'єва, Д.М. Попова, І.А. Немировського, Є.О. Цуханової, С.О. Єрмакова, М.С. Гамініна, Р.Д. Ісковича-Лотоцького, В.А. Лещенко, І.М. Красова, В.П. Бочарова, З.Я. Лур'є, В.Б. Струтинського, Т.В. Алексєєвої та ін. Викладені в роботах [4, 5, 8, 10, 12, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20] результати досліджень та висновки дозволяють створити методичні основи розрахунку гідравлічних систем різноманітного призначення, в тому числі сільськогосподарських та інших мобільних машин.

Сучасна гідроапаратура, яка розроблена та випускається в світі, і навіть вітчизняними підприємствами, здатна забезпечити різні вимоги до її використання в гідросистемах. При впровадженні послідовно з'єднаних гідромоторів, які окрім останнього працюють із значним тиском на виході, що ускладнює їх роботу і веде до зростання втрат та зменшення надійності, найчастіше використовуються аксіально-поршневі, шестерні [4] або героторні мотори, які добре зарекомендували себе при роботі з підпором тиску рідини на виході. Як відзначають автори робіт [4, 5, 8, 10, 12, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20], найбільш прийнятними є аксіально- та радіально-поршневі,

героторні гідромотори, які випускаються, як у країнах ближнього зарубіжжя, так і в інших країнах. Необхідно відзначити думку авторів Іванова М.І., Лур'є З.Я., Немировського І.А., Середи Л.П. [17], які вважають, що і шестеренні гідромотори достатньо добре працюють у гідросистемах зі значним тиском на виході. У роботі [10] наведено розрахунки об'ємного і механічного к.к.д. шестеренних і поршневих машин, що працюють зі значним підпором рідини на виході, при цьому в гідромоторах поршневого типу механічні й об'ємні втрати вище при однакових режимах роботи, причому вони зростають при збільшенні тиску на виході. Це явище виникає в результаті різниці тиску в дренажній порожнині і тиску на виході, для їхнього вирівнювання автор пропонує з'єднати порожнину корпусу в зоні тильної сторони поршнів із вихідною магістраллю.

У роботах Яхно О.М., Башкірова В.С., Стритера В.А. [21, 22, 23] розглядаються основні закономірності опису нестійкого стану течії рідини. Питаннями дослідження і розрахунку хвильових процесів займаються різноманітні спеціалісти, про що свідчать численні теоретичні й експериментальні роботи. Сьогодні список літератури надзвичайно великий. Це роботи з дослідження хвильових процесів у довгих трубопроводах з урахуванням їх нелінійних пружних властивостей [12, 13, 14, 16, 19, 22], роботи з дослідження хвильових процесів у трубопроводах з урахуванням нелінійних властивостей робочої рідини, що являє собою газо-рідинну суміш [22], роботи з дослідження впливу коригуючих елементів на роботу гідросистем із довгими трубопроводами [13]. Наведені результати дозволяють обґрунтовано враховувати вплив хвильових процесів на якість роботи гідроприводів та успішно використовувати на практиці такі заходи, як установка гідроакумуляторів, наприклад, для зменшення впливу хвильових процесів на якість роботи гідросистем з довгими магістралями, наявність яких характерна для гідравлічних систем мобільних машин.

Запобіжна та регулююча гідроапаратура, що використовується у гідросистемах різного призначення, сьогодні дозволяє розробляти гідравлічні

приводи з високою якістю динамічних характеристик. В роботах І.Б. Матвєєва, Б.Т. Ситнікова, В.З. Терських, В.С. Кузнецова, Р.Б. Ісковича-Лотоцького та ін. [24] розглядаються питання дослідження характеристик контрольно-регулюючої гідроапаратури та забезпечення заданої якості характеристик гідроприводу при її використанні. Останнім часом дослідники приділяють значну увагу створенню гідроапаратури з еластичними регулюючими елементами [24]. Отримані результати свідчать, що в даному випадку досягається значне спрощення конструкції гідроапаратури, наприклад, запобіжних клапанів [13, 14, 16], суттєво знижується їх вартість при збереженні досягнутого рівня надійності та довговічності. При цьому, наприклад, у конструкції запобіжно-переливного клапану КП 16-20 досягається значне підвищення швидкодії при незначному закиді тиску [19]. Ці обставини дозволяють розглядати даний тип гідроапаратури як перспективний для гідрофікації сільськогосподарських машин при його промислового випуску.

З метою підвищення запасу стійкості гідросистем та поліпшення їх динамічних характеристик пропонується використання різноманітних коригуючих пристроїв [24], серед яких варто виділити як найбільш ефективні електронні, електрогідравлічні та гідравлічні. За своїми властивостями, насамперед, швидкодією вирізняються електронні та електрогідравлічні коригуючі елементи, які дозволяють суттєво підвищити якість динамічних процесів в гідросистемах, стабілізувати роботу гідросистем при різноманітних технологічних режимах роботи, навантаження тощо. Стосовно групового гідроприводу є приклади використання електронних пристроїв для синхронізації обертання валів гідромоторів [25]. Очевидними є переваги використання у гідросистемах мобільних машин гідравлічних коригуючих пристроїв, які є найбільш економічними і за своєю швидкодією найчастіше відповідають вимогам забезпечення стійкості та якості роботи гідроприводів у всіх технологічних режимах.

Науковцями Бочаровим Ю.О., Поповим Д.Н., Тарко Л.М., Фроловим К.В., Ісковичем-Лотоцьким Р.Д., Лур'є З.Я., Немировським І.А., Ковалевським В.Ф. [13, 14, 16, 17, 19, 22, 24, 25] виконано математичне моделювання автономних гідроприводів різних типів та дослідження їхньої роботи. Автори робіт [16, 24] досліджують регулюючу апаратуру для гідроприводу різноманітного призначення, досліджують робочі процеси, статичні і динамічні характеристики. У роботах Струтинського В.Б., Яхно О.М, Немировського І.А. [17, 20, 23] дані основи моделювання дросельних устроїв, розглядаються питання взаємозв'язку характеристик гідроприводу зі статичними і динамічними характеристиками, включених у нього гідроапаратів, дані алгоритми програм для ПЕОМ, призначених для моделювання регулюючої апаратури в гідроприводах.

Одною з центральних проблем, що виникають при розробці ГГП, є розробка методик аналізу стійкості, які були б зручними у практичному використанні при забезпеченні точності рекомендацій. З математичної точки зору всі критерії стійкості еквівалентні, проте доцільний вибір того або іншого критерію стійкості при вирішенні конкретних задач дозволяє провести дослідження найбільш простим шляхом.

З алгебраїчних критеріїв стійкості найбільше поширення одержали критерії стійкості Рауса і Гурвиця. Критерій Рауса особливо зручний, коли задані числові значення коефіцієнтів характеристичного рівняння. У цьому випадку визначення стійкості можна виконати досить швидко навіть при характеристичних рівняннях високого порядку, але при $n > 5$ число подібних нерівностей зростає, процес розкриття визначників стає громіздким. Для дослідження стійкості динамічних систем, що мають порядок характеристичного рівняння більший 5, зручно застосовувати одну з модифікацій алгебраїчного критерію стійкості Гурвиця, запропоновану П. Л'єнаром і Р. Шипаром, або переходити до чисельних методів із використанням ЕОМ [16, 17].

Рівняння меж областей стійкості можна знаходити, користуючись будь-яким критерієм стійкості. Один із методів був запропонований Ю. И. Неймарком і названий ним методом D-розбивки (розбивка простору коефіцієнтів на області з однаковим числом правих коренів усередині кожної області і виділення серед отриманих областей області стійкості). Проте для рівнянь більш високого порядку ($n > 3$) замість звичайного тривимірного простору утворюються багатомірний простір і гіперповерхні, що розбивають цей простір на області, що сильно ускладнює задачу, а розгляд утрачає наочність [16, 17].

При дослідженні динамічних систем розв'язується задача забезпечення необхідних показників якості перехідного процесу: швидкодії, коливальності, перерегулювання, що характеризують точність і повільність протікання процесу. Показники якості визначаються прямими і непрямими методами. Перші дають наочність результату та можливість безпосередньої кількісної оцінки показників якості, але непрямі методи дозволяють у компактній формі представити оцінку якості та функціональні зв'язки з параметрами системи, що дає широкі можливості з оптимізації характеристик досліджуваної системи [16].

Широко використовуються лінійні і квадратичні інтегральні оцінки, що дозволяють одержати загальну оцінку швидкодії і відхилення регульованого сигналу від сталого значення. На ряду з простотою використання лінійної інтегральної оцінки, вона застосовна тільки до монотонних або аперіодичних процесів. Методи обчислення квадратичних оцінок запропоновані А.И. Мандельштамом, Н.Д. Папалекси, А.А. Харкевичем, А.А. Красовским, А.А. Фельдбаумом для дослідження якості лінійних систем автоматичного регулювання. Варто зауважити, що задача вибору параметрів системи за цим методом вирішується аналітично лише для систем автоматичного керування невисокого порядку. В іншому випадку розрахунки істотно ускладнюються і задачу варто вирішувати чисельно на ЕОМ.

Але не всі традиційні методи теорії автоматичного керування однаково добре пристосовані до машинної реалізації. Істотна особливість машинних обчислень – вплив помилок округлення. Методи А. М. Данилевського, А. Н. Крилова, Хессенберга, Самуельсона та ін. чутливі до особливостей матриці, наприклад до «провалів», тобто до виродження, у змісті машинної точності, проміжних визначників. Методи, засновані на ідеї Леверье, не враховують швидкий ріст похибки на високих порядках унаслідок накопичення помилок округлення, що обмежує розмірність розв'язуваних задач. Прямі кореневі методи, що базуються на побудові характеристичного полінома, також чутливі до накопичення помилок округлення. Застосування їх для дослідження лінійних систем порядку більше 10 показало, що накопичення помилок округлення при побудові характеристичного полінома і наступне застосування корневих методів синтезу часто призводило до цілком неправильних результатів. Труднощі зустрічаються при реалізації D-розбивки, частотних методів, формуванні передатних функцій за структурними схемами. D-розбивка дозволяє відразу знайти межу області стійкості в площині параметрів. Проте властивості методу такі, що крім дійсних кривих, що є межами шуканої області, з'являються «сторонні». «Сторонні» криві подають собою межу областей на площині параметрів, що відповідають однаковому числу коренів, розташованих праворуч від уявної осі. Штрихування утрудняє повноцінну машинну реалізацію методу. Вибір дійсної області серед претендентів, до того ж часто розкиданих у всіх квадрантах, змушує залучати алгебраїчні критерії, методи безпосереднього обчислення коренів. Недоліком методу є також його недостатня універсальність, змінні параметри повинні входити у коефіцієнти характеристичного рівняння лінійно; виникають труднощі при розташуванні коренів усередині трапеції, рогу або інших фігур у лівій площині [16].

Експериментальні дослідження і практика використання показують, що гідравлічні приводи являють собою суттєво нелінійні приводи [18, 19, 23, 25]. Нелінійними елементами в цих приводах являються дроселі та

золотники. Залежність сили тертя в вузлах приводу, що переміщаються, може мати нелінійний характер як функція величини та знака швидкості пересування або обертання [17]. Для багатьох регулюючих елементів гідроприводу характеристика часто має зону насичення [17]. В результаті впливу даних характеристик, а також деяких інших, навіть найпростіший гідравлічний привід представляє складну нелінійну систему регулювання. При цьому треба взяти до уваги той факт, що для гідравлічних систем характерні значні маси рухомих частин та суттєва піддатливість кінематичних ланок, що визначається стисканням робочої рідини. Тому звичайно рух таких приводів описується диференціальними рівняннями третього та більш високих порядків [17].

Вибір методу дослідження нелінійної математичної моделі визначається метою та задачами дослідження. Науковцями при аналізі нелінійних систем використовуються різні методи точних та наближених досліджень. Так, при оцінці стійкості таких систем застосовують прямий метод Ляпунова, методи В.М. Попова, фазової площини, малого параметру тощо.

Для досягнення оптимальних характеристик гідравлічних систем сьогодні широко використовується оптимізація за динамічними критеріями [19, 20], яка найчастіше базується на аналізі перехідних процесів за інтегральними оцінками. При цьому відзначається [19] складність вибору такого інтегрального критерію, який би при умові мінімуму забезпечував прийнятні параметри перехідного процесу за всіма показниками одночасно. Варто також зазначити, що оптимізація за динамічними показниками не дозволяє врахувати енергетичні, вартісні та інші показники, що відіграють не останню роль при виборі оптимального варіанта системи.

Для розв'язання задачі параметричної оптимізації використовується цілий ряд методів, побудованих на принципі руху по градієнту цільової функції. Методи нелінійного програмування, наприклад, метод найскорішого

спуску, метод спряжених градієнтів, квазіньютонівські методи тощо, базуються на використанні частинних похідних цільової функції, що дозволяє визначити напрямок вектора градієнта [19]. Інша група градієнтних методів сформована на побудові апроксимуючих моделей цільової функції – методи багатofакторного планування експерименту [20] та ін.

1.4. Відомі конструкції доочисників гички цукрового буряка, аналіз можливості гідрофікації

Нині відома велика кількість доочисників гички коренеплодів.

Серед машин для видалення гички значного поширення отримали доочисники гички цукрового буряка із механічним приводом і горизонтальною віссю обертання робочого органа. Дану конструкцію мають доочисники гички цукрового буряка ОГД – 6А, ОГД – 6М (рис. 1.10., рис. 1.11.), доочисник гички цукрового буряка Grimme FM – 300, що показаний на рис. 1.12, та дефоліатор Amity WIC (рис. 1.13).



Рисунок 1.10. Доочисник гички цукрового буряка ОГД – 6А.



Рисунок 1.11. Доочисник гички цукрового буряка ОГД – 6М.

У даних машинах для видалення гички застосовуються три послідовно встановлені ротори, осі обертання яких перпендикулярні до руху машини із шарнірним кріпленням бичів до них.



Рисунок 1.12. Доочисник гички цукрового буряка Grimme FM – 300.

Рисунок 1.13. Дефоліатор Amity WIC.

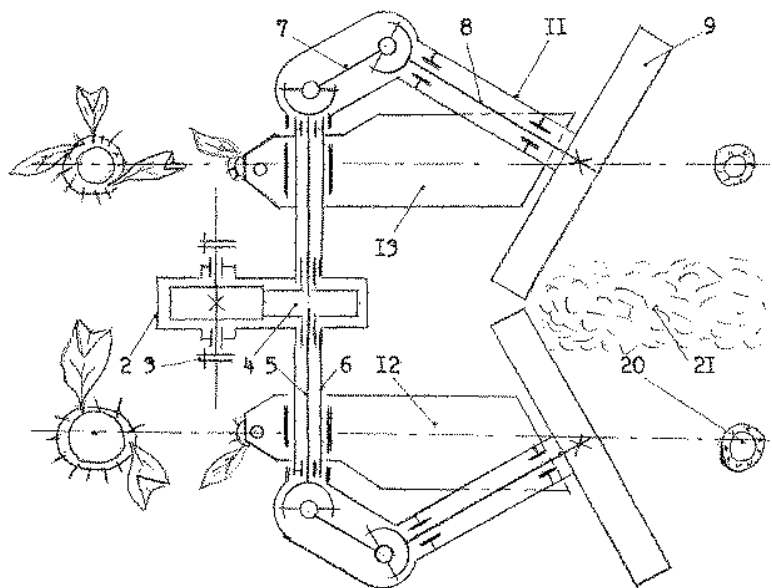


Рисунок 1.14. Очисник гички цукрового буряка, а.с. 2445760

Конструкція доочисника гички цукрового буряка представлена на рис. 1.14, відрізняється тим, що робочі органи розташовані під кутом до траєкторії руху машини, яку оснащено пристроєм копіювання рельєфу поля.

Недоліком даної машини є складність конструкції та низька ефективність застосування, що пов'язані із можливістю одночасної обробки лише двох рядків.

Конструкція машини для видалення гички цукрового буряка, яка представлена на рисунку 1.15, містить раму, опорні колеса і підпружинені апарати.

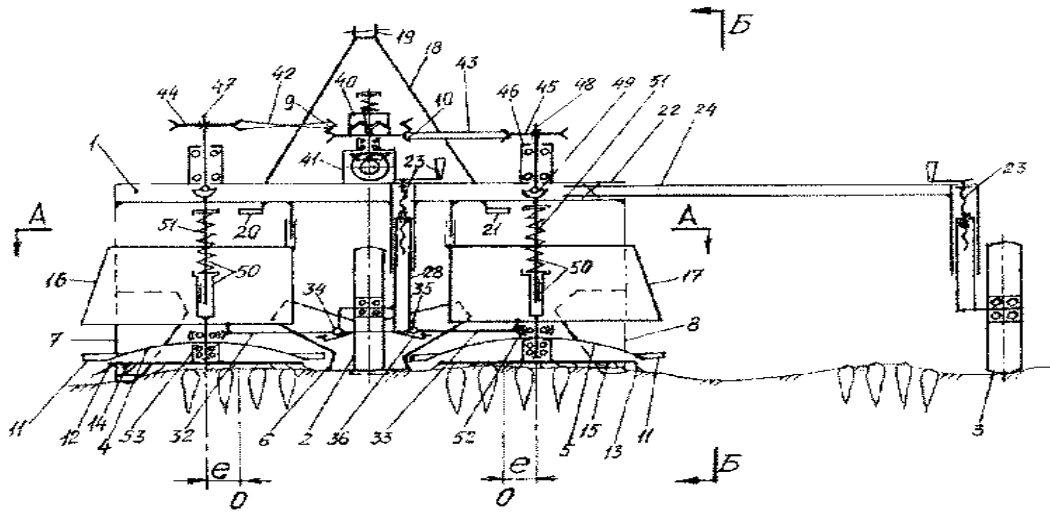


Рисунок 1.15. Пристрій для видалення гички, а.с. RU 2266634 С1 [26].

Пристрій забезпечений послідовно встановленими на рамі центральним і бічними гичкопідйомниками, що протилежно обертаються пружними апаратами у вигляді дискових роторів з приводами і з робочими елементами на периферійній частині для видалення гички, співвісно встановлених під ними щітками і гичковідводами, розміщеними опозитно на рамі і над дисковими роторами.

Одне з опорних коліс змонтовано в повздовжньо-вертикальній площині симетрії рами. Інше колесо закріплено на кінці винесеної балки, забезпеченої можливістю висунення вбік з поперечної балки рами. Співвісно встановлені дискові ротори і розміщені під ними ротаційні щітки за допомогою підвісок і шарнірів пов'язані зі стійкою опорного колеса, розміщеного в повздовжньо-вертикальній площині симетрії рами.

Очисник голівок коренеплодів від залишків гички, зображений на рис. 1.16, складається з рами 1, на якій закріплені опорні колеса 2 та розташований в опорах 3 очисний вал 4.

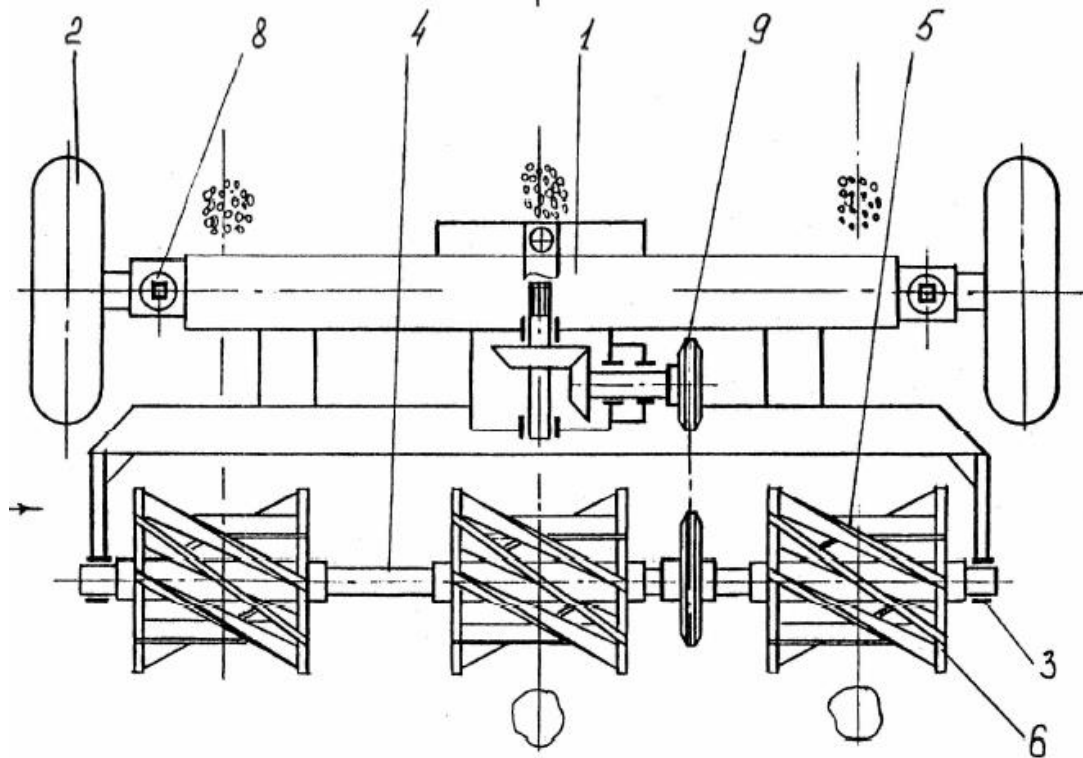


Рисунок 1.16. Очисник голівок коренеплодів від залишків гички, а.с. UA 30357 А [27].

Робочі органи очисного валу 4 виконані у вигляді похило встановлених пластин 5 і з'єднаних з боковими дисками 6 за допомогою дугоподібних пружних елементів 7. Дугоподібні пружні елементи 7 пластинчасті, а їх радіус кривизни зменшується по мірі наближення пластини 7 до зони її кріплення з боковими дисками 6. Опорні колеса 2 встановлені з можливістю вертикального переміщення за допомогою гвинтового механізму 8. Привід на робочі органи від вихідного валу трактора здійснюється за допомогою механічних передач 9.

Працює очисник таким чином. При обертанні і переміщенні очисного вала 4 вздовж рядків коренеплодів пластини 5 взаємодіють з головками коренеплодів, видаляючи при цьому залишки гички. За рахунок того, що вал 4 зв'язаний з боковими дисками 6 за допомогою дугоподібних пружних елементів (пластин) 7, то при копіюванні голівок коренеплодів їх власні центри обертання постійно зміщуються у вертикальному напрямку.

Початкове зусилля взаємодії робочого органа з коренеплодами встановлюється переміщенням опорних коліс 2 за допомогою гвинтового механізму 9.

Професором Мартиновим В.М. [29] було проведено порівняльне дослідження експертної оцінки існуючих схем та конструктивних рішень доочисників гички цукрового буряка. Результати даного дослідження представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Результати порівняльної експертної оцінки існуючих схем та конструктивних рішень доочисників гички цукрового буряка [29].

Показник / Розташування осі обертання робочого органа доочисника	Очисник із горизонтальною віссю обертання під кутом до рядка	Очисник із вертикальною віссю обертання
1	2	3
Ефективність видалення гички	62%	70%
Пошкоджуваність коренеплодів	26%	28%
Відсутність вибивання коренеплодів	37%	41%
Універсальність	47%	58%
Простота конструкції, металоємність	27%	55%
Відсутність забивання бур'янами	44%	42%
Можливість комбінування зрізу та очищення	30%	53%
Опосередкований показник	36%	47%

Отже, узагальнений показник для доочисника із вертикальною віссю обертання більше на 11% від узагальненого показника для доочисника із горизонтальною віссю обертання, що свідчить про перспективність проведення подальших досліджень у даному напрямку.

Як видно із таблиці 1.1, наведені вище машини мають як переваги, так і недоліки. До переваг варто віднести відносно невисоку вартість, простоту у обслуговуванні. Недоліками цих машин є мала ширина захвату, високий рівень шуму, низький ККД. Це пов'язано із конструктивними особливостями даних, машин. Застосування гідравлічного приводу робочих органів дозволить забезпечити кращу компоновку машин, збільшити їх ширину захвату, та забезпечити можливість регулювання швидкості обертання робочих органів у необхідному діапазоні.

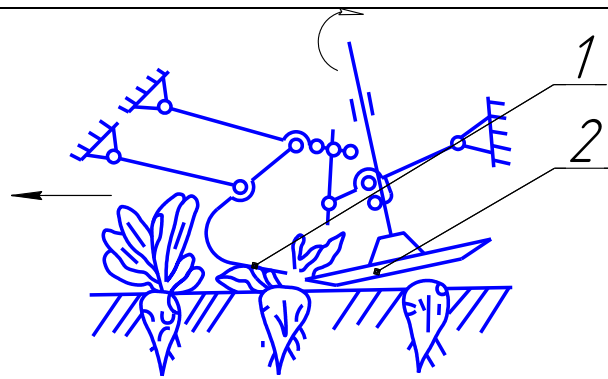
Одним із варіантів підвищення коефіцієнта корисної дії є застосування слідкуючого приводу для регулювання висоти встановлення робочих органів з метою копіювання профілю поля та голівок цукрового буряка.

Найбільше розповсюдження в сучасних гичкозбиральних машинах отримали гичкорізальні апарати трьох типів, які відрізняються конструкцією та компоновкою основних елементів – копіра і ножа [30].

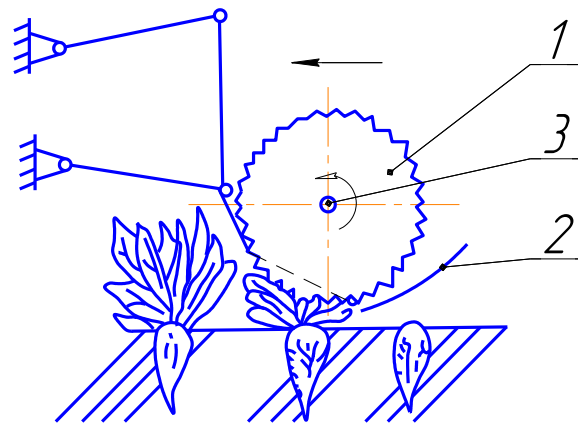
Апарати, в яких пасивний копір поєднується з активним дисковим ножом (рис.1.17а), застосовуються в районах із середньою врожайністю гички (до 15 т/га), низьким розташуванням і міцним закріпленням коренів у ґрунті. Копір може бути виготовлений у вигляді гребінки, або полозка. Такі апарати працюють задовільно при швидкості руху машини до 1,5-1,7 м/с, в широкому діапазоні погодних умов і забезпечують достатньо повний збір гички.

При збільшенні робочої швидкості різко погіршується технологічний процес зрізування коренеплоду, що призводить до підвищення втрат цукрової маси, яка потрапляє в гичку.

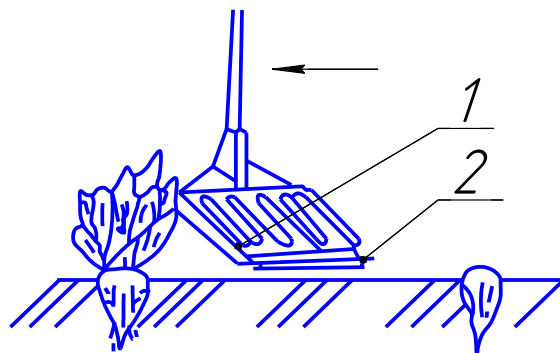
Апарати даної конструкції знайшли широке застосування у вітчизняному виробництві. Вони застосовувались у бурякозбиральних комбайнах СКД-2, та на гичкозбиральних машинах БМ-6А/6Б.



а)



б)



в)

Рисунок 1.17. Типові схеми гичкозрізувальних апаратів, які працюють з копіюванням голівок коренеплодів: а) з використанням пасивного копіра і дискового ножа; б) з використанням активного каткового копіра та пасивного ножа; в) з використанням пасивного копіра та пасивного ножа.

1 – копір; 2 – різальний ніж; 3 – вал.

Поєднання активного каткового копіра, який обертається, з пасивним ножом (рис 1.17б) є типовим для апаратів таких машин, як Е732, Е734

(ФРН), ЗОСХ (Чехія). Вони застосовуються в районах з високою врожайністю гички (до 30 *t/га*), яка збирається і використовується як корм худобі. У вітчизняному машинобудуванні даний вид гичкозрізувальних апаратів розповсюдження не одержав. Це пояснюється відносно нестійкими ґрунтово-кліматичними умовами, що призводить до того, що значна частина голівок коренеплодів знаходиться на рівні або нижче рівня ґрунту. Останній фактор викликає швидке затуплювання різального ножа.

Апарати з пасивним копіром і пасивним ножом (рис 1.17в) застосовуються для зрізування голівок, з яких гичка була попередньо видалена (машини фірми “Kleine”, “Herriaun”, “Stoll”, “Moreau” та ін.). Можливе поєднання активного копіру та активного ножа. Апарати даної конструкції практичного застосування не знайшли, оскільки рухомі частини мають відносно великі інерційні маси.

У вітчизняних гичкозбиральних машинах типу БМ-6Б використовується досконало відпрацьований в 1970-х роках гичкорізальний апарат, до складу якого входить активний дисковий ніж 8 (рис 1.18) та пасивний гребінчатий копір 2. Ніж разом з дволопатеvim бітером встановлено на валу, який обертається, з можливістю обмеженого переміщення вздовж осі та кінематично зв'язано з копіром, який навішаний на раму за допомогою паралелограмного механізму. Передня частина рами опирається на пневматичне колесо 1, яке в процесі руху машини копіює рельєф поля в міжрядді. Гвинт 5 призначений для регулювання положення ножів відносно до ґрунту, що має забезпечити обрізку низько розташованих коренеплодів.

Для забезпечення якісного копіювання голівок та швидкодії гичкорізального апарату використовується пружина 4, яка протидіє відриву копіра від голівок коренеплодів та забезпечує повернення гичкорізального апарату у вихідне положення після обрізки високих коренеплодів. Товщина зрізуваної частини голівки коренеплоду визначається зазором “*b*”, який

регулюється гвинтовою тягою 6. Для роботи на ділянках з крупними коренеплодами передбачено збільшення зазору "а", який в середньому становить 20 мм.

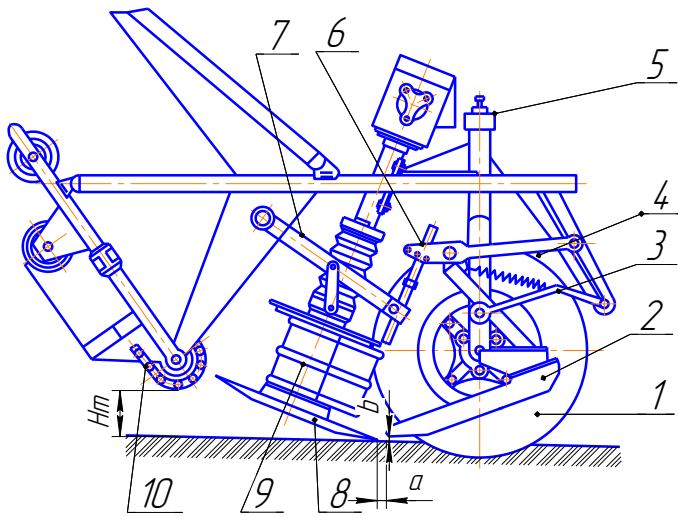


Рисунок 1.18. Конструктивна схема гичкозрізувального апарата машини БМ-6А.

Недоліком такого гичкорізального апарату є те, що для надійного контакту копіра з головкою коренеплоду його навантажують пружиною, збільшуючи при цьому вертикальну складову тиску копіра на коренеплід. Це на швидкостях 1,5-1,7 м/с покращує роботу копію-

вальної системи, але в свою чергу призводить до різкого зростання кількості вибитих та пошкоджених коренеплодів.

Одним з напрямків підвищення якості очищення голівок коренеплодів став розвиток конструкцій очисників голівок коренеплодів. Протягом останніх 50-ти років численними дослідниками і конструкторами для підвищення повноти видалення гички з голівок коренеплодів запропоновано достатньо багато різноманітних технічних рішень, які реалізують комплекс механічних дій методами удару, здвигу, скобління та ін. [30].

В Україні найбільше поширення отримали прості очисники голівок коренеплодів, в тому числі показані на рис 1.19.

Такі очисник складається з рами, опорних коліс, які копіюють рельєф поля, горизонтального валу, на якому по гвинтовій закріплені еластичні бичі, виготовлені з гуми або поліуретану. При обертанні валу кінці еластичних бичів вдаряють по вершинах коренеплодів, збивають з них залишки гички, і виносять її за межі оброблюваної зони. Винесення залишків гички на зібрану

частину поля відбувається за рахунок розташування площини обертання ротора під кутом 15° - 17° до напрямку руху машини.

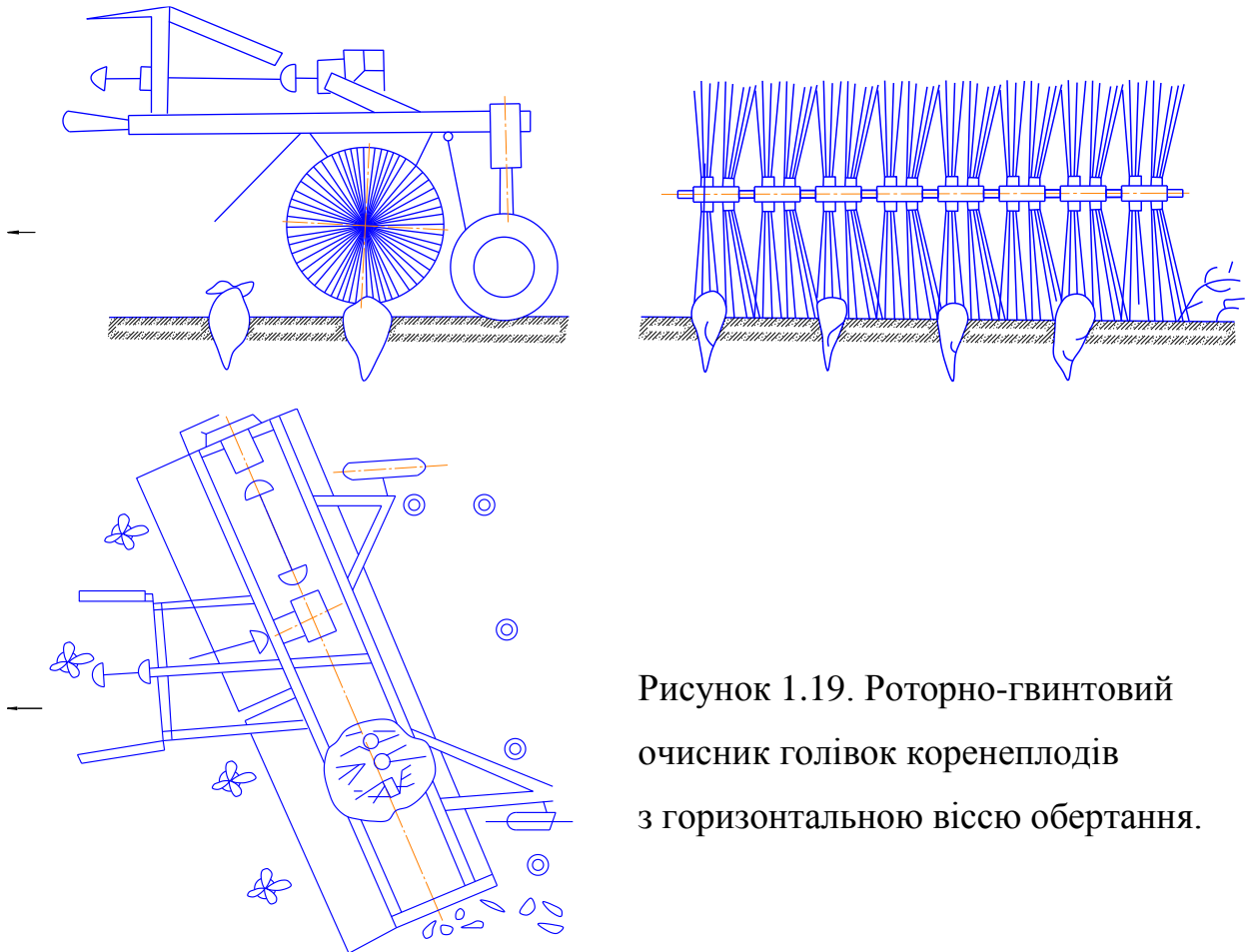


Рисунок 1.19. Роторно-гвинтовий очисник голівок коренеплодів з горизонтальною віссю обертання.

Такі очисники голівок коренеплодів забезпечують достатньо високий рівень очищення коренеплодів – за даними А. І. Мішина при лінійній швидкості ротора $19,5 \text{ м/с}$ ймовірність переходу нормально обрізаних коренеплодів в очищенні очисниками перевищує 62% , водночас спостерігається значний рівень потужності приводу даного очисника – від 16 до 22 кВт в залежності від частоти обертання ротора.

При підвищенні частоти обертання, що сприяє підвищенню якості очищення коренеплодів, збільшується кількість вибитих коренеплодів. До числа недоліків даного очисника голівок коренеплодів варто також віднести інтенсивне змітання поверхневого шару ґрунту, що негативно впливає на екологічні показники машини.

Одним із напрямків удосконалення систем видалення гички має бути підвищення точності зрізування голівок коренеплодів шляхом зменшення помилок копіювання профіля голівок.

При зрізуванні гички виникають помилки трьох видів: помилки через перешкоди гички, бур'янів та деформації голівок копіром; помилки геометричні, викликані невідповідністю постійних (хоч і регульованих) вертикального та горизонтального зазорів між копіром та ножем, випадковістю зміни розмірів голівок по діаметру і висоті і, нарешті, помилки динамічного характеру, обумовлені швидкістю гичкорізального апарату, при переході з однієї голівки на іншу, висота якої відрізняється від попередньої [31].

Складові помилок, пов'язаних із деформацією голівок копіром, а також ті, що обумовлені швидкістю гичкорізального апарата, можуть бути суттєво зменшені шляхом застосування гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарата, частотні характеристики якого дозволяють працювати в діапазоні робочих частот, які визначаються швидкістю руху гичкозбиральної машини та частоти насаджень буряків, без помітних похибок по амплітуді. Відомо, що слідкуючі гідравлічні приводи суттєво перевищують можливості приводів інших типів – механічних, пневматичних та інших по швидкодії та точності відпрацювання швидкозмінних сигналів.

Серед характерних спроб реалізувати можливості та переваги гідравлічного приводу переміщення гичкорізального апарата, в тому числі побудованих на його основі електрогідравлічних приводів, можна виділити такі.

На рис. 1.20 показано копіювальний пристрій гичкозрізувальних апаратів коренеклубнезбиральних машин з електромеханічною системою керування.

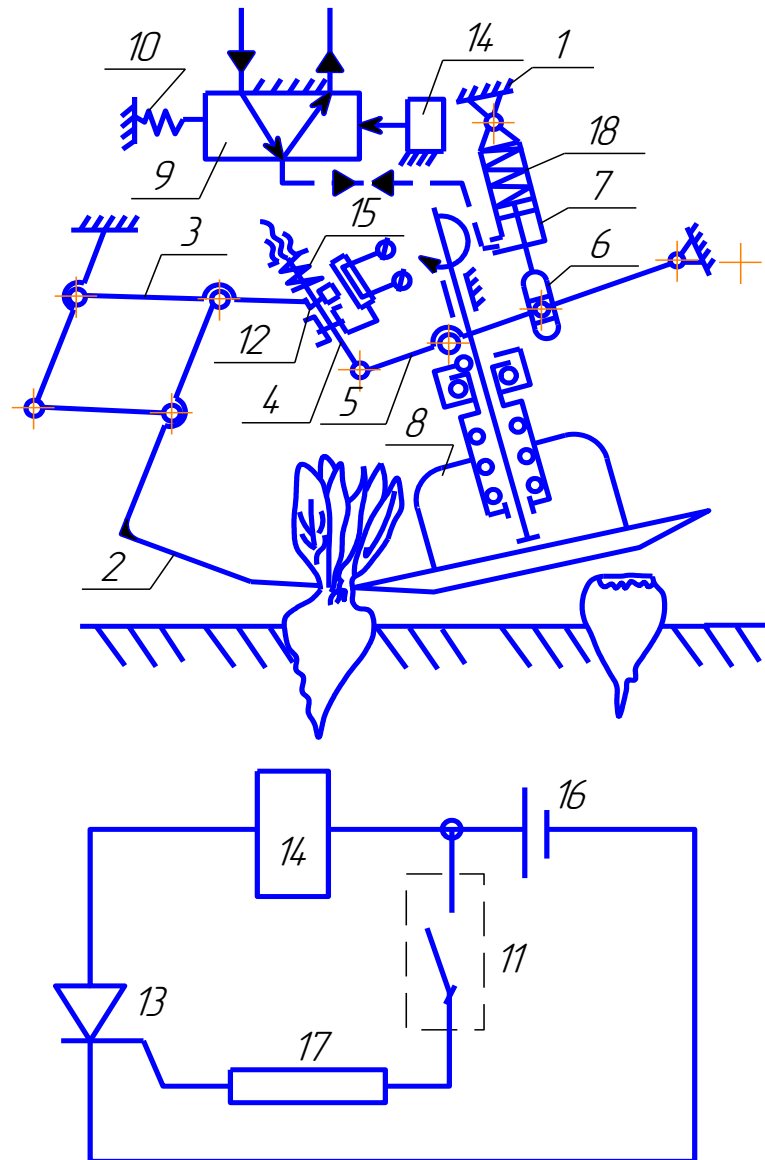


Рисунок 1.20 - Копіювальний пристрій гичкозрізуючих апаратів корнеклубнезбиральних машин.

Пристрій складається із встановленого на рамі 1 копіюючого шупа 2, змонтованого на рамі пристрою за допомогою паралелограмної підвіски з повідком 3, який тягою 4 кінематичного зв'язку з'єднаний з повідком 5 приводу ножа. Повідок 5 через кулісу 6 та гідроциліндр 7 з'єднаний з рамою 1 пристрою та шарнірно з ножем 8 гичкорізального апарата. Гідроциліндр 7

трубопроводами з'єднаний з трилінійним двопозиційним золотниковим розподільником 9. Одне з положень золотника фіксується пружиною 10, а друге – через геркон 11, магніт 12 його керування, тиристор 13 – електромагнітом 14 керування золотника гідророзподільника. Живлення електромагніта 14 здійснюється від джерела 16 через тиристор 13, керуючий електрод якого з'єднаний з джерелом струму через резистор 17 та геркон 11. Гідроциліндр 7 є циліндром односторонньої дії, тому для повернення штоку використовується пружина 18.

При переміщенні копіра 2 відбувається рух керуючого золотника електрода геркона 11, що веде до замикання або розмикання контакту та переміщення в ту чи іншу позицію золотника гідророзподільника 9. Відповідно штокова порожнина гідроциліндра 7 по черзі з'єднується з напірною та зливною гідролініями. При з'єднанні вказаної порожнини з напірною гідролінією гичкорізальний апарат 8 переміщується вгору разом з корпусом геркона 11, контакти розмикаються і гичкорізальний апарат рухається вниз.

Використання електрогідравлічного приводу переміщення зрізувального апарату дозволяє підвищити частоту власних коливань системи, що відповідно дозволяє підвищити швидкість руху машини і таким чином підвищити рівень її технічних характеристик. Але використання релейного пристрою керування (геркон) приводить до виникнення автоколивальних режимів, що може суттєво знизити якість очищення голівок. Розміщення органів керування, побудованих на використанні електроавтоматики, безпосередньо в робочій зоні, яка характеризується високою забрудненістю даного пристрою в реальних умовах, знижує його надійність.

У зв'язку з вищевикладеним для гідрофікації приводу переміщення гичкорізального апарата перспективним видається використання гідравлічного слідкуючого приводу з чотирикромочним золотниковим

розподільником, який має найбільш високий рівень статичних і динамічних характеристик [16, 17].

На рисунку 1.21 показано схему пристрою, який складається із повідка-копіра 1, дискового ножа 2, посаженого на вал 3, який встановлено в підшипниках 4 та з'єднано муфтою 5 з гідродвигуном 6. Підшипники 4 розміщені на торцевій частині повідка 7 корпуса, який за допомогою вісі 8 шарнірно з'єднаний з рамою 9 та повідком – копіром 1. Положення повідка 7 визначає гідроциліндр 10. Корпус та шток гідроциліндра 10 шарнірно з'єднані з рамою 9 та повідком 7, на якому встановлений корпус гідророзподільника 11. Плунжерний золотник 12 гідророзподільника з'єднаний з повідком копіра 1. Притискання копіра до голівки коренеплоду здійснюється за допомогою пружини 13. Гідроциліндр та гідродвигун з'єднані з гідронасосом 14, резервуаром 15 та гідророзподільником 11, гідролініями 16 - 19. В напірній магістралі передбачено використання запобіжного клапана 20.

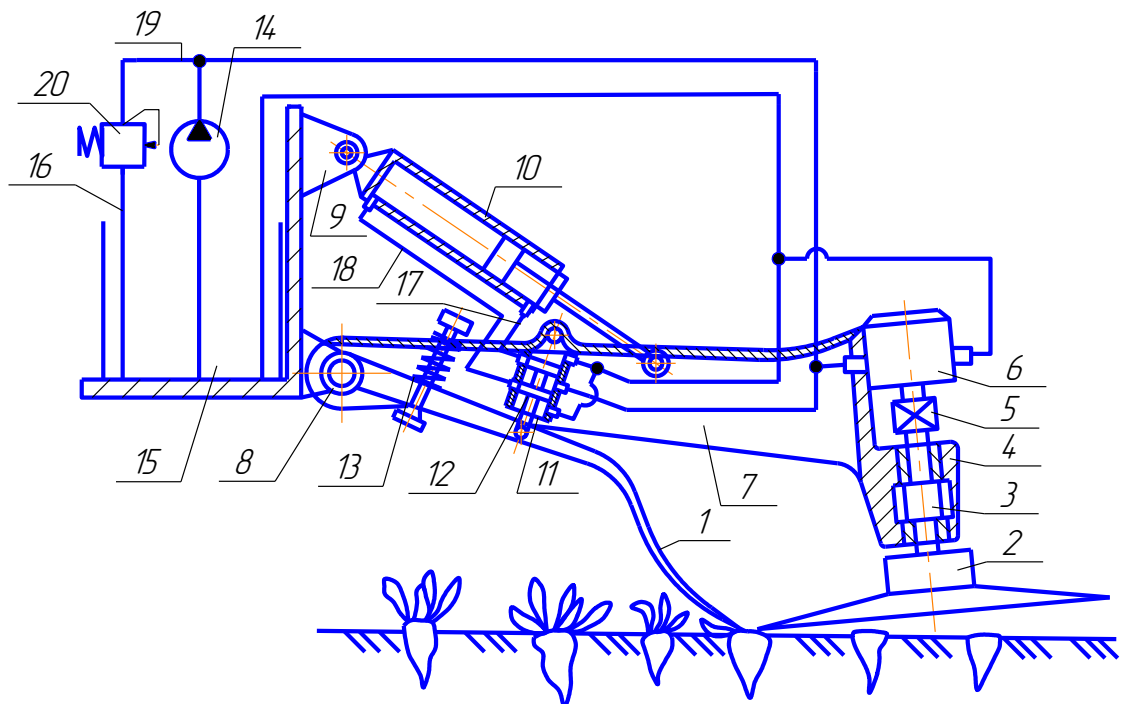


Рисунок 1.21. Гідравлічна система приводу переміщення гичкорізального апарата [32].

В даному випадку гідравлічний привід забезпечує безперервне регулювання положення різального ножа 2 відповідно до переміщення копіра 1. Підйом копіра 1 викликає переміщення золотника 12, в результаті чого порожнини гідроциліндра з'єднуються таким чином: штокова порожнина з'єднується з напірною гідролінією, а поршнева порожнина – зі зливною. Шток гідроциліндра піднімає повідок 7 разом із зрізувальним пристроєм (поз 2 - 6), а також переміщає вверх корпус гідророзподільника 11. При цьому відбувається перекриття гідроліній і подальший підйом повідка припиняється. При русі копіра 1 вниз відповідним чином переміщається повідок 7 разом з ножем 2.

Потужний гідравлічний привід забезпечує високу частоту відпрацювання зміни профілю поверхні, по якій ковзає копір, що дозволяє значно підвищити швидкість руху машини при забезпеченні заданої точності зрізування голівок.

Водночас використання важільного механізму переміщення гичкорізального апарату веде до зміни кута різання голівок коренеплодів, що може призвести до пошкоджень коренеплодів. Створення тягового зусилля гідроциліндром подачею робочої рідини в штокову порожнину гідроциліндра веде до збільшення габаритів гідроагрегатів.

Найбільш ефективною пропозицією є пристрій для зрізування гички коренеплодів на корню, принципова схема якого показана на рис. 1.22 [33].

Пристрій працює наступним чином. При включенні гідронасоса 18 по напірній магістралі 20 рідина поступає на гідродвигун 6, який починає обертати ніж 2, та на гідророзподільник 11. Якщо кінець копіра знаходиться нижче ріжучої кромки ножа 2, то золотник 12 також знаходиться нижче нейтральної лінії, з'єднуючи при цьому напірну магістраль 20 за допомогою трубопроводу 22 з верхньою порожниною силового гідроциліндра, а нижню порожнину гідроциліндра 10 – трубопроводом 23 зі зливною магістраллю 21. При цьому корпус 4 з ножем 2 опускається до тих пір, поки золотник 12

гідророзподільника 11 не перекриє вікна, які з'єднують верхню порожнину гідроциліндра 10 з напірною магістраллю 20, а нижню – із зливною 21.

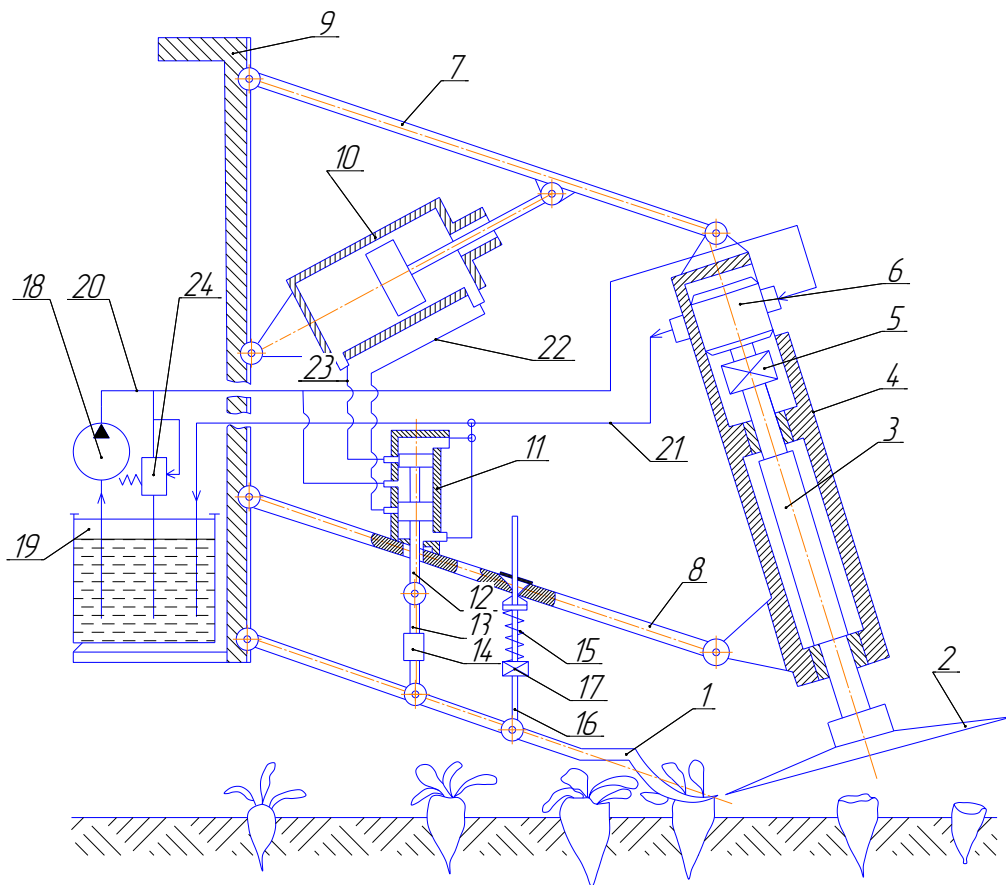


Рисунок 1.22. Пристрій для зрізування гички коренеплодів на корені [13].

При відповідному регулюванні довжини тяги 13 сергою 14 це відбудеться в момент виходу ріжучої кромки ножа 2 на рівень лінії зрізу, яка визначається копиром. У випадку підйому копіра вище ріжучої кромки ножа 2 золотник 12, піднімаючись догори, з'єднує напірну магістраль з нижньою порожниною силового гідроциліндра 10 і зливну магістраль 21 трубопроводом 22 з верхньою порожниною силового гідроциліндра 10. Шток гідроциліндра переміщується догори, піднімаючи корпус 4 ножа 2. Підйом буде продовжуватись до тих пір, поки ріжуча кромка ножа 2 не вийде на рівень кромки копіра. При цьому золотник 12 займає нейтральне положення,

перекриваючи трубопроводи 22 та 23, і припиняє переміщення штока силового гідроциліндра. Оскільки зтяжка пружини 15 практично не змінюється, сила притискання копіра-повідка до голівок коренеплодів залишається постійною.

Висока швидкодія гідравлічного слідкуючого приводу забезпечує точне копіювання голівок коренеплоду при русі на високих швидкостях.

Незначна сила притискання копіра до голівок коренеплодів, що обумовлено звільненням копіра від виконання функції приводу переміщення зрізувального апарата, усуває вибивання коренеплодів, які значно виступають над поверхнею. Висока точність відпрацювання сигналу дозволяє підвищити точність зрізування голівок коренеплодів і таким чином зменшити втрати сировини.

Варто зазначити, що сьогодні гідравлічні слідкуючі приводи не набули широкого застосування в приводах переміщення активних робочих органів сільськогосподарських машин.

Обмежені технологічні можливості підприємств сільськогосподарського машинобудування, недостатні матеріальна база та рівень підготовки технічного персоналу підприємств технічного сервісу сільськогосподарської техніки негативно відзначалися на впровадженні достатньо складної гідроапаратури в конструкції сільськогосподарських машин.

Існуючі сьогодні машини та засоби збирання врожаю цукрових буряків, в тому числі спеціалізовані машини для видалення гички використовують механічні системи переміщення гичкорізального апарата. Характеристики даних систем обмежують робочі швидкості гичкозбиральних машин в межах 1,4-1,7 м/с. В результаті цього гичкозбиральні машини суттєво обмежують продуктивність комплексу бурякозбиральних машин або при підвищенні технологічної швидкості помітно знижується якість очищення коренеплодів. Пропозиції щодо збільшення при швидкості $V=2$ м/с необхідної відстані між

коренеплодами від 122,4 до 193,2 мм для забезпечення якісної роботи гичкорізального апарату не мають практичного значення.

Останнім часом для вирішення проблеми підвищення швидкості гичкозбиральних машин зі зберіганням цукроносної маси, підвищенням технологічних якостей коренеплодів, збільшенням збору гички з одночасним усуненням інерційно-динамічних навантажень гичкорізального апарату вважається необхідним використовувати зрізування гички без копіювання голівок, але з наступним інтенсивним доочищенням залишків черешків гички на коренеплодах.

Зазначений напрямок удосконалення систем очищення голівок коренеплодів не дозволив суттєво підвищити швидкість гичкозбиральних машин в силу недосконалості механічних приводів переміщення ріжучих апаратів, технологічної складності, підвищеної потужності приводів, при цьому відбувається руйнація структури поверхневого шару ґрунту. Зазначене не дозволило досягти швидкості машин до $V=3$ м/с при дотриманні агровимог по очищенню голівок коренеплодів [31].

В зв'язку з цим актуальним є пошук засобів та методів, які б дозволили вирішити дану проблему з дотриманням сучасних вимог до енергоощадності та економічності машин.

Найбільш перспективним напрямком для розв'язання названої проблеми надає гідравлічний слідкуючий привід, який має високий рівень швидкості та точності відпрацювання швидкозмінних керуючих сигналів [16, 17].

Успішний досвід використання гідравлічного приводу в авіабудуванні, верстатобудуванні, виробництві машин для залізничного транспорту та інших галузей економіки свідчить про його високий потенціал у підвищенні продуктивності та точності роботи машин.

Проведений аналіз можливостей гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату свідчить, що при його використанні

можливе розв'язання існуючої проблеми підвищення якості очищування голівок коренеплодів та точності їх обрізування, що дозволить значно підвищити вихід якісної сировини (нині найвищий показник нормально обрізаних голівок не перевищує 72%) та зменшити втрати сировини із неточно обрізаними головками коренеплодів. Використання ненавантаженого щупа, пов'язаного тільки з золотником гідророзподільника, суттєво зменшує радіальну силу на коренеплоди і практично зменшує кількість вибитих коренеплодів при роботі гичкозбиральної машини до незначних величин.

Оснащення гичкозбиральних машин гідравлічним слідкуючим приводом переміщення гичкорізального апарата дозволяє підняти значення частоти власних коливань від 10 – 15 Гц до 50 – 70 Гц, що відкриває можливість збільшити швидкість руху гичкозбиральних машин до 2 м/с та вище, забезпечуючи при цьому задану якість обрізування голівок коренеплодів.

2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДООЧИСНИКІВ ГИЧКИ ЦУКРОВОГО БУРЯКА ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТА ЗМІНИ КІНЕМАТИКИ ЇХ РУХУ.

Створення новітніх конкурентоспроможних, потужних сільськогосподарських машин, які відповідали б сучасним вимогам споживачів, неможливе без підвищення рівня їх гідрофікації [34]. Серед успішних та ефективних заходів гідрофікації сільськогосподарських машин особливе місце має використання гідравлічного приводу активних робочих органів як самохідних, так і причіпних машин. Активне застосування гідравлічних приводів робочих органів у зерно- та кормозбиральних комбайнах значно підвищило продуктивність роботи даного виду техніки, призвело до підвищення надійності та якості роботи.

Питання розробки гідравлічного приводу доочисників гички цукрового буряка є актуальним для цукрової промисловості України, яка є однією із пріоритетних галузей агропромислового комплексу, тому впровадження нових і вдосконалення існуючих технологій вирощування, зберігання і переробки цукрового буряка має значну актуальність.

Істотною є втрата при зберіганні врожаю цукрового буряка, а, відповідно, і цукру, внаслідок наявності забруднень у вигляді залишків гички при коренеплоді. З метою одержання якісної сировини для виробництва цукру при збиранні цукрового буряка використовують механізми, які забезпечують задовільне очищення голівки від гички і ґрунту, але при цьому суттєво (8 - 17%) пошкоджують коренеплоди.

Тому, одним з важливих напрямів удосконалення конструктивних параметрів бурякозбиральних комплексів є модернізація існуючих і створення нових, більш ефективних конструкцій доочисників голівок

коренеплодів на основі інтенсифікації процесу видалення гички і значного зменшення ушкоджень коренеплодів та зниження витрат енергії [33].

Високий потенційний попит на доочисники голівок цукрового буряка є причиною значної зацікавленості ряду провідних машинобудівних підприємств України в налагодженні випуску та забезпеченні їхньої конкурентоспроможності як серед вітчизняних споживачів, так і закордонних.

Підвищення якості очищення голівок цукрового буряка значною мірою залежить від якісних характеристик машини, технологічних режимів роботи та простоти її переналагодження. Досягнення поставленої мети можливе лише шляхом поглибленого аналізу роботи доочисника голівок цукрового буряка. Найбільші можливості для детального розгляду особливостей процесу роботи даної машини, а також впливу окремих факторів на якість роботи системи в цілому надає моделювання роботи доочисника голівок цукрового буряка, яке дозволяє детально проаналізувати поведінку системи в різноманітних робочих режимах, виконати аналіз впливу елементів гідросистеми на якість характеристик, а також забезпечити можливість синтезу структури та параметрів машини для забезпечення оптимального рівня характеристик.

Успішному розв'язанню проблем підвищення ефективності доочищення голівок коренеплодів може сприяти застосування гідравлічного приводу, який підвищує гнучкість системи, значно спрощує механізм приводу та дозволяє створити умови для здійснення додаткових коливань активних робочих органів доочисника, які дають змогу компенсувати відхилення голівок коренеплодів від умовної середньої лінії рядка.

При роботі у реальних умовах ширина рядка та міжряддя може варіюватись, машина БМ-6Б може рухатись зі зміщенням відносно лінії рядка та під кутом відносно площини поля. Ці обставини призводять до того, що зона максимальної ефективності доочисника зміститься відносно рядка,

з'явиться високий відсоток недоочищених або частково доочищених коренеплодів.

Тому виходом із даної ситуації є можливість надання системі робочих органів доочисника руху не тільки у повздовжньому напрямку, а і у поперечному, нормально відносно умовної середньої лінії рядка. Використовуючи нову ступінь вільності, доочисник може компенсувати недоліки посіву, міжрядного обробітку коренеплодів та відхилення від прямолінійності руху машини БМ-6Б.

Для забезпечення двокоординатного руху доочисника можна використати систему гідравлічного приводу із послідовним з'єднанням гідромоторів та кривошипно-шатунним привідним механізмом, що забезпечує коливальний рух доочисників.

Конструктивну схему гідравлічного приводу переміщення доочисника у поперечному напрямку до умовної середньої лінії рядка показано на рис. 2.1.

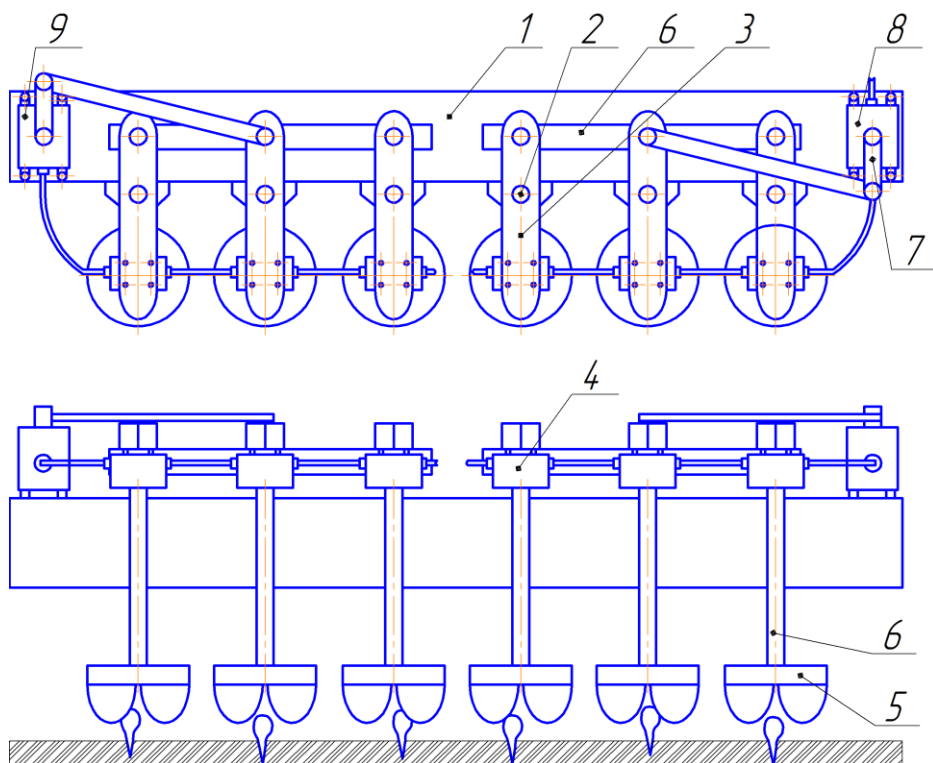


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема приводу переміщення доочисників у поперечному напрямку до умовної середньої лінії рядка

На рамі 1 гичкозбиральної машини за допомогою кронштейнів встановлено відповідно кількості дисків доочисників шість осей 2, за допомогою яких закріплено коромисла 3, на одному кінці яких приєднано гідромотор 4 та з'єднаний з його валом диск доочисника 5, що приводиться таким чином в обертальний рух. На іншому кінці виконано шарнірне з'єднання з тягою 6, яке передає зворотно-поступальний рух від кривошипа 7 на тягу 6 та гідромотори 4 разом з дисками доочисників 5. Привід кривошипно-шатунних механізмів забезпечується роботою гідромоторів 8, 9.

Для приведення в дію гідромоторів доочисників пропонується використати схему групового (багатопривідного) гідроприводу. Дана схема передбачає послідовне з'єднання гідромоторів та використання для їх живлення одного насоса, що робить таку схему компактною та економічною. Така схема набула розповсюдження в технологічних машинах різноманітного призначення [35].

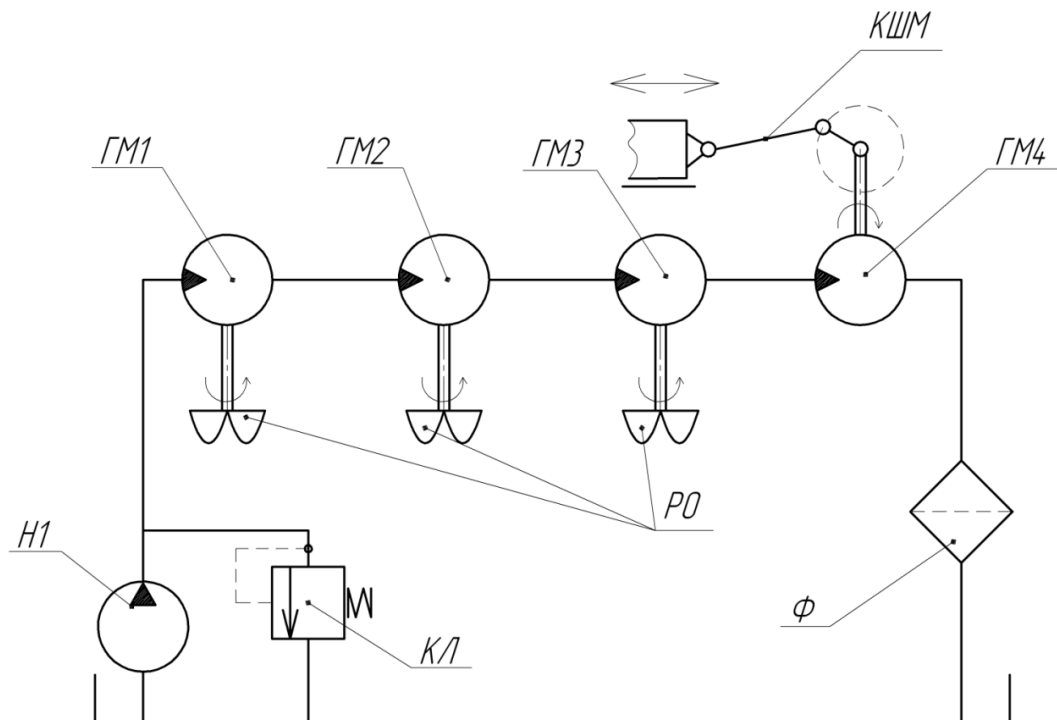


Рисунок 2.2 – Гідравлічна схема приводу доочисника.

Схему розробленого гідравлічного приводу доочисника показано на рис. 2.2. Гідравлічний привід робочих органів доочисника складається з

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

гідронасоса Н1, який подає робочу рідину до послідовно з'єднаних гідромоторів ГМ1, ГМ2, ГМ3, що обертають диски доочисників, та до гідромотора ГМ4, який обертає кривошип КШМ. Також застосовано гідравлічний запобіжник КЗ та фільтр очистки робочої рідини Ф.

На рис. 2.2. умовно показано секцію доочисників на три робочих органи. Аналогічний гідропривід застосовується на інших трьох доочисниках. Розподіл гідروفікованих приводів доочисників на дві секції ґрунтується на наявному досвіді успішного використання групового гідроприводу із трьома послідовно з'єднаними гідромоторами [13]. Можливість використання групового гідроприводу із шістьма послідовно з'єднаними гідромоторами очевидно реальна, але потребує всебічного теоретичного та експериментального обґрунтування.

При дослідженні ефективності застосування додаткової поперечної подачі доочисників використовувався графічний метод моделювання траєкторії руху робочого органа доочисника. Побудовані за допомогою зазначеного методу траєкторії руху робочого органа доочисника із коливальним приводом показано на рис. 2.3.

Розрахунок показаних траєкторій виконано при таких значеннях частоти $\omega = 5$ та 10 Гц і амплітуди $A = 0,1$ та $0,15$ м відхилень центра диска доочисника від умовної середньої лінії рядка. Відповідно, у обох випадках, рух гичкозбиральної машини вздовж рядка відбувається зі швидкістю $V = 2$ м/с.

Аналізуючи отримані графічні моделі (рис. 2.3) видно, що найбільш ефективними режимами роботи доочисника гички цукрового буряка із двокоординатним рухом робочих органів є рух з амплітудою $A = 0,10$ м і частотою $\omega = 10$ Гц.

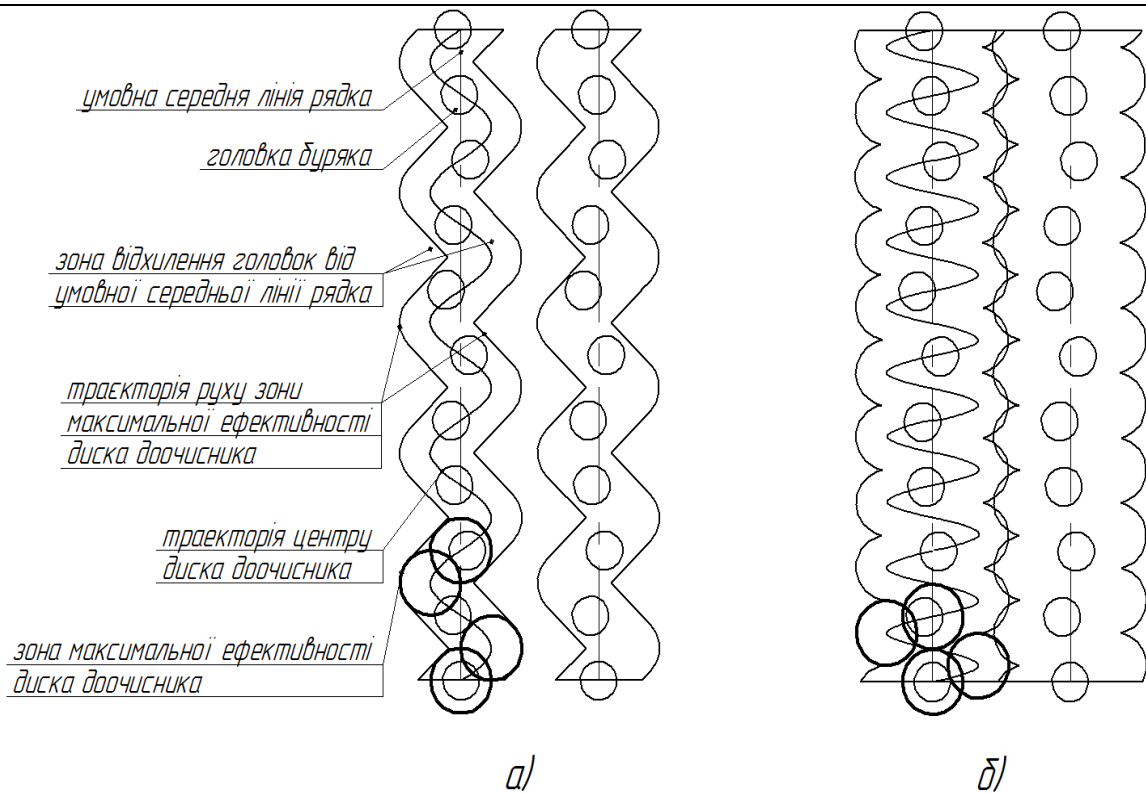


Рисунок 2.3. Приклад побудованих траєкторій руху робочих органів доочисника: а) $A = 0,10$ м, $\omega = 5$ Гц; б) $A = 0,15$ м, $\omega = 10$ Гц.

Одним із основних показників ефективності роботи доочисника є ступінь очистки цукрових буряків від гички, який може бути визначений коефіцієнтом $K_{оч}$, що розраховується за такою залежністю:

$$K_{оч} = \frac{S_{конт}}{S_{гол}} , \quad (2.1)$$

де $S_{конт}$ – площа контакту робочого органа доочисника з голівкою цукрового буряка; $S_{гол}$ – площа голівки цукрового буряка над поверхнею ґрунту.

Дослідження які мали на меті виявлення впливу значень частоти та амплітуди поперечних коливань робочого органа доочисника на ступінь очищення цукрових буряків від гички були проведені за допомогою тривимірної анімаційної моделі запропонованої конструкції доочисника голівок корнеплодів цукрових буряків.

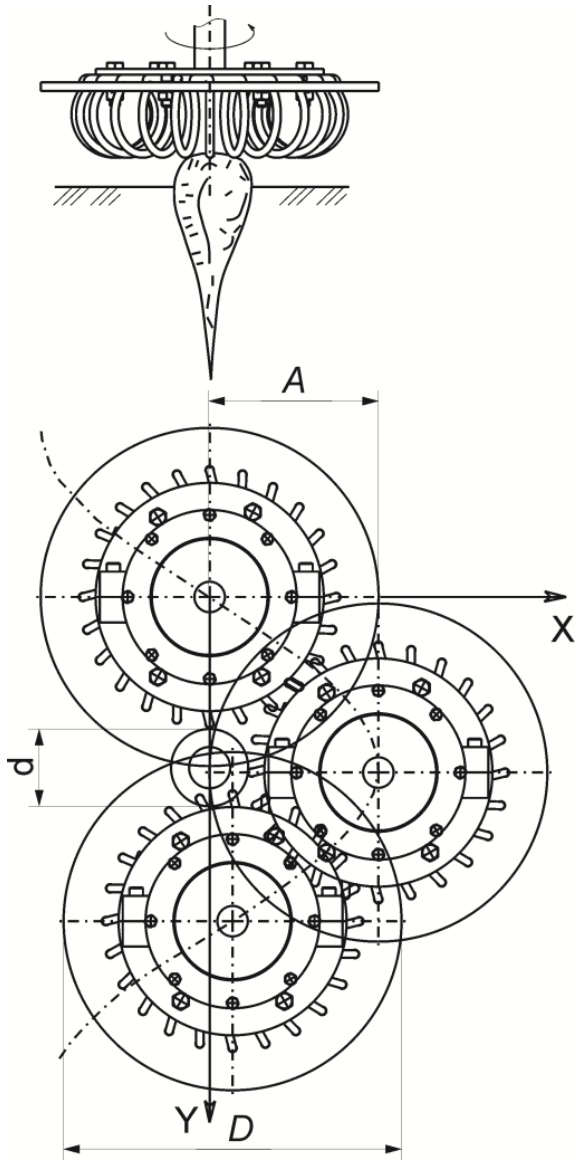


Рисунок 2.4. Розрахункова схема площі контакту голівки цукрового буряка і робочого органу доочисника.

Надання елементам доочисника відповідних двокоординатних рухів із визначеними вище параметрами дозволило отримати відеоряд та визначити коефіцієнт ступеня очищення голівки цукрового буряка для запропонованої конструкції доочисника.

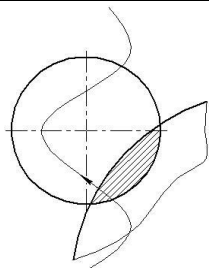
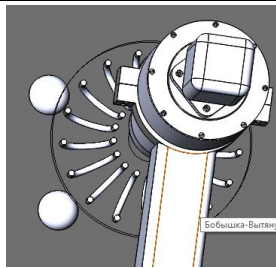
Розрахунки проводились за таких значень параметрів: швидкість машини – 2 м/с; частота – 5 Гц; 10 Гц; 15 Гц; 20 Гц; амплітуда – 0,1 м; 0,15 м; 0,2 м; 0,25 м; діаметр голівки цукрового буряка – 0,15 м; висота голівки цукрового буряка – 0,04 м.

Розрахункову схему площі контакту голівки цукрового буряка і робочого органу доочисника гички цукрового буряка представлено на рис. 2.4.

Приклади покадрового розбиття відеоряду та визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка від циклу роботи запропонованого приводу представлено на рис. 2.5 – 2.10.

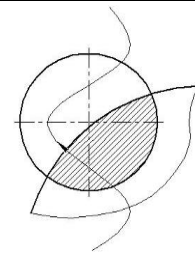
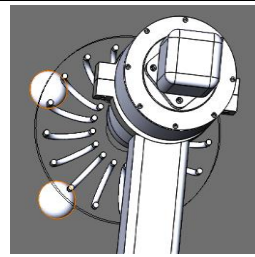
Площу контакту робочого органу доочисника $S_{\text{конт}}$ із головою цукрового буряка отримано шляхом аналізу результатів 3D моделювання процесу переміщення робочого органу

доочисника відносно голівки цукрового буряка.



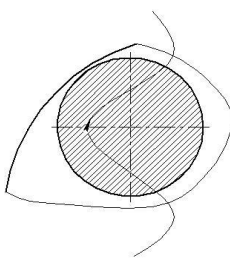
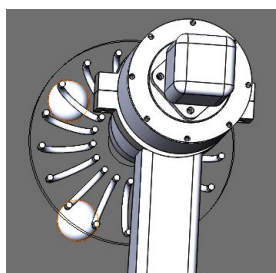
$K_{оч} = 0,2$

Рисунок 2.5. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за 1/6 циклу роботи запропонованого приводу.



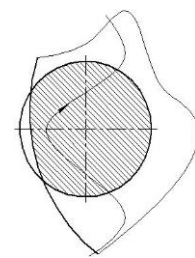
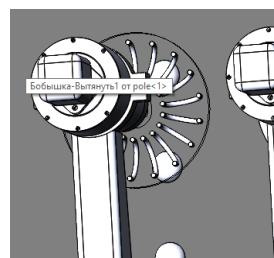
$K_{оч} = 0,49$

Рисунок 2.6. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за 2/6 циклу роботи запропонованого приводу.



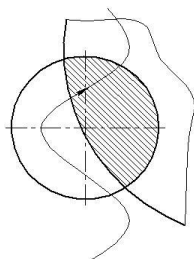
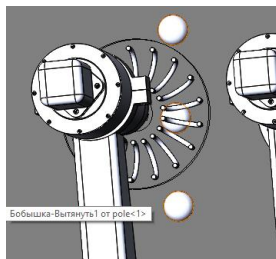
$K_{оч} = 0,91$

Рисунок 2.7. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за 3/6 циклу роботи запропонованого приводу.



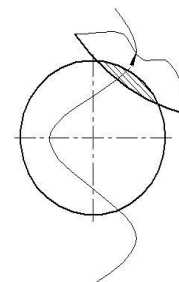
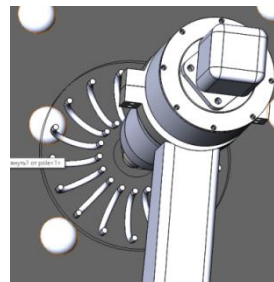
$K_{оч} = 0,89$

Рисунок 2.8. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за 4/6 циклу роботи запропонованого приводу.



$K_{оч} = 0,51$

Рисунок 2.9. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за 5/6 циклу роботи запропонованого приводу.



$K_{оч} = 0,1$

Рисунок 2.10. Визначення коефіцієнта ступеня очищення голівок цукрового буряка за цикл роботи запропонованого приводу.

На рис. 2.11 показано залежність коефіцієнта ступеня очищення голівок коренеплодів від частоти поперечних коливань доочисників за різних значеннях амплітуди коливань, визначених в результаті тривимірного анімаційного моделювання.

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

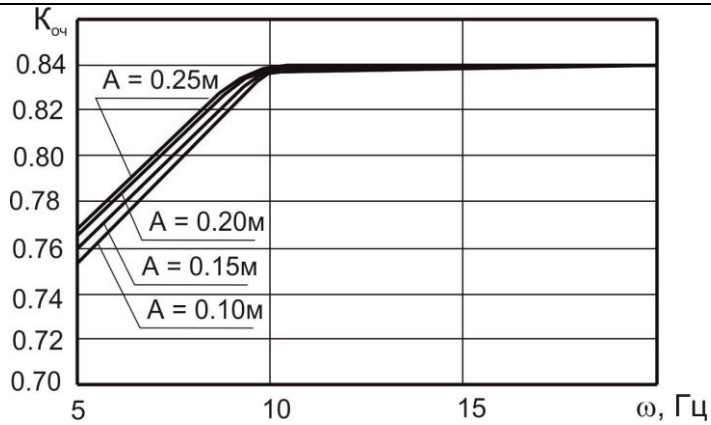


Рисунок 2.11. Залежність коефіцієнту ступеня очищення від частоти коливань робочого органу доочисника гички цукрового буряка у поперечному напрямку

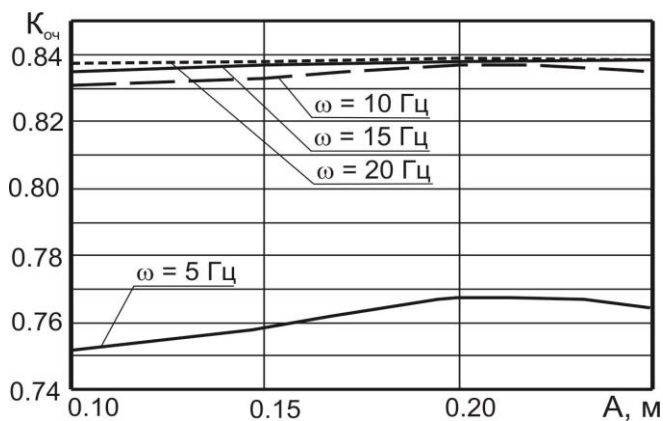


Рисунок 2.12 – Залежність коефіцієнту ступеня очищення від амплітуди коливань робочого органу доочисника гички цукрового буряка у поперечному напрямку

залежності коефіцієнта ступеня очищення від амплітуди коливань робочого органу доочисника голівок коренеплодів цукрових буряків у поперечному напрямку. При коливаннях робочого органу доочисника з частотою 5 Гц, підвищення амплітуди від 0,1 до 0,25 м не дозволяє досягти значення коефіцієнта ступеня очищення голівок $K_{оч}$ вище 0,77. Водночас, при амплітуді коливань 0,2 м і частоті коливань 10 Гц та вище забезпечується значення коефіцієнта $K_{оч}$ на рівні 0,84. Очевидно, що подальше підвищення

За частоти поперечних коливань робочого органу доочисника 5 Гц найнижче значення коефіцієнта ступеня очищення $K_{оч}$ становило 0,75 при амплітуді коливань 0,1 м. Збільшення амплітуди коливань робочого органу сприяє підвищенню ступеня очищення, $K_{оч}$ до 0,77 при амплітуді коливання 0,25 м.

Збільшення частоти поперечних коливань робочих органів доочисника до 10 Гц суттєво позначається на зростанні коефіцієнта ступеня очищення, $K_{оч}$ становить 0,84 у всіх тестових значеннях амплітуди коливань; за подальшого збільшення значення частоти поперечних коливань не змінюється. На рис. 2.12 показано графіки

амплітуди та частоти коливань недоцільне, тому що збільшення енерговитрат перешкоджає зростанню рівня показників ступеня очищення коренеплодів.

Як впливає із отриманих результатів досліджень, оптимальному значенню параметрів поперечних коливань робочого органу доочисника гички цукрових буряків, а саме амплітуди $A = 0,20$ м і частоти $\omega = 10$ Гц, які визначені шляхом графічного моделювання, відповідає коефіцієнт ступеня очищення $K_{oc} = 0,84$

2.1. Математичні залежності, які описують роботу гідравлічного приводу доочисника гички цукрового буряка.

Розрахункову схему гідроприводу доочисника гички цукрового буряка представлено на рис. 2.13. Гідропривід доочисника гички гичкорізальної машини складається із насосної станції та чотирьох послідовно з'єднаних гідромоторів. Витрата робочої рідини Q_H від насосної станції (H_1), надходять на вхід першого гідромотора ($ГМ_1$) з характерним об'ємом q_{m1} . Пружні властивості порожнини трубопроводу, що з'єднує насосну станцію з першим гідромотором, визначаються об'ємом W_1 і коефіцієнтом податливості $K_1(p_1)$, що залежить від тиску p_1 на вході першого гідромотора.

Навантаження на валу першого гідромотора $ГМ_1$ визначається моментом технологічного навантаження $M_{тн1}$ та інерційного навантаження. Зведений момент інерції рухомих частин робочих органів на валу першого гідромотора має величину I_1 . Перший гідромотор, з'єднаний з входом другого гідромотора ($ГМ_2$) магістраллю, заповненою рідиною з об'ємом W_2 , податливість якої характеризується коефіцієнтом $K_2(p_2)$, що залежить від тиску p_2 на вході другого гідромотора. Характерний об'єм другого гідромотора – q_{m2} і зведений момент інерції рухомих частин робочих органів на його валу – I_2 . Навантаження на валу другого гідромотора $ГМ_2$ залежить від моменту технологічного навантаження $M_{тн2}$.

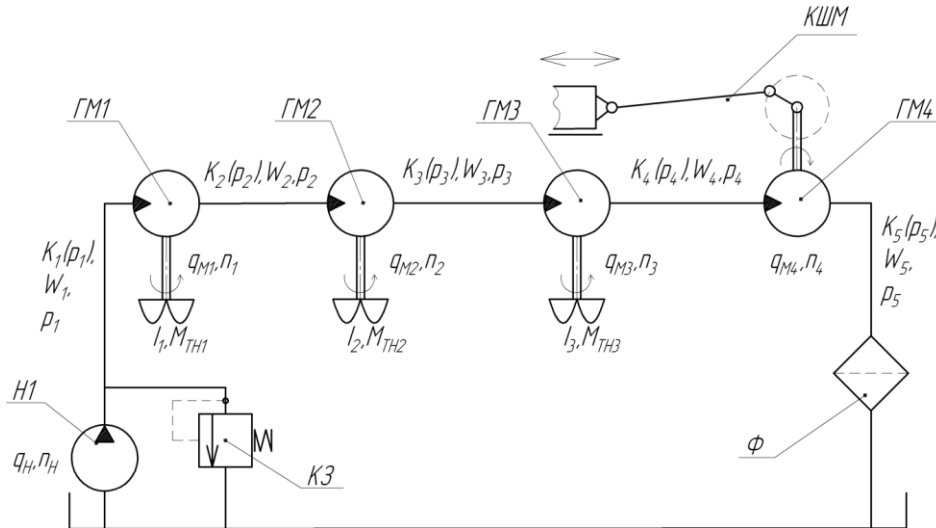


Рисунок 2.13. Розрахункова схема гідроприводу доочисника гички цукрового буряка.

Тиск на виході другого гідромотора дорівнює p_2 . Другий гідромотор, з'єднаний з входом третього гідромотора магістраллю, заповненою рідиною з об'ємом W_2 , податливістю, що визначається коефіцієнтом $K_2(p_2)$, який залежить від тиску p_2 на вході третього гідромотора. Характерний об'єм третього гідромотора – $q_{М3}$ і зведений момент інерції рухомих частин на його валу – I_3 . Навантаження на валу третього гідромотора $ГМ_3$ залежить від моменту технологічного навантаження $M_{тн3}$ та інерційного навантаження. Пружні властивості зливної магістралі характеризуються об'ємом W_3 і коефіцієнтом податливості $K_3(p_3)$, що залежить від тиску p_3 на виході третього гідромотора. Характерний об'єм четвертого – $q_{М4}$ і приведений момент інерції рухомих частин на його валу – I_4 . Навантаження на валу четвертого гідромотора $ГМ_4$ залежить від моменту технологічного навантаження $M_{тн4}$ на виконавчі органи кривошипно-шатунного механізму та інерційного навантаження. Пружні властивості зливної магістралі характеризуються об'ємом W_4 і коефіцієнтом податливості $K_4(p_4)$, що залежить від тиску p_4 на виході четвертого гідромотора.

Робота приводу доочисника голівок гичкорізальної машини описується рівняннями нерозривності потоків робочої рідини, складеними з

урахуванням балансу витрат, що підводяться і використовуються відносно кожного гідромотору, рівняннями моментів сил, прикладених до валів гідромоторів, та рівнянням Лагранжа другого роду, яке описує роботу кривошипно-шатунного механізму.

При складанні математичної моделі з урахуванням результатів попередніх досліджень було прийнято такі припущення:

1. Густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі гідравлічної системи приводу доочисника голівок цукрового буряка в усталеному температурному режимі.

2. Не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах гідромоторів і на зовнішніх клапанах, як такі, що звичайно мають незначну величину.

3. Коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, оскільки в усталеному режимі роботи гідравлічної системи приводу доочисника голівок цукрового буряка його величина змінюється незначно.

4. Тиск підпору на зливі незначний і практично незмінний.

5. Коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових гідроагрегатів постійний і не залежить від розмірів та форми щілин.

6. Відстань між елементами гідросистеми незначна, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів [11].

7. Пульсація подачі насоса з урахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі.

8. Течія рідини в зазорах у з'єднаннях деталей гідроагрегатів та гідроапаратури має ламінарний характер.

До математичної моделі удосконаленого приводу доочисника гички цукрового буряка входять наступні рівняння:

1. Витрати рідини в магістралях, які з'єднують насосну станцію та гідромотори один з одним, згідно з прийнятими припущеннями при умові відносно невеликої відстані між указаними гідроагрегатами, можуть бути

описаними моделлю з зосередженими параметрами, яка в даному випадку являє собою рівняння нерозривності потоку.

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході першого гідромотора має вигляд:

$$Q_H = Q_{M1} + Q_{вит.1} + Q_{пер.12} + Q_{деф.1}, \quad (2.2)$$

де Q_H – витрата рідини, що надходить у гідравлічну систему від насоса; Q_{M1} – витрати рідини крізь перший гідромотор; $Q_{вит.1}$ – витрата витікання рідини з порожнини гідромотора ГМ1 під дією тиску p_1 ; $Q_{пер.1}$ – витрати на перетікання рідини між порожнинами гідромотора ГМ1 під дією перепаду тисків p_1 та p_2 ; $Q_{деф.1}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_1 .

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході другого гідромотора має вигляд:

$$Q_{M1} + Q_{пер.12} = Q_{M2} + Q_{вит.2} + Q_{пер.2,3} + Q_{деф.2}, \quad (2.3)$$

де Q_{M2} – витрата рідини крізь другий гідромотор; $Q_{вит.2}$ – витрата витікання рідини з гідромотора ГМ2 під дією тиску p_2 ; $Q_{пер.2,3}$ – витрата на перетікання рідини між порожнинами гідромотора ГМ2 під дією перепаду тисків p_2 та p_3 ; $Q_{деф.2}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_2 .

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході третього гідромотора має вигляд:

$$Q_{M2} + Q_{пер.23} = Q_{M3} + Q_{вит.3} + Q_{пер.34} + Q_{деф.3}, \quad (2.4)$$

де Q_{M3} – витрата рідини крізь третій гідромотор; $Q_{вит.3}$ – витрата витікання рідини із порожнини гідромотора ГМ3 завдяки тиску p_3 ; $Q_{пер.3,4}$ – витрата на перетікання рідини між порожнинами гідромотора ГМ3 під дією перепаду тисків p_3 та p_4 ; $Q_{деф.3}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_3 .

Рівняння нерозривності потоку робочої рідини на вході четвертого гідромотора має вигляд:

$$Q_{M3} + Q_{пер.34} = Q_{M4} + Q_{вит.4} + Q_{пер.45} + Q_{деф.4}, \quad (2.5)$$

де Q_{M4} – витрата рідини крізь четвертий гідромотор, $Q_{вит.4}$ – витрата витікання рідини з порожнин гідромотора ГМ4 під дією тиску p_4 ; $Q_{пер.4,5}$ – витрати на перетікання рідини між порожнинами гідромотора ГМ4 під дією перепаду тисків p_4 та p_5 , $Q_{деф.4}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_4 .

Фактична подача нерегульованого насоса визначається згідно з виразом

$$Q_H = q_n \cdot n_n \cdot \eta_{об}, \quad (2.6)$$

де q_n – робочий об'єм насоса; n_n – частота обертання вала насоса; $\eta_{об}$ – об'ємний к.к.д насоса.

Витрати, які споживаються гідромоторами, визначаються за виразами:

$$Q_{M_i} = q_{M_i}(\phi_i) \cdot d\phi_i / dt, \quad (2.7)$$

де $q_{M_i}(\phi_i)$ – характерний об'єм i -ого гідромотора, $i = 1..4$; $d\phi_i / dt$ – кутова швидкість обертання валу i -ого гідромотора, $i = 1..4$.

Втрати на витікання крізь зазори, які обчислюються як витрати рідини через плоску щілину, при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, доскональна;
- шорсткість поверхонь до уваги не береться.

В цьому випадку витрати рідини крізь поперечний перетин зазору визначаються:

$$Q_{вит.i} = \sigma_i \cdot p_i; \quad (2.8)$$

де σ_i – коефіцієнти витоків рідини з i -ої порожнини, які знаходяться під дією тисків p_i відповідно.

Перетоки в гідроагрегатах з камери високого тиску в камеру низького тиску крізь неповну герметичність камер гідроагрегатів визначаються за такою залежністю у випадку шестеренних гідромашин:

$$Q_{пер.i,i+1} = \sigma_{пер.i,i+1} \cdot (p_i - p_{i+1}), \quad i=1..4; \quad (2.9)$$

де $\sigma_{пер.i,i+1}$ – коефіцієнти перетікань рідини i -ого гідромотора відповідно з камери високого тиску у камеру низького тиску.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідроприводу, заповнених рідиною через зміни тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями:

$$Q_{деф.i} = K_i(p_i) \cdot W_i \cdot dp_i/dt, \quad \text{де } i = 1..4, \quad (2.10)$$

де $K_i(p_i)$ – коефіцієнти податливості відповідних магістралей та порожнин даної гідросистеми; W_1 – об'єм магістралі від насосної станції до входу першого гідромотора; W_2 – об'єм порожнини гідравлічної лінії, яка з'єднує перший і другий гідромотори; W_3 – об'єм порожнини гідравлічної лінії, яка з'єднує другий і третій гідромотори; W_4 – об'єм порожнини гідравлічної лінії, що з'єднує третій і четвертий гідромотори.

2. Баланс моментів сил, прикладених до валів першого, другого і третього гідромоторів, визначається рівняннями моментів сил, прикладених до валів гідромоторів:

$$M_{деi} = M_{тнi} + M_{інi} + M_{трi}, \quad (2.11)$$

де $M_{деi}$ – момент, що розвивається i -им гідромотором, $i = 1..3$, $M_{тнi}$ – момент технологічного навантаження на i -ому гідромоторі, $i = 1..3$, $M_{інi}$ – момент інерційного навантаження на i -ому гідромоторі, $i = 1..3$, $M_{трi}$ – момент сил тертя, приведений до валу i -ого гідромотора, $i = 1..3$.

Моменти, що розвиваються гідромоторами, визначаються за виразом [83]:

$$M_{деi} = q_{mi}(\phi_i) \cdot (p_i - p_{i+1}). \quad (2.12)$$

Величина характерного об'єму q_{mi} гідромашин обертальної дії залежить від кута повороту ϕ_i вала даної гідромашини і для поршневих гідромашин визначається залежністю:

$$q_{mi}(\phi_i) = q_o \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\left(\phi + \frac{m-1}{2} \cdot \gamma\right) \cdot \sin\left(\frac{m \cdot \gamma}{2}\right) \cdot \cos ec\left(\frac{\gamma}{2}\right), \quad (2.13)$$

$$0 < \phi < \frac{2 \cdot \pi}{z},$$

де z - кількість поршнів, що одночасно знаходяться у зоні нагнітання
 ($m = \frac{z+1}{2}$, якщо $0 < \phi < \frac{\gamma}{2}$, та $m = \frac{z-1}{2}$, якщо $\frac{\gamma}{2} < \phi < \gamma$; γ - кут між поршнями, $\gamma = \frac{2 \cdot \pi}{z}$).

Характеристики $q_m(\phi)$ і для гідромоторів інших типів також мають періодичний характер.

Технологічне навантаження на робочих органах сільськогосподарських машин може змінюватись у достатньо широких межах, перевищуючи в декілька разів номінальне значення, на яке зазвичай розраховується номінальна потужність приводу. Але в процесі моделювання приводу можна вважати, що розглядається найбільш поширений випадок усталеного навантаження робочих органів, коли відхилення моменту технологічного навантаження від усталеного значення є незначним. При врахуванні наявності в з'єднанні гідромотора і робочого органа люфту, моменти технологічного навантаження можуть бути описаними такими залежностями:

$$M_{mn.i} = \begin{cases} 0, & |\varphi_i - \varphi_{mex.i}| \leq |\varphi_{z.i}| \\ M_{T.i}, & |\varphi_i - \varphi_{mex.i}| > |\varphi_{z.i}| \end{cases}, i=1..3, \quad (2.14)$$

де $M_{T.i}$ - технологічне навантаження на i -ому робочому органі, що приводиться в дію від валу i -ого гідромотора; φ_i - положення вала i -ого гідромотора; $\varphi_{mex.i}$ - положення вала i -ого робочого органа; $|\varphi_{z.i}|$ - максимально допустима величина зазору у з'єднанні вала i -ого робочого органу із валом i -ого гідромотору.

Моменти сил інерційного навантаження, прикладені до валів гідромоторів, дорівнюють:

$$M_{ін.і} = I_i \cdot \frac{d^2\phi_i}{dt^2}, i = 1..3, \quad (2.15)$$

де I_i – зведений момент інерції до валу i -ого гідромотора; $d^2\phi_i/dt^2$ – кутове прискорення вала i -ого гідромотора.

Втрати на тертя в гідромоторах та передаючому механізмі визначаються втратами крутного моменту, що розвиває гідромотор, на подолання в'язкого та сухого тертя:

$$M_{тр.і} = M_{тр.і}^c + M_{тр.і}^в, \quad (2.16)$$

де $M_{тр.і}^c$ – момент сил сухого тертя, $M_{тр.і}^в$ – момент сил в'язкого тертя.

Відомо, що в'язке тертя залежить від швидкості відносного переміщення деталей гідромотора і визначається залежностями:

$$M_{тр.і}^в = b_i \cdot \frac{d\phi_1}{dt}, i = 1..4, \quad (2.17)$$

де b_i – коефіцієнт рідинного тертя в i -ому гідромоторі; $\frac{d\phi_1}{dt}$ – кутова швидкість обертання

Навантаження від кривошипно-шатунного механізму, зведені до валу четвертого гідромотора, враховуються рівнянням Лагранжа II роду. У загальному вигляді це рівняння для узагальненої координати ϕ_4 має такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}_4} T - \frac{\partial}{\partial \phi_4} T = Q_{\phi_4}, \quad (2.18)$$

де T – повна кінетична енергія системи; Q_{ϕ_4} – узагальнена сила.

Розрахункова схема, для визначення узагальненої сили Q_{ϕ_4} представлена на рис. 2.14.

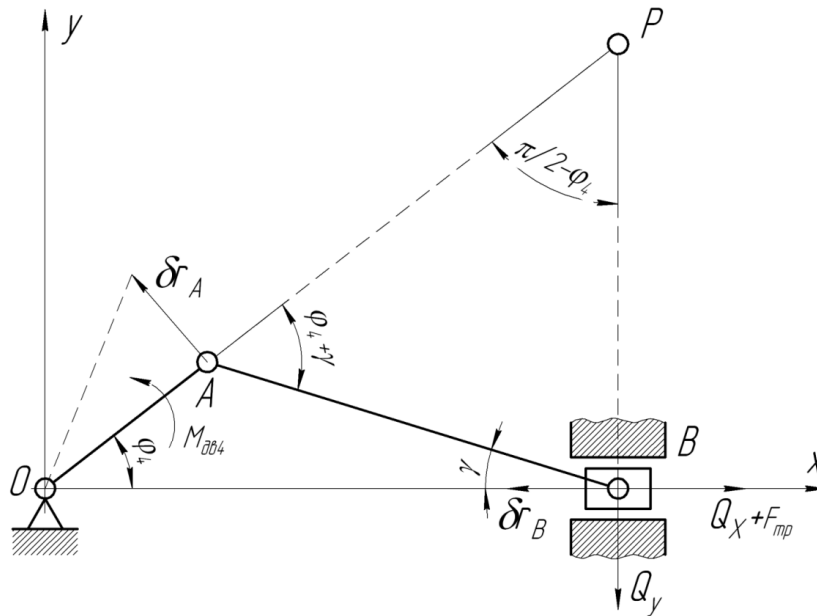


Рисунок 2.14. Розрахункова схема механізму приводу рамки.

На кривошипі OA діє момент $M_{\delta\phi_4}$ від гідромотора $ГМ_4$. Шатун AB здійснює плоско-паралельний рух від кривошипа OA і надає поступального руху повзуну B . Моменту $M_{\delta\phi_4}$ протидіє момент від складової сили різання Q_x , момент сил тертя, що виникає у парі “повзун-напрямна” під дією складової сили різання Q_y та момент від сил тертя у гідромоторі $ГМ_4$.

Розрахуємо узагальнену силу, що діє на кривошипно-шатунний механізм.

Оскільки кривошипно-шатунний механізм знаходиться у горизонтальній площині, сили ваги ланок направлені перпендикулярно до площини дії механізму і відповідно робота цих сил дорівнює 0.

Сума робіт сил, що задаються на можливих переміщеннях системи, що відповідають переміщенню по узагальненій координаті $\delta\phi_4$, дорівнює:

$$\delta A = \delta A(M_{\delta\phi_4}) + \delta A(Q_x) + \delta A(Q_y) + \delta A(F_{mp}) + \delta A(M_{mp4}), \quad (2.19)$$

де $\delta A(M_{\delta\phi_4})$ – в елементарна робота гідромотора $ГМ_4$, $\delta A(Q_x)$ – елементарна робота проекції сили різання на вісь X , $\delta A(Q_y)$ – елементарна робота проекції сили різання на вісь Y , $\delta A(F_{mp})$ – елементарна робота сил

тертя у парі повзун - напрямна, $\delta A(M_{mp4})$ – елементарна робота сил рідинного тертя у гідромоторі ГМ₄.

Залежність для розрахунку елементарної роботи гідромотора ГМ₄ має вигляд:

$$\delta A(M_{\text{дв}4}) = q_4 \cdot (p_4 - p_5) \cdot \delta \varphi_4. \quad (2.20)$$

Елементарну роботу проекції сили різання на вісь X обчислюємо за виразом:

$$\delta A(Q_x) = -Q_x \cdot \delta r_B, \quad (2.21)$$

де δr_B – елементарне переміщення повзуна.

Елементарне переміщення повзуна необхідно виразити через елементарний кут повороту вала гідромотора ГМ₄.

Для елементарного переміщення точки А справедливим є вираз:

$$O_1A \cdot \delta \varphi_4 = AO_2 \cdot \delta \psi. \quad (2.22)$$

Елементарне переміщення точки В визначаємо за виразом

$$\delta r_B = O_2B \cdot \delta \psi. \quad (2.23)$$

Із урахуванням виразу (2.41) залежність (2.42) має вигляд

$$\delta r_B = O_2B \cdot O_1A / AO_2 \cdot \delta \varphi_4. \quad (2.24)$$

Відповідно до рис. 2.7 катет O_2B трикутника O_1O_2B може бути розрахований за виразом:

$$O_2B = AO_2 \cdot \sin(\varphi_4) + AB \cdot \sin(\gamma). \quad (2.25)$$

Як видно із рис. 2.7, довжина AO_2 обчислюється за такою залежністю:

$$AO_2 = AB \cdot \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\varphi_4)}. \quad (2.26)$$

Із виразу (2.42) розраховуємо значення кута γ

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right). \quad (2.27)$$

Із урахуванням наведених вище виразів елементарне переміщення повзуна В буде обчислюватись за залежністю:

$$\begin{aligned}
 \delta r_B &= \left(AB \cdot \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\varphi_4)} \cdot \sin(\varphi_4) + AB \cdot \sin(\gamma) \right) \cdot \frac{O_1 A}{AB \cdot \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\varphi_4)}} \cdot \delta \varphi_4 = \\
 &= \frac{AB \cdot O_1 A \cdot \cos(\varphi_4)}{AB \cdot \cos(\gamma)} \cdot \left(\frac{\cos(\gamma) \cdot \sin(\varphi_4) + \sin(\gamma) \cdot \cos(\varphi_4)}{\cos(\varphi_4)} \right) \cdot \delta \varphi_4 = \\
 &= O_1 A \cdot \left(\frac{\cos(\gamma) \cdot \sin(\varphi_4) + \sin(\gamma) \cdot \cos(\varphi_4)}{\cos(\gamma)} \right) \cdot \delta \varphi_4 = \\
 &= O_1 A \cdot \frac{\sin(\gamma + \varphi_4)}{\cos(\gamma)} \cdot \delta \varphi_4 = O_1 A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \delta \varphi_4. \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

Тоді, елементарну роботу сил різання можливо визначити за залежністю:

$$\delta A(Q_x) = -Q_x \cdot O_1 A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \delta \varphi_4. \quad (2.29)$$

Робота сили тертя у парі “повзун – напрямна” розраховується за виразом:

$$\begin{aligned}
 \delta A(F_{mp}) &= -f_{mp} \cdot Q_Y \cdot \delta r_B = \\
 &= -f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1 A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \delta \varphi_4, \quad (2.30)
 \end{aligned}$$

$$\delta A(M_{mp4}) = -\beta_{mp4} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \cdot \delta \varphi_4 \quad (2.31)$$

Отже, зведена сила розраховується за такою залежністю:

$$Q_{\varphi_4} = \frac{\delta A}{\delta \varphi_4} = q_4 \cdot (p_4 - p_5) - Q_X \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - \beta_{mp4} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4. \quad (2.32)$$

Кінетична енергія кривошипно-шатунного механізму:

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (2.33)$$

де T_1 – кінетична енергія кривошипа, T_2 – кінетична енергія шатуна, T_3 – кінетична енергія повзуна.

Кривошип виконує обертальний рух, тому залежність для розрахунку кінетичної енергії має вигляд:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot I_{O1A} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4\right)^2, \quad (2.34)$$

де I_{O1A} – момент інерції кривошипа, який є однорідним тонким стрижнем і розраховується за залежністю [4]:

$$I_{O1A} = \frac{1}{3} \cdot m_{O1A} \cdot O_1A^2. \quad (2.35)$$

Тоді, вираз (2.50) із урахуванням виразу (2.51) має вигляд:

$$T_1 = \frac{1}{6} \cdot m_{O1A} \cdot O_1A^2 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4\right)^2. \quad (2.36)$$

Шатун виконує плоско-паралельний рух, отже, кінетична енергія шатуна буде визначатись залежністю

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot I_{AB} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_{AB}\right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{AB} \cdot V_C^2, \quad (2.37)$$

де I_{AB} – момент інерції шатуна AB , $\frac{d}{dt}\varphi_{AB}$ – кутова швидкість обертання шатуна AB навколо миттєвого центру швидкостей, m_{AB} – маса шатуна AB , V_C – швидкість центру ваги шатуна AB .

Момент інерції шатуна AB розраховується за залежністю:

$$I_{AB} = \frac{1}{12} \cdot m_{AB} \cdot AB^2. \quad (2.38)$$

Знайдемо залежність кутової швидкості обертання шатуна навколо миттєвого центру швидкостей та лінійної швидкості переміщення центра ваги шатуна від узагальненої координати φ_4 .

Як відомо точка A належить одночасно кривошипу O_1A і шатуну AB , тоді швидкість точки може бути обчислена за залежністю:

$$V_A = O_1A \cdot \frac{d}{dt}\varphi_4 = AO_2 \cdot \frac{d}{dt}\varphi_{AB}, \quad (2.39)$$

$$\frac{d}{dt}\varphi_{AB} = \frac{O_1A}{AO_2} \cdot \frac{d}{dt}\varphi_4. \quad (2.40)$$

Із урахуванням виразу (2.42) і (2.43) вираз (2.57) має такий вигляд:

$$\frac{d}{dt}\varphi_{AB} = \frac{O_1A \cdot \cos(\varphi_4)}{AB \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \frac{d}{dt}\varphi_4 \quad (2.41)$$

Квадрат швидкості центра ваги кривошипа AB обчислимо за залежністю:

$$V_C^2 = \left(\frac{dX_C}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dY_C}{dt}\right)^2, \quad (2.42)$$

де X_C, Y_C – координати центра ваги шатуна AB .

$$\begin{aligned} X_C &= O_1A \cdot \cos(\varphi_4) + 0.5 \cdot AB \cdot \cos(\varphi_2) = \\ &= O_1A \cdot \cos(\varphi_4) + 0.5 \cdot AB \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right). \end{aligned} \quad (2.43)$$

Центри ваги кривошипа OA та шатуна AB розташовані посередині і мають однакові ординати:

$$Y_C = 0.5 \cdot O_1A \cdot \sin(\varphi_4). \quad (2.44)$$

Продиференціювавши вирази (2.60) і (2.61) по часу і підставивши у вираз (2.59), отримаємо наступне:

$$V_C^2 = \left(\left(\frac{-0.25 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \left(0.5 \cdot AB \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2. \quad (2.45)$$

Тоді, враховуючи наведені вище залежності, кінетична енергія шатуна буде визначатись за таким виразом:

$$T_2 = \frac{1}{24} \cdot m_{AB} \cdot \left(\frac{O_1 A \cdot \cos(\varphi_4)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{AB} \cdot \left(\left(\frac{-0.25 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{AB} \cdot \left(0.5 \cdot AB \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2. \quad (2.46)$$

Кінетична енергія повзуна визначається за залежністю:

$$T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot V_B^2. \quad (2.47)$$

Для визначення лінійної швидкості повзуна скористаємось залежністю:

$$\begin{aligned} X_B &= O_1 A \cdot \cos(\varphi_4) + AB \cdot \cos(\varphi_2) = \\ &= O_1 A \cdot \cos(\varphi_4) + AB \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right), \end{aligned} \quad (2.48)$$

звідки

$$V_B = \frac{d}{dt} X_B = \left(\frac{-0.5 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4. \quad (2.49)$$

Підставляючи вираз (66) у (64), отримаємо:

$$T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \left(\left(\frac{-0.5 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2. \quad (2.50)$$

Отже, повна кінетична енергія системи становить:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{6} \cdot m_{O1A} \cdot O_1 A^2 \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{24} \cdot m_{AB} \cdot \left(\frac{O_1 A \cdot \cos(\varphi_4)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot m_{AB} \cdot \left(\left(\frac{-0.25 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot m_{AB} \cdot \left(0.5 \cdot AB \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \left(\left(\frac{-0.5 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} - O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2. \quad (2.51) \end{aligned}$$

Розрахуємо часткову похідну від кінетичної енергії по узагальненій швидкості:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \omega_4} = & \frac{1}{3} \cdot m_{O1A} \cdot O_1 A^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 - \frac{1}{12} \cdot m_{AB} \cdot \frac{(O_1 A \cdot AB \cdot \cos(\varphi_4))^2}{(O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2 - AB^2} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \\ & + m_{AB} \cdot \left(\frac{0.25 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right)^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \\ & + \frac{1}{4} \cdot m_{AB} \cdot (AB \cdot \cos(\varphi_4))^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \\ & + m_B \cdot \left(\frac{0.5 \cdot O_1 A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1 A \cdot \sin(\varphi_4) \right)^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4. \quad (2.52) \end{aligned}$$

Знайдемо похідну по часу від часткової похідної кінетичної енергії по узагальненій координаті:

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega_4} &= \frac{1}{3} \cdot m_{O_1A} \cdot O_1A^2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4 + \\
 &+ m_B \cdot \left(\frac{0.5 \cdot O_1A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1A \cdot \sin(\varphi_4) \right)^2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4 + \\
 &+ 2 \cdot m_B \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \cdot \left(\frac{0.5 \cdot O_1A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \times \\
 &\times \left(O_1A \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \frac{O_1A^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + \right. \\
 &\left. + \frac{0.5 \cdot O_1A^4 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4) \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4}{\sqrt[3]{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} \right) + \\
 &+ m_{AB} \cdot \left(\frac{0.25 \cdot O_1A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1A \cdot \sin(\varphi_4) \right)^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \\
 &+ m_{AB} \cdot \left(\frac{0.25 \cdot O_1A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1A \cdot \sin(\varphi_4) \right)^2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4 + \\
 &+ 2 \cdot m_{AB} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \cdot \left(\frac{0.25 \cdot O_1A^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + O_1A \cdot \sin(\varphi_4) \right) \times \\
 &\times \left(O_1A \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 + \frac{0.5 \cdot O_1A^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4}{\sqrt{AB^2 - (O_1A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} + \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \left. + \frac{0.25 \cdot O_1 A^4 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4) \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4)}{\sqrt[3]{AB^2 - (O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2}} \right\} - \\
 & - \frac{1}{12} \cdot m_{AB} \cdot \frac{(O_1 A \cdot AB \cdot \cos(\varphi_4))^2}{(O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2 - AB^2} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4 + \\
 & + \frac{1}{4} \cdot m_{AB} \cdot (AB \cdot \cos(\varphi_4))^2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4 + \\
 & + \frac{1}{6} \cdot m_{AB} \cdot \frac{(O_1 A \cdot AB)^2 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4)}{(O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2 - AB^2} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 - \\
 & - \frac{1}{2} \cdot AB^2 \cdot m_{AB} \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4) \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2 + \\
 & + \frac{4 \cdot m_{AB} \cdot O_1 A^4 \cdot AB^2 \cdot \cos(\varphi_4)^3 \cdot \sin(\varphi_4)}{\left((O_1 A \cdot \sin(\varphi_4))^2 - AB^2 \right)^2} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4 \right)^2. \tag{2.53}
 \end{aligned}$$

Обчислюємо різницю $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega_4} - \frac{\partial T}{\partial \omega_4}$ і зводимо рівняння Лагранжа

II роду до канонічного виду, групуючи отриманий вираз по порядку похідної і виносячи її за дужки:

$$I_{np} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4(t) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{dt} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) = Q_{\varphi_4}. \tag{2.54}$$

Залежність для розрахунку зведеного моменту інерції має вигляд:

$$\begin{aligned}
 I_{np}(\varphi_4) = & \frac{O_1 A}{12} \cdot \left[4 \cdot m_1 + 12 \cdot m_2 \cdot \left(\sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right)^2 + 3 \cdot m_2 \cdot \cos(\varphi_4)^2 + \right. \\
 & \left. + \frac{m_2 \cdot \cos(\varphi_4)^2}{\left(1 - \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 + \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^2} + 12 \cdot m_3 \cdot \left(\sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right)^2 \right], \tag{2.55}
 \end{aligned}$$

де $\lambda = \frac{O_1 A}{AB}$.

Продиференціювавши по φ_4 вираз (2.74) отримаємо вираз для другого коефіцієнта рівняння (2.73).

$$\begin{aligned} \frac{dI_{np}(\varphi_4)}{d\varphi_4} = & \frac{O_1A}{12} \cdot \left[m_2 \cdot \left[24 \cdot \left(\cos(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right) \cdot \left(\sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. - 3 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) - \frac{32 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4)}{\left(4 - \lambda^2 + \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^2} + \frac{64 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \lambda^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \cdot (\cos(\varphi_4))^2}{\left(4 - \lambda^2 + \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^3} \right] + \right. \\ & \left. + 24 \cdot m_3 \cdot \left(\cos(\varphi_4) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right) \cdot \left(\sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right) \right] \end{aligned} \quad (2.56)$$

Залежність для розрахунку зведеної сили має такий вигляд:

$$\begin{aligned} Q_{\varphi_4} = & q_M \cdot (p_1 - p_2) - Q_X \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - \\ & - f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - \beta_{mp4} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4, \end{aligned} \quad (2.57)$$

де Q_X, Q_Y - проекції сили різання на вісі координат X та Y відповідно.

Таким чином, враховуючи наведені математичні залежності (2.1) - (2.76), математична модель роботи приводу доочисника голівок приведена до форми Коші і має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \left| \frac{d}{dt} p_1 \right| &= \frac{(q_H \cdot n_H \cdot \eta_{об} - q_{M1} \cdot \omega_1 - \sigma_{вум1} \cdot p_1 - \sigma_{нер.1,2} \cdot (p_1 - p_2))}{K_1 \cdot W_1}, \\ \left| \frac{d}{dt} p_2 \right| &= \frac{(q_{M1} \cdot \omega_1 + \sigma_{нер.1,2} \cdot (p_1 - p_2) - q_{M2} \cdot \omega_2 - \sigma_{вум2} \cdot p_2 - \sigma_{нер.2,3} \cdot (p_2 - p_3))}{K_2 \cdot W_2}, \\ \left| \frac{d}{dt} p_3 \right| &= \frac{(q_{M2} \cdot \omega_2 + \sigma_{нер.2,3} \cdot (p_2 - p_3) - q_{M3} \cdot \omega_3 - \sigma_{вум3} \cdot p_3 - \sigma_{нер.3,4} \cdot (p_3 - p_4))}{K_3 \cdot W_3}, \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} p_4 = \frac{(q_{M3} \cdot \omega_3 + \sigma_{пер.3,4} \cdot (p_3 - p_4) - q_{M4} \cdot \omega_4 - \sigma_{вит4} \cdot p_4 - \sigma_{пер.4,5} \cdot (p_4 - p_5))}{K_4 \cdot W_4},$$

$$\frac{d}{dt} \omega_1 = \frac{q_{M1}(\varphi_1) \cdot (p_1 - p_2) - \begin{cases} 0, & |\varphi_1 - \varphi_{мех.1}| \leq |\varphi_{3.1}| \\ M_{T.1}, & |\varphi_1 - \varphi_{мех.1}| > |\varphi_{3.1}| \end{cases} - \beta_1 \cdot \omega_1}{I_1},$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_1 = \omega_1,$$

$$\frac{d}{dt} \omega_2 = \frac{q_{M2} \cdot (p_2 - p_3) - \begin{cases} 0, & |\varphi_2 - \varphi_{мех.2}| \leq |\varphi_{3.2}| \\ M_{T.2}, & |\varphi_2 - \varphi_{мех.2}| > |\varphi_{3.2}| \end{cases} - \beta_2 \cdot \omega_2}{I_2},$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_2 = \omega_2,$$

$$\frac{d}{dt} \omega_3 = \frac{q_{M3} \cdot (p_3 - p_4) - \begin{cases} 0, & |\varphi_3 - \varphi_{мех.3}| \leq |\varphi_{3.3}| \\ M_{T.3}, & |\varphi_3 - \varphi_{мех.3}| > |\varphi_{3.3}| \end{cases} - \beta_3 \cdot \omega_3}{I_3},$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_3 = \omega_3,$$

$$\frac{d}{dt} \omega_4 = \frac{q_{M4} \cdot (p_4 - p_5) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{dt} \cdot (\omega_4)^2}{I_{np}} -$$

$$\frac{Q_X \cdot O_1A}{I_{np}} \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\phi_4)\right) + \phi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\phi_4)\right)\right)} -$$

$$\frac{f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A}{I_{np}} \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\phi_4)\right) + \phi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\phi_4)\right)\right)} - \beta_4 \cdot \omega_4,$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_4 = \omega_4,$$

(2.58)

Математична модель (2.58) містить 12 рівнянь першого порядку. Вона відображає реальний характер процесів, які відбуваються при роботі системи. Прийняті припущення з точки зору точності моделювання даної системи мають другорядне значення і не впливають на зниження точності відтворення процесів, які мають місце при роботі системи доочищення гички. Математична модель (2.58) в достатній мірі адекватно описує поведінку даної гідросистеми в статичних і динамічних режимах, що дозволяє детально розглянути особливості їх поведінки в різних режимах роботи.

Особливістю удосконаленого доочисника голівок цукрового буряка є наявність кривошипно-шатунного механізму. Даний механізм приводить у рух рамку з приводими трьох активних робочих органів доочисників голівок цукрового буряка. Наявність одночасного зворотно-поступального руху рамки та обертового руху валів гідромоторів приводу доочисників, призводить до нерівномірності роботи даного механізму, призводячи до виникнення нестійких режимів роботи, які негативно впливають на якість і довготривалість роботи даної гідравлічної системи. Тому із метою розробки конструкції удосконаленого доочисника голівок цукрового буряка, яка забезпечує стійку і якісну роботу, було проведено дослідження впливу розташування гідромотора, що приводить в дію кривошипно-шатунний механізм, та наявності нерівномірного навантаження на гідромотори.

Дана математична модель була досліджена у такий послідовності:

1. Розглянуто чотири варіанти компонування даного гідравлічного приводу:
 - 1.1. Кривошипно-шатунний механізм під'єднано до першого гідромотора;
 - 1.2. Кривошипно-шатунний механізм під'єднано до другого гідромотора;
 - 1.3. Кривошипно-шатунний механізм під'єднано до третього гідромотора;
 - 1.4. Кривошипно-шатунний механізм під'єднано до четвертого гідромотора.

2. Проведено детальне дослідження стійкості роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка для обраного варіанта компонування.

З метою проведення детального дослідження було прийнято рішення про проведення повнофакторного чисельного експерименту.

Вагомим конструктивним параметром є робочий об'єм першого гідромотора, q_1 ($\text{м}^3/\text{рад}$). Значення даного параметра визначається необхідною частотою коливань робочих органів доочисника гички цукрового буряка поперек лінії рядка. Як впливає із попередніх досліджень, значення даного параметра складає $51.2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$. Допустимо встановлення гідромотору із робочим об'ємом $38.4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$ або $64 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$.

Робочий об'єм 2 – 4 гідромоторів, $q_2 = q_3 = q_4$ у значною мірою впливає на процес доочищення голівок цукрового буряка від гички. Номінальне значення даного параметра складає $51.2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$. Допустиме відхилення становить від $38.4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$ до $64 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$.

Параметрами, що значно впливають на стійкість роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка є об'єми порожнин перед першим гідромотором (W_1) між першим та другим гідромоторами (W_2), між другим та третім гідромоторами (W_3), між третім та четвертим гідромоторами, (W_4). Дані параметри змінюються у діапазоні від 50 до $450 \times 10^{-6} \text{ м}^3$. Основний рівень $250 \times 10^{-6} \text{ м}^3$.

Величина технологічного навантаження на другому, третьому та четвертому гідромоторах є одним із параметрів, що має найбільший вплив на розташування області стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка і може змінюватись в межах від 0 до 150 Нм.

2.2. Дослідження математичної моделі приводу доочисника голівок цукрового буряка.

Ознакою математичної моделі (2.58) є наявність значної кількості нелінійних залежностей, які описують поведінку елементів даної гідросистеми. Нелінійний характер розробленої математичної моделі, яка має також високий порядок системи диференціальних рівнянь, ускладнює її дослідження, метою яких є детальний аналіз особливостей роботи даної гідросистеми в статичних і динамічних режимах при виконанні робочих операцій та розроблення рекомендацій що до проектування систем даного типу.

Робочі процеси в гідросистемі відтворюються при різних законах дії зовнішнього навантаження на виконавчі ланки гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка. Можливість використання великих масивів значень параметрів в гідросистемі дозволяє детально проаналізувати їх вплив на якість роботи як її окремих гідроагрегатів, так і гідросистеми в цілому. В свою чергу отримані результати дозволяють виконати синтез параметрів гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка з метою забезпечення відповідності технічних характеристик доочисника гички цукрового буряка агротехнічним вимогам по вирощуванню даної культури.

Для визначення характеристик досліджуваної гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка на її вхід подається один чи декілька типових регулярних сигналів, які, як відомо [14], задають найбільш навантажений режим роботи системи і, таким чином, отримується вичерпна інформація про можливості системи, яка розглядається.

Якщо система стійка, що є безумовною вимогою для якісно працюючої гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка, перехідний процес має згасаючий характер і керована величина виходить на усталене значення. Таким чином, використання типових регулярних сигналів,

тривалість яких достатня для виходу параметрів гідросистеми на усталені значення, дозволяє отримати вичерпну інформацію про стан системи та якість її характеристик.

У результаті розв'язку даної системи рівнянь одержимо перехідні процеси зміни тиску в порожнинах гідравлічної системи й кутової швидкості гідромоторів. Перехідний процес зміни тиску в порожнинах гідравлічної системи показано на рисунку 2.15 при такому співвідношенні параметрів: $q_1, q_2, q_3 = 64 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $q_4 = 32 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг м}^2$.

Перехідний процес, показаний на рис. 2.15, свідчить про наявність коливальних процесів у гідравлічній системі даної машини. При такому співвідношенні параметрів гідравлічна система працює в режимі автоколиваний.

На відміну від перехідного процесу, показаного на рисунку 2.16, який має місце при наступному співвідношенні параметрів системи: $q_1, q_2, q_3 = 64 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $q_4 = 32 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг м}^2$.

Зміна характеру перехідного процесу була викликана збільшенням моменту інерції на четвертому гідромоторі. В результаті, перехідний процес, показаний на рис. 2.16 є згасаючим, і має значне перерегулювання і частоту коливання тиску на рівні 2 Гц.

Наявність параметричних процесів з амплітудою в 0.05 МПа пояснюється систематичною зміною інерційного навантаження на четвертому гідромоторі завдяки застосуванню кривошипно-шатунного механізму в привіді переміщення рами з робочими органами доочисника.

Варто зазначити, що наявність автоколивальних перехідних процесів у гідравлічній системі негативно впливає на якість роботи машини, привідячи

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

у свою чергу до підвищеного зношування гідромоторів, розриву трубопроводів, збільшенню зазорів у механічних з'єднаннях.

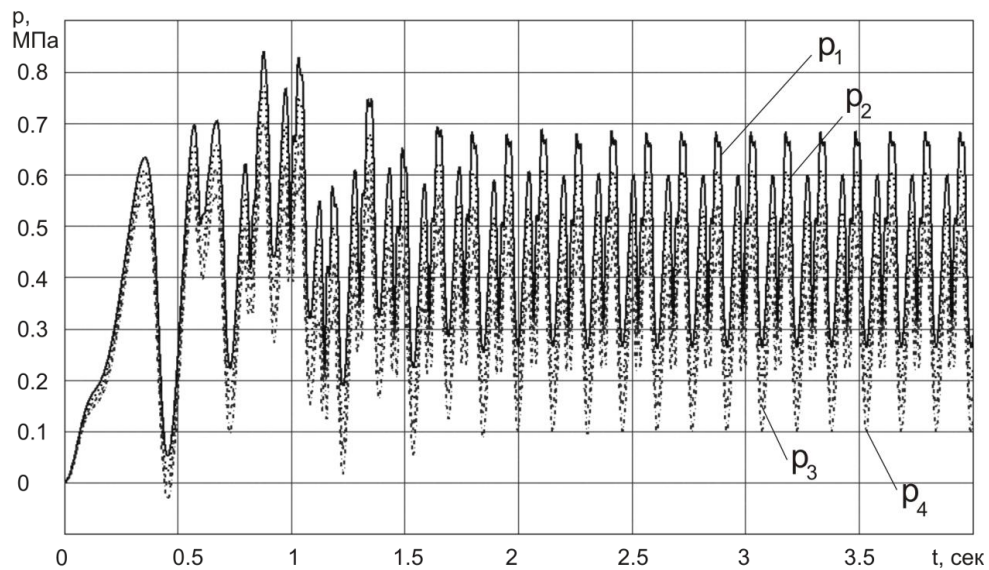


Рисунок 2.15. – Перехідний процес роботи гідравлічного приводу доочисника голівок цукрового буряка.

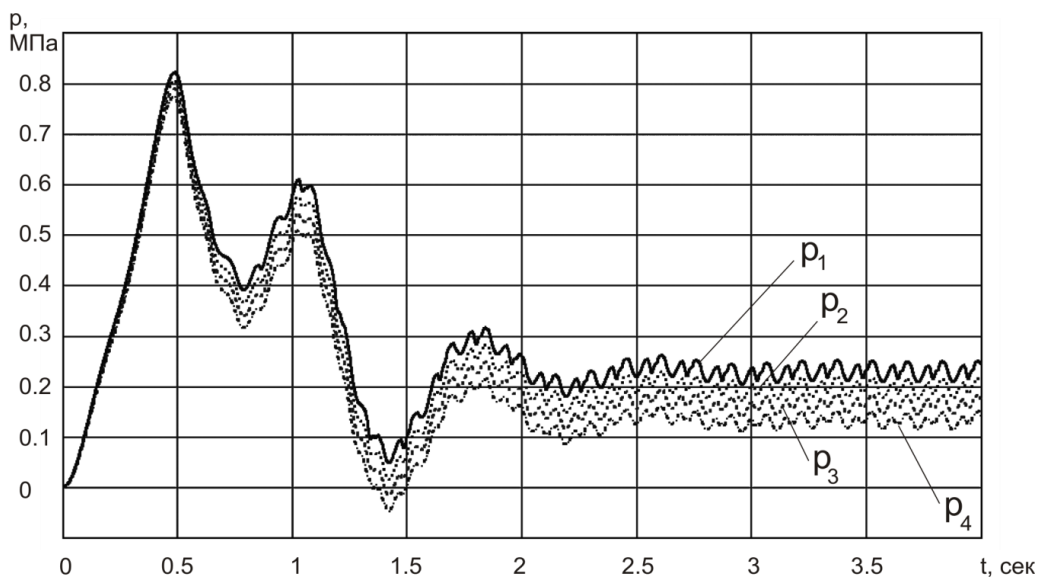


Рисунок 2.16. Перехідний процес роботи гідравлічного приводу доочисника голівок цукрового буряка.

2.2.1. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника гички цукрового буряка при підключенні першого гідромотора до вхідного вала кривошипно-шатунного механізму.

Розрахункова схема доочисника гички цукрового буряка у випадку підключення першого гідромотора до вхідного вала кривошипно-шатунного механізму показана на рис. 2.17.

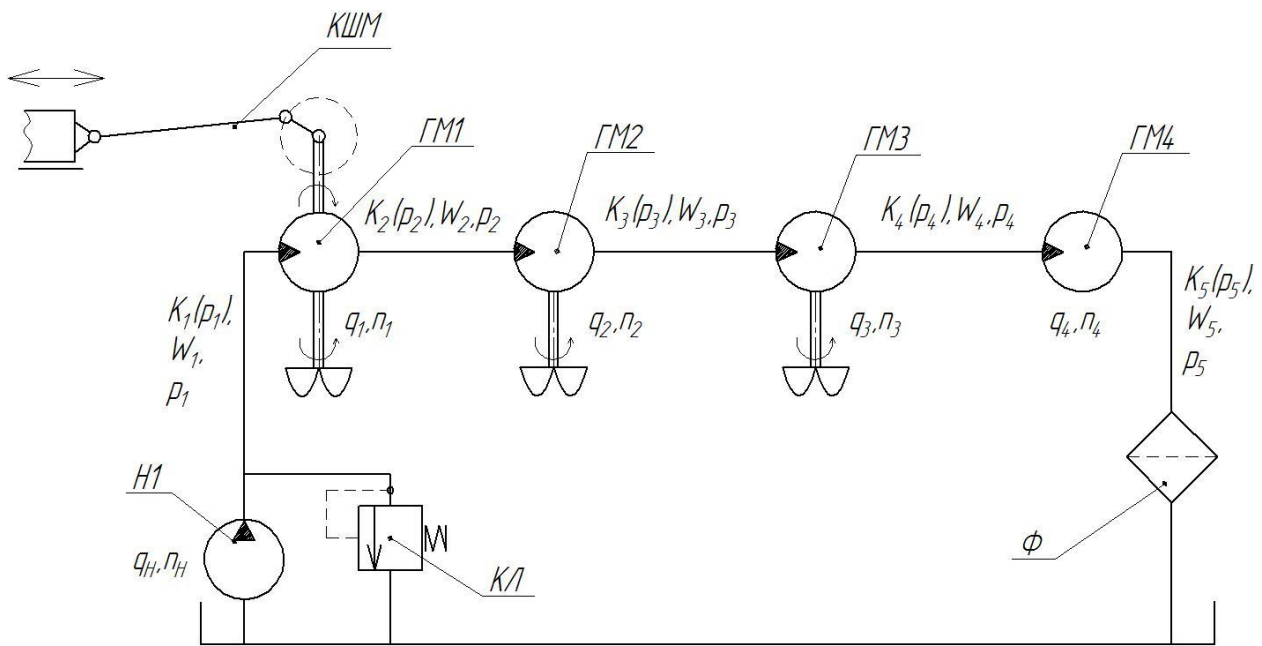


Рисунок 2.17. Розрахункова схема гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка у випадку підключення КШМ до вала першого гідромотора.

Для першого варіанту компоновки гідравлічного приводу доочисників гички цукрового буряка (рис. 2.17), рівняння Лагранжа другого роду має такий вигляд:

$$Q_{\varphi 1} = \frac{\delta A}{\delta \varphi 1} = q_{M1} \cdot (p_0 - p_1) - Q_X \cdot O_1 A \cdot \frac{\sin \left(\arcsin \left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_1) \right) + \varphi_1 \right)}{\cos \left(\arcsin \left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_1) \right) \right)}$$

$$-f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_1)\right) + \varphi_1\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_1)\right)\right)} - \beta_{mp4} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_1 \cdot \quad (2.59)$$

Рівняння моментів, зведених до валів другого, третього та четвертого гідромоторів у формі Коші, в цьому випадку будуть мати вигляд:

$$\frac{d}{dt} \omega_2 = \frac{q_{m2} \cdot (p_2 - p_3) - \begin{cases} 0, & |\varphi_2 - \varphi_{mex.2}| \leq |\varphi_{3.2}| \\ M_{T.2}, & |\varphi_2 - \varphi_{mex.2}| > |\varphi_{3.2}| \end{cases} - \beta_2 \cdot \omega_2}{I_2}, \quad (2.60)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_2 = \omega_2, \quad (2.61)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_3 = \frac{q_{m3} \cdot (p_3 - p_4) - \begin{cases} 0, & |\varphi_3 - \varphi_{mex.3}| \leq |\varphi_{3.3}| \\ M_{T.3}, & |\varphi_3 - \varphi_{mex.3}| > |\varphi_{3.3}| \end{cases} - \beta_3 \cdot \omega_3}{I_3}, \quad (2.62)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_3 = \omega_3, \quad (2.63)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_4 = \frac{q_{m4}(\varphi_4) \cdot (p_4 - p_5) - \begin{cases} 0, & |\varphi_4 - \varphi_{mex.4}| \leq |\varphi_{3.4}| \\ M_{T.4}, & |\varphi_4 - \varphi_{mex.4}| > |\varphi_{3.4}| \end{cases} - \beta_4 \cdot \omega_4}{I_4}, \quad (2.64)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_4 = \omega_4, \quad (2.65)$$

Перехідні процеси зміни тисків $p_1 - p_4$, отримані при розв'язку системи рівнянь (2.55) із урахуванням рівнянь (2.59) – (2.65) (кривошипно-шатунний механізм приєднаний до валу першого гідромотора) при такому співвідношенні параметрів $q_1, q_2, q_3, q_4 = 51,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, W_1, W_2, W_3, W_4

$=100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_2 = I_3 = I_4 = 0.1 \text{ кг м}^2$ показані на рис. 2.18.

Коливання тиску p_1 викликані нерівномірністю навантаження прикладеного до вала першого гідромотора. Зміни тисків на інших трьох гідромоторах незначні й носять згасаючий характер.

Після проведеного аналізу перехідних процесів було побудовано область стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка при такому співвідношенні параметрів $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_2 = I_3 = I_4 = 0.1 \text{ кг м}^2$.

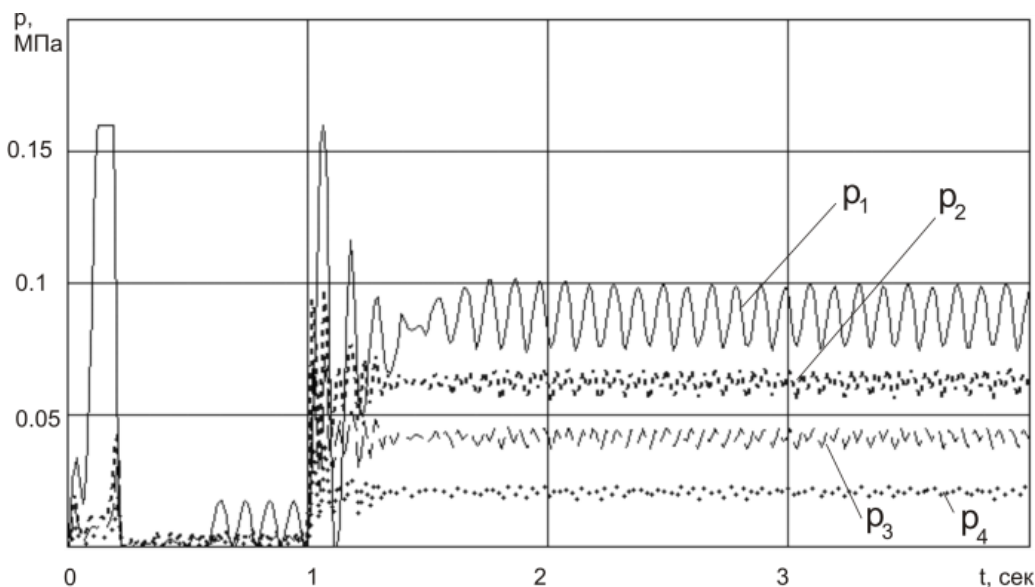


Рисунок 2.18. Перехідні процеси зміни тисків у гідросистемі при підключенні першого гідромотора до вхідного вала КШМ.

Як видно із рисунка 2.19, область стійкої роботи збільшується із збільшенням робочих об'ємів гідромоторів. У діапазоні малих значень робочих об'ємів гідромоторів область стійкої роботи звужується. Збільшення робочого об'єму гідромотора призводить до розширення області стійкої роботи системи.

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

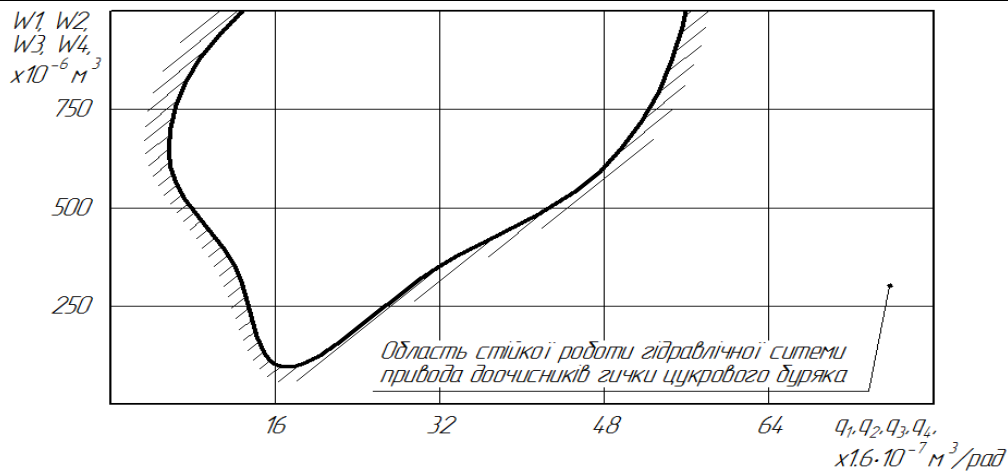


Рисунок 2.19. Область стійкої роботи гідроприводу доочисників гички цукрового буряка при підключенні першого гідромотора до вхідного вала КШМ.

В той час як збільшення об'ємів порожнин між гідромоторами зменшує область стійкої роботи даної гідравлічної системи.

2.2.2. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно-шатунного механізму на другому гідромоторі.

Розрахункова схема гідроприводу доочисника гички голівок цукрового буряка у випадку підключення до вала другого гідромотора КШМ поперечних коливань показано на рисунку 2.20.

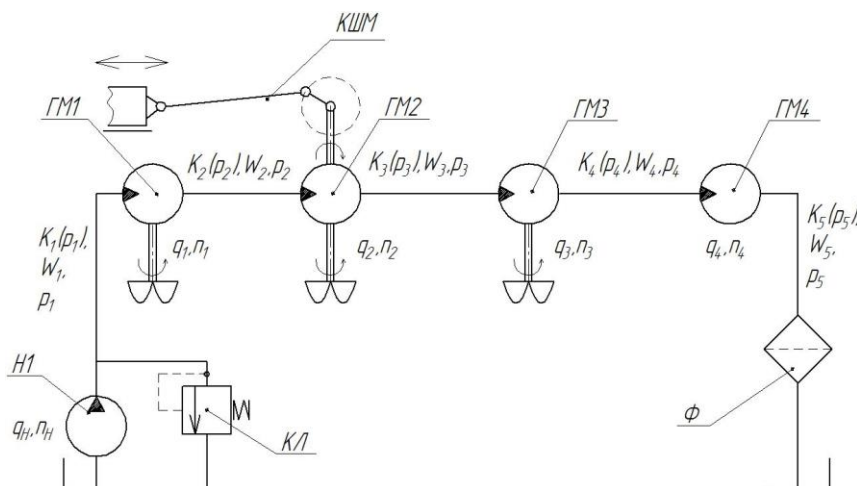


Рисунок 2.20. Розрахункова схема гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка у випадку підключення КШМ до вала другого гідромотора.

При дослідженні другого варіанта компоновання системи з установкою КШМ на другому гідромоторі, рівняння (2.59 – 2.65) набувають такого вигляду:

$$Q_{\varphi 2} = \frac{\delta A}{\delta \varphi 2} = q_{M2} \cdot (p_1 - p_2) - Q_X \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_2)\right) + \varphi_2\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_2)\right)\right)} - f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_2)\right) + \varphi_2\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_2)\right)\right)} - \beta_{mp2} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_2 \quad (2.66)$$

Рівняння моментів у формі Коші також будуть приведені до наступного вигляду:

$$\frac{d}{dt} \omega_1 = \frac{q_{M1} \cdot (p_0 - p_1) - \begin{cases} 0, & |\varphi_1 - \varphi_{mex.1}| \leq |\varphi_{3.1}| \\ M_{T.1}, & |\varphi_1 - \varphi_{mex.1}| > |\varphi_{3.1}| \end{cases} - \beta_1 \cdot \omega_1}{I_1}, \quad (2.67)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_1 = \omega_1, \quad (2.68)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_3 = \frac{q_{M3} \cdot (p_3 - p_4) - \begin{cases} 0, & |\varphi_3 - \varphi_{mex.3}| \leq |\varphi_{3.3}| \\ M_{T.3}, & |\varphi_3 - \varphi_{mex.3}| > |\varphi_{3.3}| \end{cases} - \beta_3 \cdot \omega_3}{I_3}, \quad (2.69)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_3 = \omega_3, \quad (2.70)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_4 = \frac{q_{M4}(\varphi_4) \cdot (p_4 - p_5) - \begin{cases} 0, & |\varphi_4 - \varphi_{mex.4}| \leq |\varphi_{3.4}| \\ M_{T.4}, & |\varphi_4 - \varphi_{mex.4}| > |\varphi_{3.4}| \end{cases} - \beta_4 \cdot \omega_4}{I_4}, \quad (2.71)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \phi_4 = \omega_4. \right. \quad (2.72)$$

Дослідження роботи системи проводилося при наступному співвідношенні параметрів гідроприводу доочисників гички цукрового буряка: $q_1, q_2, q_3, q_4 = 51,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{\text{мп4}} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_H = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг м}^2$.

Перехідні процеси зміни тисків $p_1 - p_4$, отримані при розв'язку системи рівнянь (2.55) із врахуванням рівнянь (2.66) – (2.72) (кривошипно-шатунний механізм приєднаний до вала другого гідромотора), що показані на рис. 2.21, дещо відрізняються від перехідних процесів, що показані на рис. 2.19.

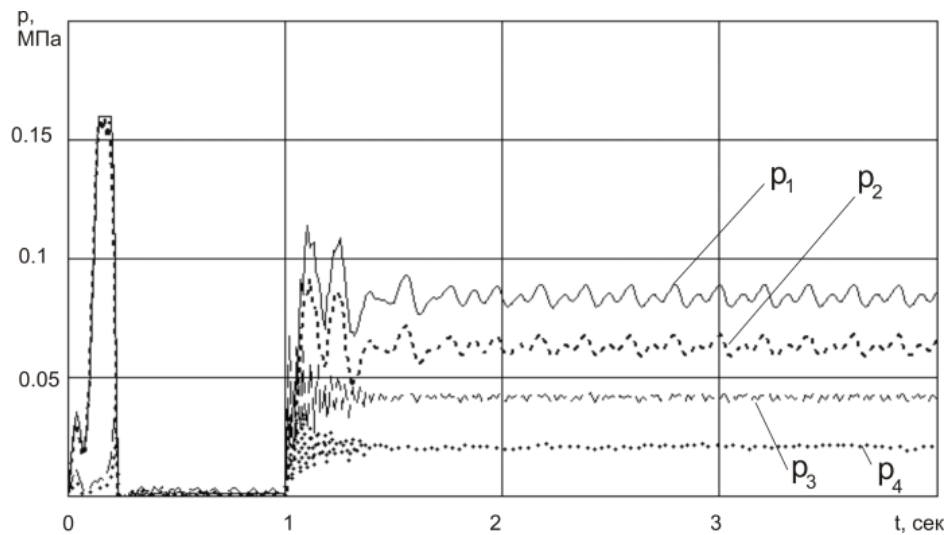


Рисунок 2.21. Перехідні процеси зміни тисків у гідроприводі доочисників голівок цукрового буряка при підключенні другого гідромотора до вхідного вала КШМ, при $q_1, q_2, q_3, q_4 = 51,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{\text{мп4}} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_H = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг м}^2$.

Варто зазначити, що параметричне збудження коливань тиску на першому гідромоторі значно менше, ніж при першому варіанті компонування системи. Збудження коливань на першому гідромоторі викликане

нерівномірністю навантаження на валі другого гідромотора, при цьому коливання тиску на третьому і четвертому гідромоторах практично відсутні.

При розв'язанні даної математичної моделі (2.55), (2.63) – (2.69) були побудовані перехідні процеси для різного співвідношення параметрів, що дозволило, в результаті їх аналізу, побудувати область стійкої роботи, що представлена на рисунку 2.22. Перехід від першої схеми компоновки до другої веде до значного розширення області стійкості, особливо при збільшенні значень робочих об'ємів гідромоторів.

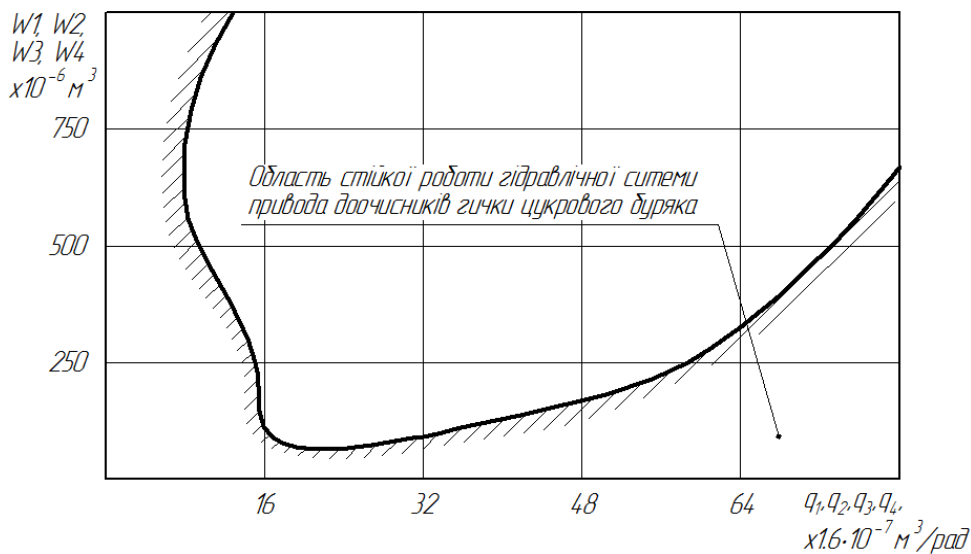


Рисунок 2.22. Область стійкої роботи гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка при підключенні другого гідромотора до вхідного вала КШМ.

2.2.3. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно-шатунним механізмом на третьому гідромоторі.

Розрахункова схема гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка у випадку підключення КШМ до вала третього гідромотора показана на рис. 2.23.

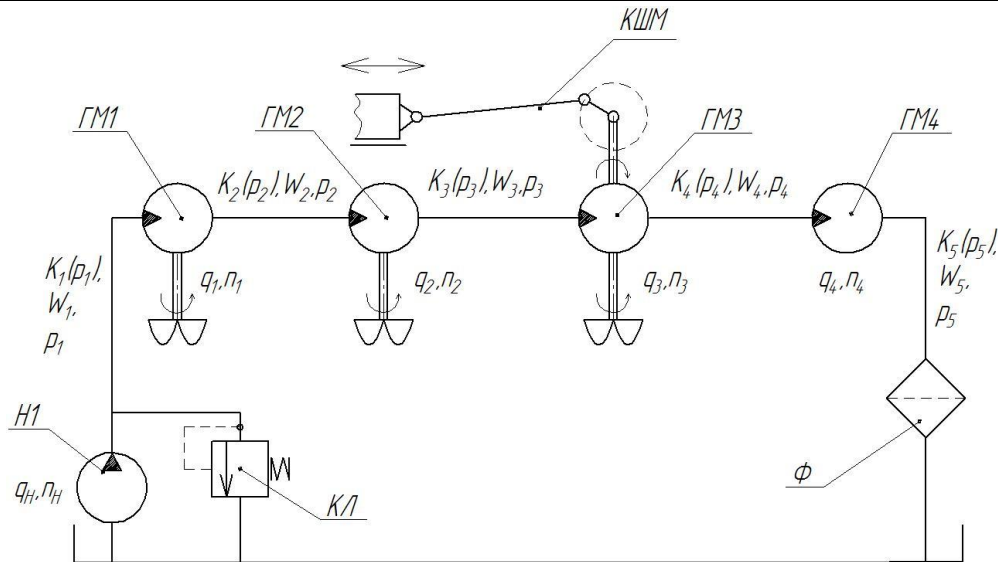


Рисунок 2.23. Розрахункова схема гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка у випадку підключення КШМ до вала третього гідромотора.

Для моделювання роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка у випадку підключення кривошипно-шатунного механізму до третього гідромотора, розрахункова схема якої показана на рис. 2.23, використовувалась наступна скорегована математична модель:

$$\begin{aligned}
 Q_{\varphi 3} = \frac{\delta A}{\delta \varphi 3} &= q_{m3} \cdot (p_3 - p_4) - Q_X \cdot O_1 A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_3)\right) + \varphi_3\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_3)\right)\right)} - \\
 - f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1 A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_3)\right) + \varphi_3\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1 A}{AB} \cdot \sin(\varphi_3)\right)\right)} - \beta_{mp3} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_3. & \quad (2.73)
 \end{aligned}$$

Рівняння моментів у формі Коші у цьому випадку мають вигляд:

$$\frac{d}{dt} \omega_1 = \frac{q_{m1} \cdot (p_0 - p_1) - \begin{cases} 0, & |\varphi_1 - \varphi_{mex.1}| \leq |\varphi_{3.1}| \\ M_{T.1}, & |\varphi_1 - \varphi_{mex.1}| > |\varphi_{3.1}| \end{cases} - \beta_1 \cdot \omega_1}{I_1}, \quad (2.74)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \varphi_1 = \omega_1, \right. \quad (2.75)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \omega_2 = \frac{q_{M2} \cdot (p_1 - p_2) - \begin{cases} 0, & |\varphi_2 - \varphi_{Mex.2}| \leq |\varphi_{3.2}| \\ M_{T.3}, & |\varphi_2 - \varphi_{Mex.2}| > |\varphi_{3.2}| \end{cases} - \beta_2 \cdot \omega_2}{I_3}, \right. \quad (2.76)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \varphi_2 = \omega_2, \right. \quad (2.77)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \omega_4 = \frac{q_{M4}(\varphi_4) \cdot (p_4 - p_5) - \begin{cases} 0, & |\varphi_4 - \varphi_{Mex.4}| \leq |\varphi_{3.4}| \\ M_{T.4}, & |\varphi_4 - \varphi_{Mex.4}| > |\varphi_{3.4}| \end{cases} - \beta_4 \cdot \omega_4}{I_4}, \right. \quad (2.78)$$

$$\left| \frac{d}{dt} \varphi_4 = \omega_4. \right. \quad (2.79)$$

Перехідні процеси зміни тисків $p_1 - p_4$, отримані при розв'язку системи рівнянь (2.74) - (2.79) (кривошипно-шатунний механізм приєднаний до вала третього гідромотора), що показані на рис. 2.24, носять розбіжний характер. Нерівномірність навантаження на третьому гідромоторі призводить до порушення розбіжних коливань тиску на першому, другому і третьому гідромоторах. Даний режим роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка є небажаним.

Проведений аналіз перехідних процесів, отриманих при різному співвідношенні параметрів гідравлічної системи приводу доочисників дозволив побудувати область стійкої роботи даної системи, яку показано на рис. 2.24.

При такому компонованні значно розширюється область нестійких режимів роботи, що ускладнює вибір значень параметрів групового гідроприводу, при яких можна було б забезпечити гарантовану роботи у стійкому режимі.

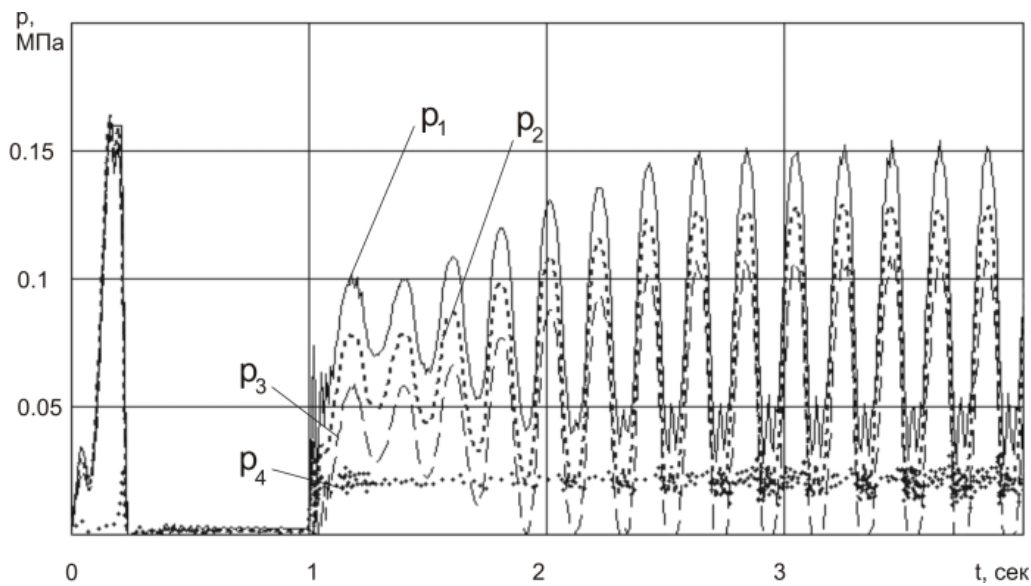


Рисунок 2.24. Перехідні процеси зміни тисків у гідроприводі доочисників голівок цукрового буряка при підключенні третього гідромотора до вхідного вала КШМ при $q_1, q_2, q_3, q_4 = 51,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{\text{мп}4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг м}^2$.

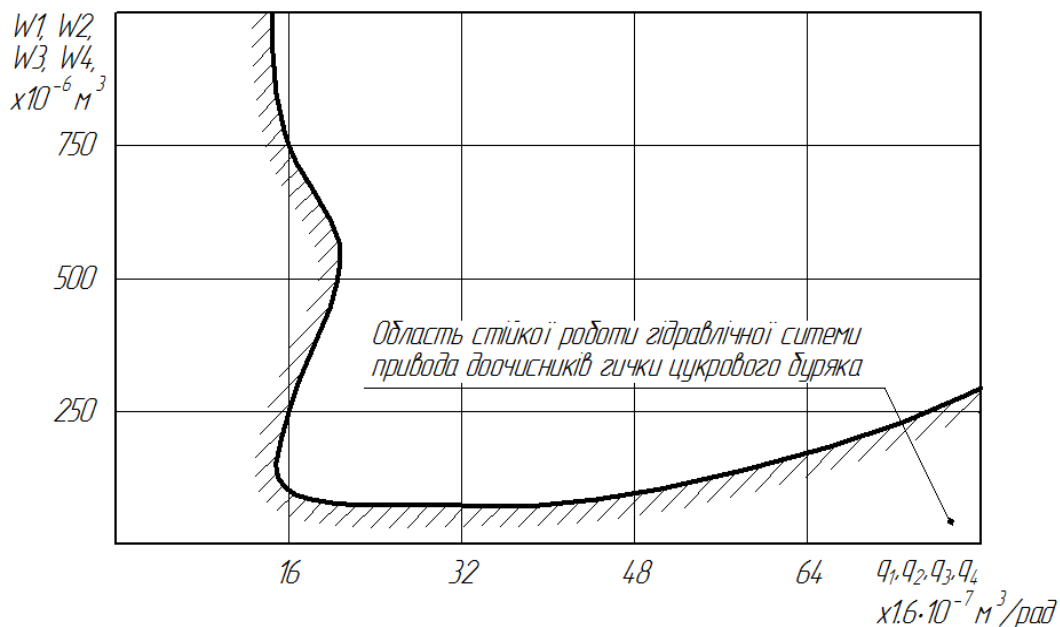


Рисунок 2.24 – Область стійкої роботи гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка при підключенні третього гідромотора до вхідного вала КШМ.

Форма отриманої області стійкої роботи свідчить про можливість зі значним запасом забезпечити стійкість групового гідроприводу при малих значеннях робочого об'єму гідромоторів, навіть при значному збільшенні об'єму порожнин. Але при цьому зменшується потужність групового гідроприводу. В той же час можливість підвищення потужності приводу обмежується присутньою величиною об'єм порожнин.

2.2.4. Дослідження стійкості гідравлічної системи приводу доочисника з кривошипно – шатунним механізмом на четвертому гідромоторі.

Розрахункова схема гідравлічної системи приводу доочисника з КШМ на четвертому гідромоторі показано на рис. 2.13.

Перехідні процеси зміни тисків $p_1 - p_4$, отримані при розв'язку системи рівнянь (2.55) (кривошипно-шатунний механізм приєднаний до вале четвертого гідромотора), показані на рисунку 2.25. Є наявним автоколивальний режим роботи даної системи. Амплітуда коливань тиску становить 0.1 МПа. Використання даного компонування системи можливо за умови розробки комплексу заходів щодо виведення системи з автоколивального режиму.

Дослідження даної математичної моделі у випадку зміни вихідних параметрів системи у конструктивно допустимих діапазонах, дозволило отримати область стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка, що показана на рисунку 2.26.

Конфігурація області стійких режимів роботи наближається до результатів, отриманих при аналізі групового гідроприводу побудованого за третьою схемою компоновки, коли кривошипно-шатунний механізм підключено до третього гідромотора. Як і в попередньому випадку при робочих об'ємах гідромоторів менших за $25,6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, гідропривід стійко працює при любых значеннях об'ємів порожнин, з яким вони з'єднані.

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

В той же час при використанні гідромоторів з робочими об'ємами в межах $80 \cdot 10^{-7} - 96 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, об'єм порожнин гідросистеми не повинен перевищувати $250 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, що не дозволяє при необхідності забезпечити необхідну відстань між гідромоторами.

Також слід відзначити, що згідно з результатами дослідження математичної моделі групового гідроприводу побудованого за другою, третьою, або четвертою схемою компоновки, практично неможливо без використання спеціальних додаткових засобів, забезпечити стійкий режим роботи при використанні гідромоторів, робочий об'єм яких знаходиться в межах $32 \cdot 10^{-7} - 80 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$.

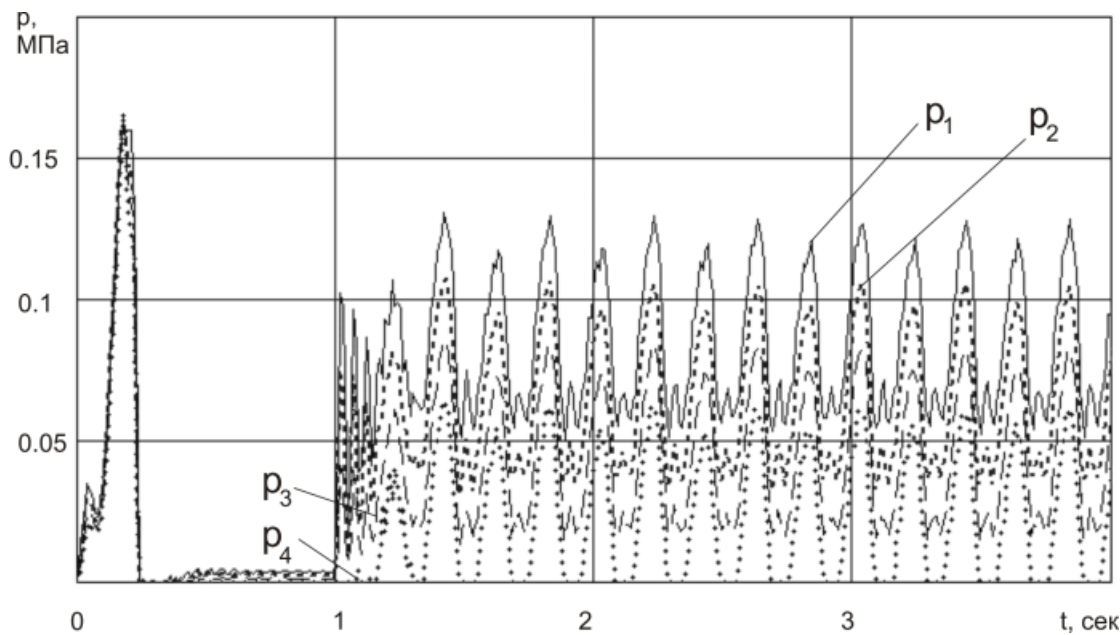


Рисунок 2.25 – Перехідні процеси зміни тисків у гідропривіді доочисників голівок цукрового буряка при підключенні четвертого гідромотора до вхідного вала КШМ при $q_1, q_2, q_3, q_4 = 51,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_H = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0,1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 1,5 \text{ кг м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0,1 \text{ кг м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг м}^2$.

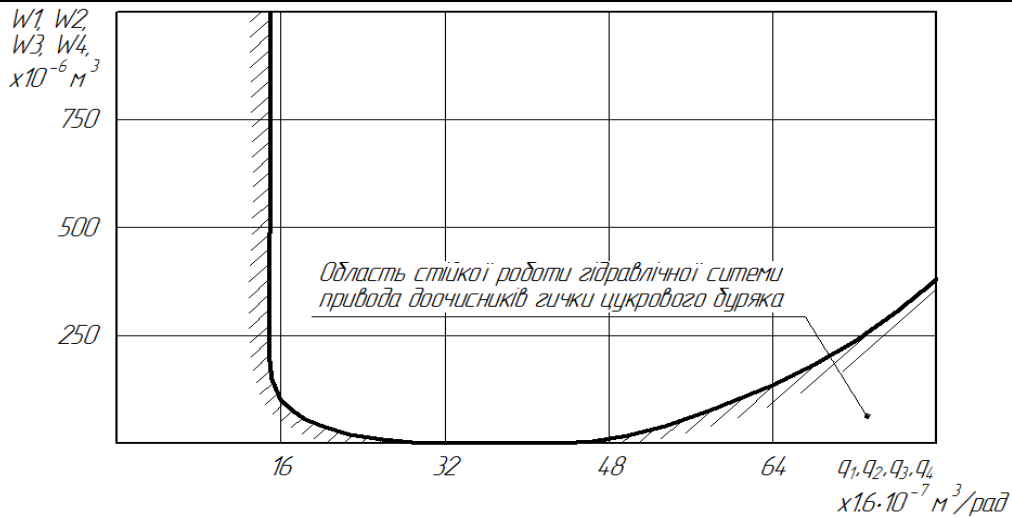


Рисунок 2.26 – Область стійкої роботи гідроприводу доочисника голівок цукрового буряка при підключенні четвертого гідромотора до вхідного вала КШМ.

З метою детального аналізу і вибору найбільш сприятливого варіанту компоновки приводу, перенесемо отримані області стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка що показані на рисунках 3.8, 3.11, 3.13, 3.16 у одну систему координат, що показана на рисунку 2.27.

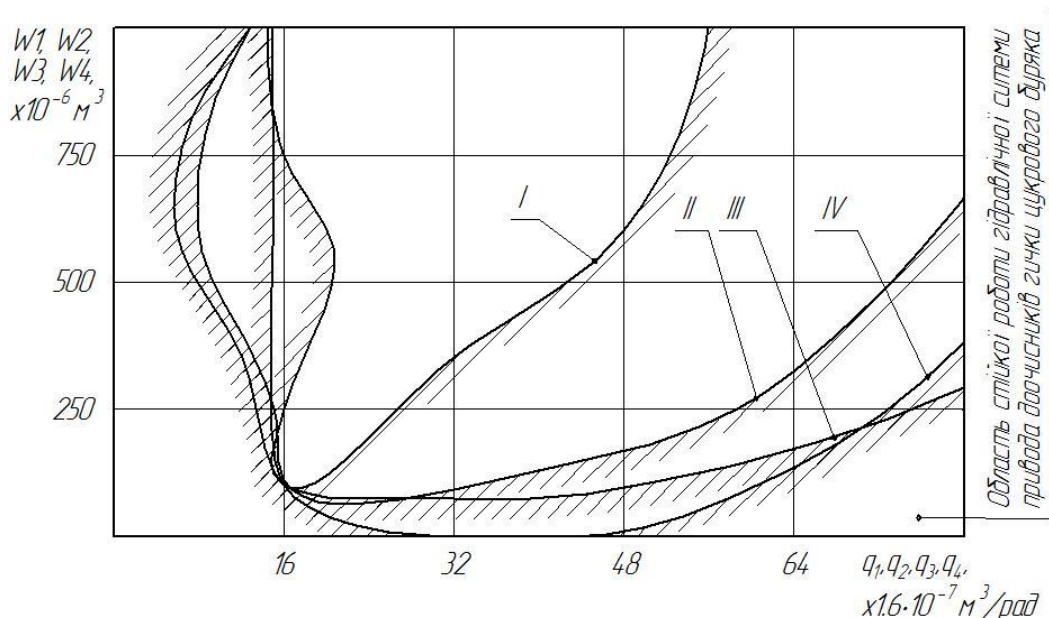


Рисунок 2.27 – Области стійкої роботи гідравлічного приводу доочисника голівок цукрового буряка при підключенні до вхідного вала КШМ: I – першого гідромотора; II – другого гідромотора; III – третього гідромотора; IV – четвертого гідромотора.

Як видно з рисунку 2.27, область стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка має найбільшу площу у випадку підключення до валу кривошипно-шатунного механізму до першого гідромотора.

В четвертому випадку спостерігається значне зменшення області стійкості. Лише у випадку під'єднання валу кривошипно-шатунного механізму область стійкої роботи гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка зміщується в область більших значень об'ємів гідромоторів. Збільшення об'ємів порожнин гідравлічної системи приводу доочисників гички цукрового буряка негативно впливає на величину області стійкої роботи даної гідравлічної системи.

Отже, під час дослідження математичної моделі, було відзначено, що при пуску чотирьох послідовно з'єднаних гідромоторів без навантаження на робочі органи виникають автоколивальні перехідні процеси, які ускладнюють роботу даної гідравлічної системи, знижують ресурс і негативно впливають на якість роботи гичкоочисного агрегата в цілому.

При проведенні аналізу впливу параметрів системи на якість її роботи було виявлено, що найбільший вплив на коливальність системи має зведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму до вала гідромотора.

З метою зменшення коливальності даної системи доцільно збільшити момент інерції на валу гідромотора із кривошипно-шатунним механізмом.

При дослідженні чотирьох варіантів компонування приводу було виявлено залежність розташування зони стійкої роботи системи від її компонування. У результаті аналізу отриманих перехідних процесів зміни тиску на кожному з гідромоторів, можна зробити висновок, що найбільш прийнятними є перший і другий варіант компонування, коли привід кривошипно-шатунного механізму здійснюється від першого або другого гідромотора. При даних варіантах компонування системи коливання тиску на третьому і четвертому гідроагрегатах незначні. Третій і четвертий варіанти

компонування приводу є вкрай небажаними з погляду якості роботи системи – розбіжні і автоколивальні режими роботи з великою амплітудою зміни тиску. Четвертий варіант компонування гідравлічної системи приводу робочих органів доочисника голівок цукрового буряка може бути застосований за умови застосування додаткових заходів для стабілізації перехідних процесів зміни тиску.

В результаті аналізу отриманих областей стійкої роботи для різних варіантів компонування розроблено рекомендації по вибору параметрів даного гідравлічного приводу, які забезпечують стійку роботу приводу доочисника гички цукрового буряка. Дані рекомендації для першого варіанта компоновки оформлені у вигляді таблиці 2.2. Для другого, третього та четвертого варіантів компоновки рекомендації оформлені у вигляді таблиць та розташовані у додатку В,Г,Д.

Таблиця 2.2

Параметри запропонованої гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряка при яких забезпечується стійка робота системи для першого варіанта

КОМПОНОВКИ

Характерний об'єм гідромотора, що приводить у рух КШМ, q_{m1} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Характерний об'єм гідромоторів, що привідять у рух робочі органи, q_{m2}, q_{m3}, q_{m4} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Об'єм першої порожнини, $W_1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$	Об'єм другої, третьої, четвертої порожнин, W_2, W_3, W_4 $\times 10^{-6} \text{ м}^3$
1	2	3	4
4...8	4...8	50...1000	50...1000
4...8	4...8	500...100	500...100
4...8	16...32	100...300	100...300
4...8	32...48	300...600	300...600
4...8	48...56	600...1000	600...1000
8...16	4...8	500...100	500...100

Підвищення ефективності доочисників гички цукрового буряка за рахунок застосування гідравлічного приводу робочих органів та зміни кінематики їх руху

1	2	3	4
8...16	16...32	100...300	100...300
8...16	32...48	300...600	300...600
8...16	48...56	600...1000	600...1000
16...32	16...32	100...300	100...300
16...32	32...48	300...600	300...600
16...32	48...56	600...1000	600...1000
32...48	32...48	300...600	300...600
32...48	48...56	600...1000	600...1000
48...56	48...56	600...1000	600...1000

3. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДООЧИСНИКІВ ГИЧКИ ЦУКРОВОГО БУРЯКА ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДУ ПЕРЕМІЩЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.

Сучасний стан розвитку техніки вимагає застосування засобів, які б забезпечили підвищення продуктивності технологічних операцій, що ними виконуються, збільшили вихід якісної сировини при відносному зменшенні витрат коштів та енергоносіїв. Створення новітніх конкурентноспроможних, потужних сільськогосподарських машин, які б відповідали сучасним вимогам споживачів, неможливе без підвищення рівня їх гідрофікації [4].

Підвищення продуктивності, розширення технологічних можливостей обладнання, підвищення якості виконання технологічних операцій не можливо без автоматизації сільськогосподарської техніки на основі використання сучасних приводів. В цьому плані в умовах причіпних машин безальтернативним являється гідравлічний привід завдяки своїм відомим перевагам [4].

Відомі спроби реалізації гідравлічного слідкуючого приводу для гідрофікації приводу переміщення гичкорізального апарату [33] не були реалізовані через недостатнє обґрунтування енергетичних та динамічних характеристик даного приводу, обґрунтованого вибору його параметрів, який забезпечив би якісну очистку голівок коренеплодів на підвищених швидкостях руху гичкозбиральної машини.

Для розв'язання даної задачі необхідне детальне дослідження слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату шляхом моделювання процесів його руху під час виконання технологічної операції по видаленню гички. Сучасним ефективним методом дослідження системи механізації та автоматизації сільськогосподарських машин являється моделювання їх роботи – фізичне та математичне.

Одним з найбільш ефективних методів детального аналізу поведінки системи автоматизації робочих операцій технологічних машин є математичне моделювання. Саме таким методом можливо отримати кількісні показники якості роботи даної системи, що дозволяє спрогнозувати її поведінку в реальних умовах експлуатації, а також, при необхідності, шляхом синтезу параметрів або структури системи розробити заходи по удосконаленню її характеристик.

3.1. Розрахункова схема гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкозрізувального апарата.

Розрахункова схема гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини, розробленої відповідно до [33], показана на рис. 3.1.

Щуп 1 копіювального пристрою шарнірно зв'язаний з рамою причіпної машини і, таким чином, ковзає по головках коренів при поступальному русі машини. З поверхнею щупа контактує хвостовик слідкуючого золотника 2, який виконує переміщення у вертикальному напрямку при копіюванні щупом поверхні голівок коренеплодів. Слідкуючий золотник, виконаний чотирьох-кромковим з нульовим перекриттям робочих вікон, установлений на пантографі, утвореному важелями, шарнірно зв'язаними з рамою машини. В свою чергу важелі пантографа шарнірно з'єднанні з корпусом 3 гичкорізального апарату, в якому встановлено привід обертання різального ножа.

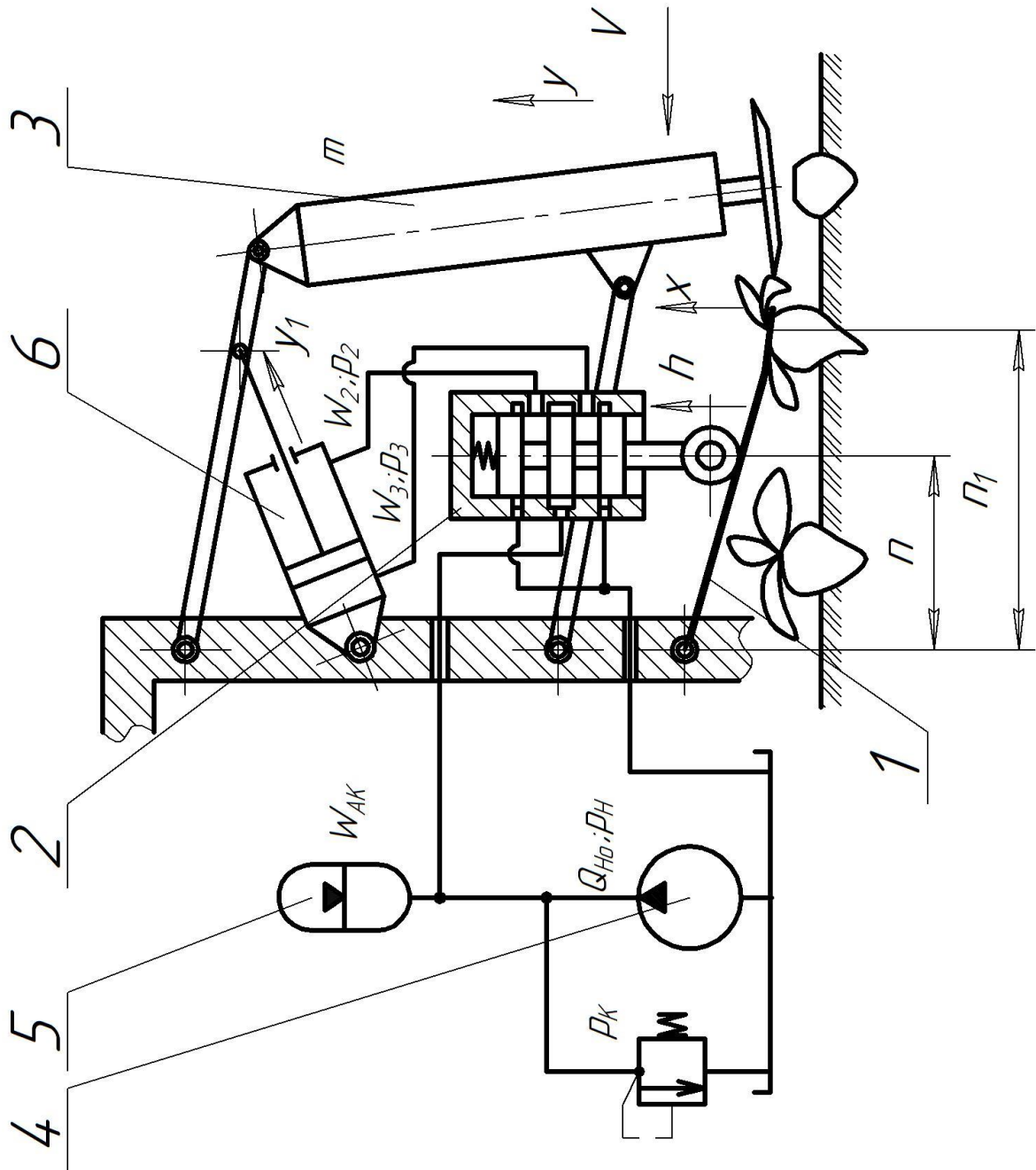


Рисунок 3.1 - Розрахункова схема гідравлічного приводу переміщення гичкозрізувального апарату

Насосна станція 4, до складу якої входить насос, запобіжний клапан, бак із запасом робочої рідини, а також інші гідроелементи, призначені для підтримання заданого рівня стану робочої рідини, забезпечує живлення шести гідравлічних слідкуючих приводів переміщення гичкорізального апарату, якими оснащена шестирядна машина типу БМ-6АГ. Для зменшення коливань тиску у напірній гідравлічній лінії використовується гідроакумулятор 5.

Слідкуючий гідророзподільник в свою чергу з'єднаний з порожнинами гідроциліндра 6, корпус якого шарнірно з'єднаний з рамою сільськогосподарських машини, а шток – з верхнім важелем підвіски.

При русі гичкозбиральної машини вздовж рядка із швидкістю V копір 1 ковзає по поверхні і змінює своє положення. При наїзді на головку коренеплоду копір піднімається догори, при сході з голівки – опускається донизу. Відповідно до руху копіра переміщується слідкуючий золотник гідророзподільника 2, який з'єднує з напірною та зливною гідролініями порожнини гідроциліндра. Так при переміщенні золотника в верх рідина від насосної станції надходить до поршневої порожнини гідроциліндра 6, а штокова порожнина гідроциліндра з'єднується із зливною гідролінією. Відповідно тиск у поршневій порожнині зростає, а у штоковій падає, в результаті чого у порожнинах гідроциліндра виникає перепад тисків, який веде до створення рушійної сили на штоці гідроциліндра. При цьому важелі підвіски переміщуються догори разом із зрізувальним апаратом 3, піднімаючи різальний ніж на заданий рівень. Точність відпрацювання заданого переміщення забезпечується зворотним зв'язком, реалізованим жорстким механічним з'єднанням корпусу золотникового розподільника 2 з нижнім важелем підвіски зрізувального апарату. Переміщення корпусу слідкуючого розподільника веде до відновлення початкового відкриття робочих вікон та вирівнювання тисків у порожнинах гідроциліндра 6, в результаті чого подальше переміщення гичкорізального апарату

припиняється. Аналогічно відбувається переміщення гичкорізального апарату при сході з голівки коренеплоду.

3.2. Математична модель гідравлічного слідкуючого приводу гичкозрізувального апарата.

Відомі переваги гідравлічного приводу [14], в тому числі слідкуючого [17], неодноразово доведені теоретичними дослідженнями, а також широким практичним досвідом використання їх в різних галузях промисловості. В той же час слід зазначити, що практика використання гідравлічних слідкуючих приводів в аграрному виробництві достатньо обмежена. Тому недостатньо розроблені методики розрахунку та вибору параметрів гідравлічного слідкуючого робочих органів сільськогосподарських машин з врахуванням особливостей технологічних процесів при обробці ґрунту та збиранні врожаю, пов'язаних з цим навантажень, умов різання коренеплодів та ін.. Тому розробленню дослідного зразка має передувати детальний аналіз можливих режимів роботи гідравлічного слідкуючого привіди переміщення гичкорізального апарату, який дозволить обґрунтовано вибрати параметри даного приводу.

Найбільш ефективним методом вирішення поставленої задачі є математичне моделювання процесу роботи досліджуваної системи з врахуванням особливостей характеристик та впливу факторів, притаманних для відповідного технологічного процесу агропромислового виробництва.

Математична модель гідравлічного слідкуючого приводу розробляється на основі закономірностей та характеристик, якими визначається робота гідравлічної та технологічної системи. Відповідно складається рівняння балансу (нерозривності) потоків робочої рідини, опору потокам рідини при її протіканні через гідравлічної лінії та гідроагрегати, а також рівняння сил та моментів, діючих на робочі органи сільськогосподарських машини та вихідні ланки виконавчих гідродвигунів.

При складанні математичної моделі даного слідкуючого гідроприводу були прийняті припущення, які дозволяють не враховувати ряд факторів, вплив яких за умовами роботи даного гідроприводу є другорядним або незначним. Відповідно до умов роботи даного слідкуючого гідроприводу прийнято наступні припущення:

- габаритні розміри гідросистеми такі, що довжина гідроліній, які з'єднують гідроагрегати, незначна, тому вплив хвильових процесів в гідролініях на роботу гідросистеми практично відсутній;
- течія рідини у зазорах у з'єднаннях деталей гідроагрегатів та гідроапаратури має ламінарний характер;
- течія рідини через робочі вікна золотника має турбулентний характер;
- гідравлічної лінії, які зв'язують насос та керуючу і виконавчу гідроапаратуру, достатньо короткі і мають невеликий поперечний переріз, тому втратами тиску в них по довжині та на місцевих опорах можливо знехтувати;
- пульсація подачі насоса, яка звичайно становить 1-3%, з урахуванням високої частоти обертання вала насоса не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі ;
- люфти у шарнірах підвіски рами та корпусу ножа завдяки регулюванню незначні і не викликають відповідних автоколивань системи в цілому;
- рамна конструкція підвіски гичкорізального апарату є абсолютно жорсткою.

Відповідно до схеми, яка зображена на рис. 2.1., рівняння балансу (нерозривності) потоків робочої рідини в гідролініях та порожнинах ГСП переміщення гичкорізального апарату з врахуванням зазначених вище припущень мають наступний вигляд:

1. Рівняння балансу витрат (нерозривності потоків) у напірній гідравлічній лінії, яка з'єднує вихід насоса із входом слідкуючого гідророзподільника

$$Q_H = Q_3 + Q_{AK} + Q_K + Q_{вит_n}, \quad (3.1)$$

де $Q_3 = Q_{3_1} + Q_{3_2}$ - витрата рідини, яка споживається золотником; Q_{3_1} - витрата рідини через перше робоче вікно золотника; Q_{3_2} - витрата рідини через друге робоче вікно золотника; Q_{AK} - витрата рідини, яка споживається акумулятором; Q_K - витрата рідини через запобіжний клапан; Q_H - витрата (об'ємна подача) насоса; $Q_{вит_n}$ - витрата рідини на витікання з напірної гідравлічної лінії.

2. Рівняння балансу (нерозривності) потоків рідини у поршневій порожнині гідроциліндра, яка з'єднана з першим робочим вікном золотника

$$Q_{3_1} = Q_{Ц_1} + Q_{ДЕФ_1} + Q_{ПЕР_1} + Q_{3_3} + Q_{ВИГ_1}, \quad (3.2)$$

де $Q_{Ц_1}$ - витрата рідини у поршневій порожнині гідроциліндра, яка обумовлена рухом поршня із швидкістю V ; Q_{3_3} - витрата рідини через третє робоче вікно розподільника на зливання у бак; $Q_{ДЕФ_1}$ - витрати рідини, викликані деформацією порожнини, заповненою рідиною, при зміні тиску p_1 ; $Q_{ПЕР_1}$ - витрати рідини, пов'язані із перетіканням із порожнини, яка знаходиться під тиском p_1 , до порожнини, що знаходиться під тиском p_2 ; $Q_{ВИГ_1}$ - витрата витікання рідини з даної порожнини під дією тиску p_1 .

3. Рівняння балансу витрати рідини у штоковій порожнині гідроциліндра, яка з'єднана з другим робочим вікном золотника

$$Q_{3_2} + Q_{Ц_2} + Q_{ПЕР_2} = Q_{ДЕФ_2} + Q_{3_4} + Q_{ВИГ_2}, \quad (3.3)$$

де $Q_{Ц_2}$ - витрати рідини у штоковій порожнині гідроциліндра (при зворотному додатному напрямку руху золотника рідина витісняється з порожнини); $Q_{ПЕР_2}$ - витрата рідини, викликана перетіканням рідини між порожнинами гідроциліндра; $Q_{ДЕФ_2}$ - витрата, пов'язана із деформаціями заповнених рідиною штокової порожнини гідроциліндра та відповідних гідроліній при зміні тиску p_2 ; Q_{3_4} - витрати на зливання рідини через

четверте вікно у бак; $Q_{\text{вит}_2}$ - витрата на витікання рідини з даної порожнини під дією тиску p_2 .

Складові витрат, враховані в рівняннях (3.1)-(3.3), визначаються наступними залежностями.

Об'ємна подача насоса Q_n визначається значенням робочого об'єму насоса q_p та частотою обертання вала n_d двигуна:

$$Q_n = q_p \cdot n_d.$$

Як свідчить досвід дослідження та експлуатації гідросистем, помітний вплив на якість роботи гідросистеми в динамічному режимі створюють характеристики негерметичності порожнин, які визначаються величинами витікання рідини через ущільнення, а також перетікання між порожнинами з високим та низьким тиском. Течія рідини в зазорах звичайно відбувається в ламінарному режимі, тому витрати на витікання та перетікання рідини пропорційні перепаду тиску на відповідній щілині [16]. Відповідно

$$Q_{\text{вит}_i} = \sigma_i \cdot p_i, \quad (i = 1, 2); \quad (3.4)$$

$$Q_{\text{пер}_i} = \sigma_i (p_1 - p_2), \quad (i = 1, 2); \quad (3.5)$$

де σ_i - коефіцієнт об'ємних витрат на витікання рідини з i -ої порожнини, який при умові існування ламінарного режиму течії рідини в зазорі малої глибини та відносно великої довжини визначається залежністю

$$\sigma_i = \beta_i \cdot \delta_i^3 / (l_i \cdot \mu(pt^0 C) \cdot S_i) \pm V_0 \cdot \beta_i \cdot \delta_i, \quad (3.6)$$

де β_i – ширина зазорів витікання в перпендикулярному напрямку до потоку рідини в сполученнях деталей гідроагрегатів, підключених до i -ої порожнини; l_i – довжина зазорів витікання в напрямку потоку рідини в насосі; δ_i – глибина зазорів витікання в сполученні деталей гідроагрегатів; S_i – глибина зазорів перетікання; V_0 – відносна швидкість переміщення однієї із стінок, яка задає межу щілини, причому знак “+” стосується випадку, коли переміщення стінки відбувається в бік зони з пониженим тиском, “-” – в протилежному напрямку.

Зміна коефіцієнту динамічної в'язкості рідини μ в залежності від тиску і температури визначається згідно залежності [21]

$$\mu(p, t^0 C) = \mu_{50, p_0} \cdot \exp(b_p p_n) \cdot (50/t^0 C)^{n_g},$$

де μ_{50, p_0} – динамічна в'язкість рідини при атмосферному тиску і температурі робочої рідини $50^0 C$; b_p – коефіцієнт, який залежить від властивостей рідини, $b_p = 0,0023 \dots 0,0033$; n_g – показник степеню, значення якого залежить від вихідної в'язкості рідини, $n_g = 1,39 \dots 2,56$.

Величина коефіцієнту перетікання рідини $\sigma_{1,2}$ між порожнинами, які знаходяться під дією тисків p_1 та p_2 відповідно, визначається залежністю [21]

$$\sigma_{1,2} = \beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2}^3 / (l_1 \cdot \mu(p_1, t^0 C) \cdot l_{1,2}) \pm V \cdot \beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2},$$

де $\beta_{1,2}$ – ширина зазорів перетікання в гідроциліндрі в перпендикулярному напрямку до потоку рідини; $\delta_{1,2}$ – глибина зазорів перетікання в гідроциліндрі; $l_{1,2}$ – довжина зазорів перетікання в гідроциліндрі в напрямку потоку рідини.

При роботі гідросистеми в неусталеному динамічному режимі, викликаному зміною вхідного сигналу, а також іншими зовнішніми діями (наприклад, навантаженням на робочому органі), відбуваються зміни тиску у порожнинах гідросистеми, в результаті чого завдяки пружним властивостям порожнин, заповнених робочою рідиною, відбувається зміна об'єму рідини та порожнини. В зв'язку з цим необхідна додаткова подача рідини в порожнину для виключення відриву робочої рідини від обмежуючих стінок порожнини та забезпечення принципу нерозривності потоків. Для цього необхідна додаткова витрата рідини в дану порожнину, яка визначається формулою

$$Q_{ДЕФ i} = k W_i \frac{dp_i}{dt}, \quad (i = 1, 2), \quad (3.7)$$

де k – коефіцієнт сумарної податливості i -ої порожнини, заповненої робочою рідиною; W_i – сумарний об'єм порожнин гідроциліндра та приєднаних до неї гідроліній, які знаходяться під дією тиску p_i .

Витрата рідини Q_{AK} пов'язана з роботою рідинного акумулятора і визначається формулою [16]

$$Q_{AK} = K_{AK} \cdot W_{AK} \cdot \frac{dp_H}{dt}, \quad (3.8)$$

де K_{AK} – коефіцієнт податливості порожнини рідинного акумулятора; W_{AK} – об'єм порожнини акумулятора.

Витрата рідини через запобіжний клапан Q_K при припущенні безінерційності його спрацювання, що допустимо при невисоких об'ємах порожнини акумулятора, низьких значеннях частот, при яких працює слідкуючий гідропривід та високої герметичності клапана, може бути визначена наступною залежністю

$$Q_K = \begin{cases} 0 \rightarrow p_H \leq p_K \\ \mu_K \cdot f_K \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - p_{зл}} \rightarrow p_H > p_K \end{cases}, \quad (3.9)$$

де p_K – тиск настройки клапана; μ_K – коефіцієнт витрати рідини через робоче вікно запобіжного клапана; ρ – густина робочої рідини; $p_{зл}$ – тиск у зливній гідролінійній лінії; f_K – площа відкриття робочого вікна клапана, яка дорівнює

$$f_K = \pi \cdot d_K \cdot h_K, \quad (3.10)$$

де h_K – відкриття клапана; d_K – діаметр герметизуючої поверхні клапана.

Величина відкриття клапана h_K може бути визначена по величині тиску p_H , який діє на торець клапана і веде до відкриття робочого вікна, на основі рівняння рівноваги сил, що діють на запірний елемент запобіжного клапана

$$p_H \cdot f_{Т.КЛ} = C_K \cdot (h_0 + h_K), \quad (3.11)$$

де $f_{Т.КЛ}$ – площа торця клапана; C_K – жорсткість пружини клапана; h_0 – початкова деформація пружини.

Звідси величина відкриття h_K клапана визначається залежністю

$$h_K = \frac{p_H \cdot f_{Т.КЛ} - C_K \cdot h_0}{C_K}.$$

Витрати робочої рідини через робочі вікна золотникової пари визначаються залежностями:

витрата рідини через перше робоче вікно золотника дорівнює

$$Q_{3_1} = \begin{cases} \mu_3 \cdot f_{3_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - p_1} \rightarrow h \geq 0, \\ 0 \rightarrow h < 0 \end{cases}, \quad (3.12)$$

де μ_3 – коефіцієнт витрат робочої рідини через робоче вікно золотникового розподільника; p_1 – тиск у поршневій порожнині гідроциліндра; f_{3_1} – площа відкриття першого робочого вікна золотникового розподільника;

$$f_{3_1} = \pi \cdot d_3 \cdot h;$$

d_3 – діаметр золотника; h – відкриття робочого вікна, відповідно, переміщення слідкуючого золотника відносно корпусу;

витрата робочої рідини через друге вікно золотникового розподільника визначається залежністю

$$Q_{3_2} = \begin{cases} 0 \rightarrow h > 0 \\ \mu_3 \cdot f_{3_2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - p_2} \rightarrow h \leq 0, \end{cases} \quad (3.13)$$

де $f_{3_2} = \pi \cdot d_3 \cdot |h|$ – площа відкриття робочого вікна золотникового розподільника, причому величина переміщення золотника врахована по модулю $|h|$, так як друге робоче вікно золотника відкривається при переміщенні золотника у від'ємному напрямку.

Витрата робочої рідини через третє вікно золотникового розподільника відповідно дорівнює

$$Q_{3_3} = \begin{cases} 0 \rightarrow h > 0 \\ \mu_3 \cdot f_{3_3} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1 - p_{3II}} \rightarrow h \leq 0; \end{cases} \quad (3.14)$$

де $f_{3_3} = \pi \cdot d_3 \cdot h$ – площа відкриття третього робочого вікна;

Витрата робочої рідини через четверте робоче вікно золотникового розподільника дорівнює

$$Q_{3_4} = \begin{cases} \mu_3 \cdot f_{3_4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2 - p_{3II}} \rightarrow h \leq 0, \\ 0 \rightarrow h > 0 \end{cases}, \quad (3.15)$$

де $f_{3_4} = \pi \cdot d_3 \cdot |h|$ – площа відкриття четвертого робочого вікна.

Залежності (3.12) – (3.15) справедливі при виконанні золотникової пари з нульовим перекриттям робочих кромek.

Витрати робочої рідини у порожнинах гідроциліндра при русі його поршня із швидкістю V визначаються залежностями:

витрата робочої рідини у поршневій порожнині гідроциліндра дорівнює

$$Q_{u_1} = F_{n_1} \cdot V = F_{n_1} \cdot \frac{dy_1}{dt}, \quad (3.16)$$

де F_{n1} – ефективна площа поршня у поршневій порожнині гідроциліндра, яка

дорівнює $F_{n_1} = \frac{\pi D_n^2}{4}$, де D_n – діаметр поршня; y_1 – координата положення

штока поршня; витрата робочої рідини у штоковій порожнині гідроциліндра

-

$$Q_{u_2} = F_{n_2} \cdot V = F_{n_2} \cdot \frac{dy_1}{dt}; \quad (3.17)$$

де F_{n_2} – ефективна площа поршня у штоковій порожнині гідроциліндра,

$$F_{n_2} = \frac{\pi(D_n^2 - d_{um}^2)}{4};$$

d_{um} – діаметр штока поршня.

Слід зазначити, що у даному приводі не використовується диференціальний гідроциліндр і тому співвідношення ефективних площ F_{n_1} та F_{n_2} може бути прийнято близьким до одиниці.

Після підстановки залежностей (3.4) – (3.17) в рівняння (3.1) – (3.3) система рівнянь, яка описує баланс витрати робочої рідини в порожнинах гідроциліндра відповідно до виконання умови нерозривності потоків, набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} Q_{n_0} - \left(\frac{\beta_n \cdot \delta_n^3}{l_n \cdot \mu_{50,p0}} / \left(\exp(b_p \cdot p_n) \cdot (50/t^\circ C)^n \cdot B \cdot S_n \right) \pm V_0 \cdot \beta_n \cdot \delta_n \right) \cdot p_n = \\ = Q_{3_1} + Q_{3_2} + K_{ak} \cdot W_{ak} \cdot \frac{dp_n}{dt} + Q_K; \end{aligned}$$

$$Q_{3_1} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + k \cdot W_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} + \left(\frac{\beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2}^3}{l_1 \cdot \mu_{50,p_0}} / \left(\exp(b_p \cdot p_n) \cdot (50/t^\circ C)^n \cdot B \times \right. \right. \\ \times l_{1,2}) \pm V_0 \cdot \beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2}) \cdot (p_1 - p_2) + Q_{3_3} + \left(\frac{\beta_1 \cdot \delta_{1,2}^3}{l_1 \cdot \mu_{50,p_0}} / \left(\exp(b_p \cdot p_n) \cdot (50/t^\circ C)^n \cdot B \times \right. \right. \\ \times S_n) \pm V_0 \cdot \beta_n \cdot \delta_n);$$

$$Q_{3_3} = k \cdot W_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} + Q_{3_4} - \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_{um}^2)}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} - (\beta_1 \cdot \delta_{1,2}^3 / (l_1 \cdot \mu_{50,p_0} \cdot \exp(b_p \cdot p_n)) \times \\ \times (50/t^\circ C)^n \cdot B \cdot l_{1,2}) \pm V_0 \cdot \beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2}) \cdot (p_1 - p_2) + (\beta_2 \cdot \delta_2^3 / (l_2 \cdot \mu_{50,p_0} \cdot \exp(b_p \cdot p_n)) \times \\ \times (50/t^\circ C)^n \cdot B \cdot l_2) \pm V_0 \cdot \beta_1 \cdot \delta_1) \cdot p_2;$$

$$Q_{n_0} - \left(\frac{\beta_n \cdot \delta_n^3}{l_n \cdot \mu_{50,p_0}} / \left(\exp(b_p \cdot p_n) \cdot (50/t^\circ C)^n \cdot B \cdot S_n \right) \pm V_0 \cdot \beta_n \cdot \delta_n \right) \cdot p_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + \\ + k \cdot W_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} + \left(\frac{\beta_{1,2} \cdot \delta_{1,2}^3}{l_1 \cdot \mu_{50,p_0}} / \left(\exp(b_p \cdot p_n) \cdot (50/t^\circ C)^n \cdot B \cdot l_2 \right) \pm V_0 \cdot \beta_1 \cdot \delta_1 \right) \cdot (p_1 - p_2) + \\ + k \cdot W_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} + Q_{3_4} - \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_{um}^2)}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} - \sigma_{1,2} \cdot (p_1 - p_2) + K_{ак} \cdot W_{ак} \cdot \frac{dp_n}{dt} + Q_\kappa;$$

$$Q_\kappa = \begin{cases} 0 \rightarrow p_n < p_\kappa \\ \mu_\kappa \cdot f_\kappa \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_{3n}} \rightarrow p_n \geq p_\kappa \end{cases};$$

$$Q_{3_1} = \begin{cases} \mu_3 \cdot f_{3_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_1} \rightarrow h \geq 0; \\ 0 \rightarrow h < 0 \end{cases};$$

$$Q_{3_2} = \begin{cases} 0 \rightarrow h > 0 \\ \mu_3 \cdot f_{3_2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - p_2} \rightarrow h \leq 0 \end{cases};$$

$$Q_{3_3} = \begin{cases} 0 \rightarrow h \geq 0 \\ \mu_3 \cdot f_{3_3} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1 - p_{3n}} \rightarrow h < 0 \end{cases};$$

$$Q_{3_4} = \begin{cases} \mu_3 \cdot f_{3_4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2 - p_{3n}} \rightarrow h > 0 \\ 0 \rightarrow h \leq 0 \end{cases}. \quad (3.18)$$

Рівняння моментів сил, які діють на вихідну ланку – шток виконавчого гідроциліндра даного гідроприводу, визначаються при аналізі стану рівноваги механічної системи, яка включає як виконавчий гідродвигун, так і елементи механізму переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини.

Спочатку виконувалося визначення кінематичних співвідношень переміщень окремих елементів гичкорізального апарату та виконавчої ланки гідравлічного слідкуючого приводу, а саме переміщення корпусу гичкорізального апарату та переміщення штоку гідроциліндру. Корпус гичкорізального апарату установлений за допомогою рамної конструкції (рис 2.3), яка забезпечує його плоскопаралельне переміщення. Подовжні важелі шарнірно з'єднані з рамою гичкозбиральної машини і можуть повертатися відносно осі шарнірної опори. Корпус гичкорізального апарату переміщується у вертикальному напрямку завдяки дії гідроциліндра, корпус якого з'єднаний шарнірно з рамою машини, а шток шарнірно з'єднаний з верхнім важелем. В свою чергу верхній важіль лівим кінцем шарнірно з'єднаний з рамою машини у т.А, а правим кінцем також шарнірно з'єднаний з корпусом гичкорізального апарату. Тому під дією сили, яку розвиває гідроциліндр, цей важіль повертається відносно т.А і переміщує корпус гичкорізального апарату в вертикальному напрямку. Вертикальне переміщення корпусу забезпечується шарнірним з'єднанням рами машини та корпусу гичкорізального апарату також нижнім важелем. Запропонована конструкція установки корпусу гичкорізального апарату приводить до

неспівпадання по напрямку та величині переміщення x щупа та переміщення h золотника (рис. 2.1), переміщення у корпусу ножа та переміщення y_1 штока гідроциліндра. Тому для визначення відповідності між вказаними переміщеннями необхідно розглянути відповідні кінематичні та геометричні співвідношення між ними. Співвідношення величин x та h визначається довжинами плеч важеля щупа, на які діє вхідний сигнал n_1 та шток золотника (n). Їхнє співвідношення є постійною величиною і визначається як

$$i = \frac{h}{x} = \frac{n_1}{n}, \quad (3.19)$$

де n_1, n – плечі важеля копіра та точки опори золотника.

Для визначення співвідношень переміщень штоку гідроциліндра y_1 та корпусу гичкорізального апарату у розглянемо трикутники ΔABC та ΔABC_1 (рис 3.2), утворені елементами рами машини (AB), верхнього важеля (AC) та, відповідно, (AC_1), коли цей важіль знаходиться в верхньому положенні, гідроциліндра із штоком (BC та BC_1 , відповідно до положення штока в початковому стані та при його переміщенні в задане положення).

Із точок C та C_1 проведемо перпендикуляри CO та C_1O_1 . Зазначимо, що довжина відрізка OO_1 зв'язана із величиною переміщення CC_1 точки C з'єднання штока гідроциліндра з верхнім важелем. З врахуванням кута α , який сторона AB утворює з вертикаллю, можна записати

$$\cos \alpha = \frac{CC_1}{OO_1} \quad (3.20)$$

Вираз (3.20) справедливий при врахуванні того, що при відносно невеликому куті повороту верхнього важеля, переміщення точки C в точку C_1 відбувається практично по вертикалі. При умові, що кут повороту важеля незначний, ця вимога виконується із достатньою точністю.

Слід також зазначити, що відповідно до розробленої конструкції точка CC_1 знаходиться точно посередині важеля і, таким чином, переміщення CC_1 вдвічі менше за переміщення y у корпусу гичкорізального апарату

$$CC_1 = \frac{y}{2}. \quad (3.21)$$

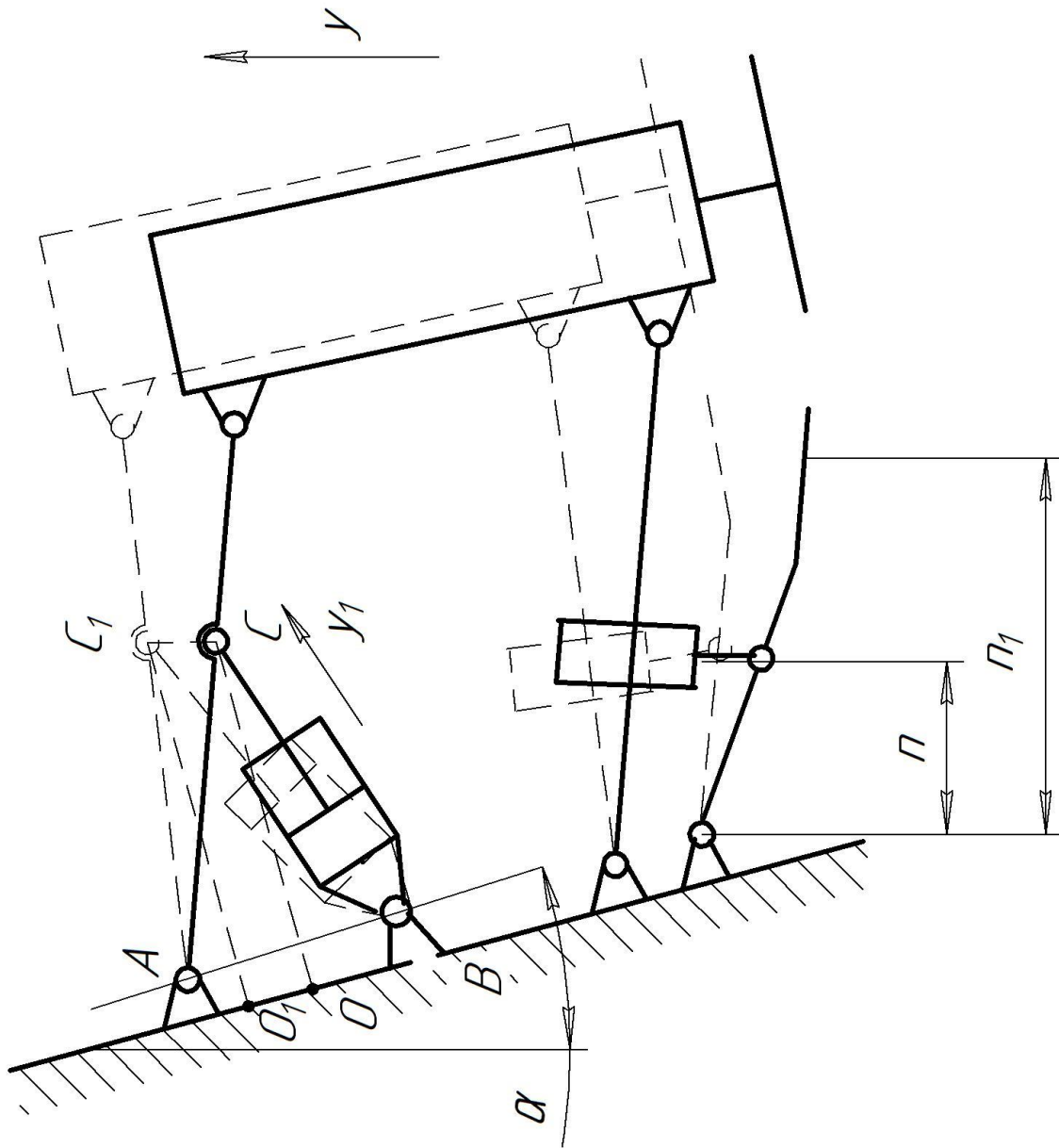


Рисунок 3.2 - Схема визначення співвідношення величин переміщення штока гідроциліндра u_1 та корпусу гичкорізального апарату u .

Тоді

$$OO_1 = \frac{y}{2 \cdot \cos \alpha} . \quad (3.22)$$

Відповідно до відомих співвідношень між елементами трикутника можна записати

$$BC^2 = AC^2 + AB^2 - 2AB \cdot AO ; \quad (3.23)$$

$$BC_1^2 = AC^2 + AB^2 - 2AB \cdot AO_1 . \quad (3.24)$$

Якщо відняти рівняння (2.23) від рівняння (2.24) отримаємо вираз

$$BC_1^2 - BC^2 = -2AB \cdot AO_1 + 2AB \cdot AO ; \quad (3.25)$$

$$BC_1^2 - BC^2 = 2AB \cdot (AO - AO_1) = 2 \cdot AB \cdot OO_1 \quad (3.26)$$

Довжина сторони BC (гідроциліндра із штоком) в нейтральному стані практично постійна, що дозволяє позначити $BC=b_0$; під час переміщення штоку y_1 при відпрацюванні системою керуючого сигналу довжина сторони BC_1 змінюється на її величину:

$$BC_1 = b_0 + y_1 .$$

В свою чергу довжина сторони AB залишається незмінною і може бути позначена як

$$AB = c .$$

Тоді з врахуванням вищенаведеного рівняння (2.26) набуває вигляду

$$(b_0 + y_1)^2 - b_0^2 = 2 \cdot c \cdot OO_1 . \quad (3.27)$$

Розкриваємо дужки і отримуємо

$$b_0^2 + 2b_0y_1 + y_1^2 - b_0^2 = 2 \cdot c \cdot OO_1 . \quad (3.28)$$

Звідси

$$OO_1 = y_1 \cdot \frac{b_0}{c} + y_1^2 \cdot \frac{1}{2c} . \quad (3.29)$$

Після підстановки виразу (3.29) в рівняння (3.28) отримуємо

$$\frac{y}{2 \cos \alpha} = y_1 \cdot \frac{b_0}{c} + y_1^2 \cdot \frac{1}{2c} ,$$

або

$$y = \frac{y_1 \cdot 2 \cdot b_0 \cdot \cos \alpha}{c} + \frac{y_1^2 \cdot \cos \alpha}{c}. \quad (3.30)$$

Формула (у.30) дозволяє визначити переміщення y корпусу гичкорізального апарату, яке виникає внаслідок переміщення y_1 штоку гідроциліндра.

Розрахункова схема по визначенню сил та моментів сил, які діють на привід переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини в процесі відпрацювання керуючого сигналу, який задається переміщенням щупа, показана на рис 3.3.

Момент, який викликає примусове переміщення корпусу гичкорізального апарату, створюється гідроциліндром, на поршні якого перепад тисків p_1 і p_2 в порожнинах створює зусилля P_{ψ} . Плече, на якому діє дана сила, дорівнює l_1 , причому ця величина є змінною та залежною від нахилу вісі гідроциліндра.

Але в першому наближенні, враховуючи, що кут повороту верхнього важеля є незначним, вважаємо величину l_1 постійною. Сила P_{ψ} на штоці гідроциліндра створює крутний момент, який долає опір, викликаний силами ваги G , інерції $P_{ин}$, яка виникає при русі з прискоренням гичкорізального апарату, технологічного навантаження $P_{техн}$, яке діє на різальний ніж, та силами тертя в з'єднаннях шарнірів, які створюють відповідний момент тертя $M_{тр}$.

Рівняння моментів указаних сил відносно т. А буде мати такий вигляд

$$M_{\psi} = M_{ин} + M_{техн} + M_{тертя} + M_{ваги}, \quad (3.31)$$

де M_{ψ} - момент, який розвиває гідроциліндр; $M_{ин}$ - момент сил інерції; $M_{техн}$ - момент сил технологічного навантаження; $M_{тертя}$ - момент сил тертя; $M_{ваги}$ - момент сил ваги.

В свою чергу складові рівняння (3.31) моментів сил визначаються наступними залежностями.

Момент сили, яку розвиває гідроциліндр, дорівнює

$$M_y = P_y \cdot l_1; \quad (3.32)$$

$$P_y = \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_1 - \frac{\pi(D_n^2 - d_{um}^2)}{4} \cdot p_2. \quad (3.33)$$

де l_1 – довжина плеча – відстань між напрямком дії сили P_y та віссю повороту важеля (т. A).

Момент від сил інерції M_{in} в основному визначається інерційністю гичкорізального апарату, маса якого значно перевищує масу інших рухомих частин механізму переміщення різального апарату. Тоді

$$M_{in} = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} \cdot l_2, \quad (3.34)$$

де m – маса різального апарату; l_2 – відстань вектора сили інерції від вісі повороту (точка A). При цьому вважаємо, що центр мас співпадає з центром ваги.

Момент сили ваги відповідно дорівнює

$$M_{ваги} = G \cdot l_2. \quad (3.35)$$

Момент сили тертя врахований у наступному вигляді

$$M_{тертя} = \beta \omega = \beta \frac{dy}{dt}, \quad (3.36)$$

де β - коефіцієнт активного опору в'язкого тертя в шарнірах при повороті рами; ω - кутова швидкість повороту рами; y – переміщення корпусу ножа.

При визначенні моменту тертя враховано, що найбільші втрати викликають саме сили тертя в шарнірних опорах. Переважаючими при цьому являються сили в'язкого тертя завдяки обов'язковому змащенню цих вузлів. Сили в'язкого тертя залежать від величини швидкості і відносного переміщення поверхонь, що труться. Таким чином, при визначенні моменту сил тертя, необхідно враховувати кутову швидкість повороту важеля відносно опори. Але, як було показано вище, кут повороту важеля незначний, тому величина кута його повороту та лінійне переміщення корпусу ножа мають пропорційну залежність. Відповідно при визначенні моменту тертя з

метою спрощення моделі враховується лінійна швидкість, а коефіцієнт тертя враховує співвідношення між указаними швидкостями.

Момент сил технологічного навантаження з врахуванням вертикальної складової сили технологічного навантаження (горизонтальна складова сили технологічного навантаження не враховується завдяки тому, що при практично горизонтальному розташуванні верхнього важеля, довжина плеча, на якому вона діє, практично наближається до нульових значень) визначається залежністю

$$M_{техн} = -P_{техн}^6 \cdot l_3, \quad (3.37)$$

де $P_{техн}^6$ - вертикальна складова сили технологічного навантаження (різання) на ніж; l_3 - відстань від вісі повороту важеля до напрямку вектора $P_{техн}$. Знак сили технологічного навантаження відповідає тому факту, що напрямок її дії співпадає з обраним позитивним напрямком переміщення різального апарату.

При визначенні моменту сил технологічного навантаження враховуємо відомі залежності, які визначають дію сили технологічного навантаження на ніж та, відповідно, на корпус гичкорізального апарату [37].

Сила технологічного навантаження на ніж в даному випадку визначається наступною залежністю [32]

$$P_{ТЕХН} = P_O + P_D + P_V, \quad (3.38)$$

де P_O - сила різання лезом ножа; P_D - сила, яка визначається деформацією шару зрізуємого матеріалу, а також тертям зрізуємого шару по гранях ножа; P_V - сила на відкидання обрізаної частини коренеплоду.

Сила різання P_O визначається наступною залежністю [37]

$$P_O = B_1 \cdot t_1^m \cdot \delta_2, \quad (3.39)$$

де B_1 - коефіцієнт, який залежить від механічної міцності коренеклубнеплоду (для буряка $B_1 = 10.4$); t_1 - товщина леза ножа ($t_1 = 0.003 \dots 0.01$ см); m -

показник степені (для буряка $m = 0.53$); δ_2 – відношення величини шляху стискання a до довжини елемента стружки l

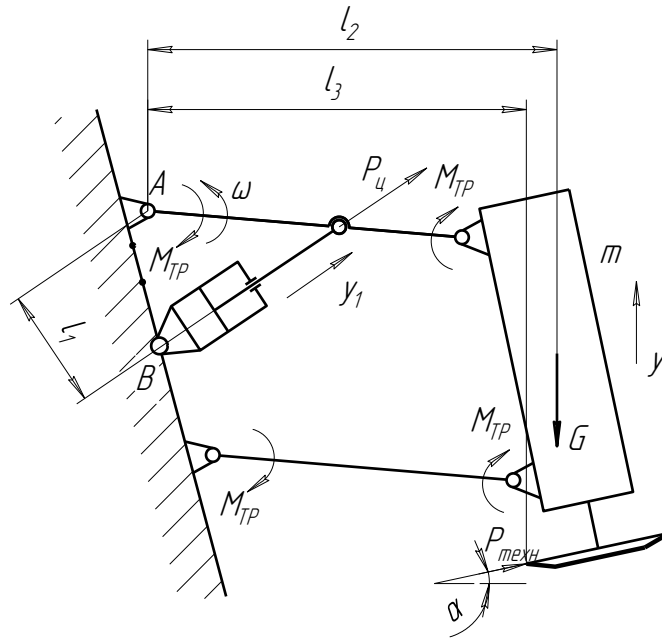


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема до визначення сил та моментів сил, які діють на привід гичкорізального апарату (напрямок сил та моментів відповідає указаному напрямку рушійної сили P_u).

$$\delta_2 = \frac{a}{l} = \frac{0.5 \cdot h_1 \cdot \cos(\phi) \cdot \cos\left[\frac{\phi - \alpha_1}{2}\right]}{(0.34 + 0.026 \cdot \alpha_1 + 0.5 \cdot b) \cdot \cos^3\left[\frac{\phi + \alpha_1}{2}\right]}, \quad (3.40)$$

де ϕ – кут тертя коренеклубнеплода по поверхні ножа; b – висота ломтика (стружки); h_1 – ширина шару, який зрізається, в поперечному перерізі.

Сила P_D , яка залежить від деформації шару зрізуемого матеріалу, а також тертя зрізаного шару по гранях ножа, може бути визначеною за формулою [37**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]

$$P_D = \frac{0.2 \cdot k_4 \cdot h_1 \cdot b \cdot \sin(\alpha_1 + 2 \cdot \phi) \cdot \cos\left[\frac{\phi - \alpha_1}{2}\right]}{(0.34 + 0.026 \cdot \alpha_1 + 0.5 \cdot b) \cdot \cos^5\left[\frac{\phi + \alpha_1}{2}\right]}, \quad (3.41)$$

де k_4 – границя напруження сколу речовини коренеплоду,

$$k_4 = 0.5 \cdot \sqrt{k_1 \cdot k_2},$$

k_1 і k_2 – відповідно напруження розривання та стискання речовини коренеплоду ($k_1=1,55$ МН/м², $k_2=2,2$ МН/м²).

Сила P_v на відкидання обрізаної частини визначається залежністю [37]

$$P_v = 0.025 \cdot b \cdot h \cdot V_{CP}^2, \quad (3.42)$$

де V_{CP} - середня швидкість різання.

З врахуванням нахилу леза ножа вертикальна складова сили технологічного навантаження буде визначатися формулою

$$P_{техн}^o = P_{техн} \cdot \sin \alpha_1, \quad (3.43)$$

де α_1 – кут нахилу ріжучого леза ножа (рис 3.3).

Особливістю технологічного навантаження є також те, що воно має циклічний характер, і сила різання, яка діє на різальний ніж, виникає лише при безпосередньому контакті ножа та голівки коренеплоду. В той же час при переміщенні ножа між головками коренеплодів контакт голівки та ножа відсутній і сила, яка діє на ніж, дорівнює нулю. Зміна величини сили технологічного навантаження на ніж різального апарату відбувається із частотою, яка співпадає із частотою переміщення щупа по головках коренеплодів

З врахуванням вищенаведеного сила технологічного навантаження на ніж різального апарату в залежності від переміщення може бути визначеною наступною залежністю

$$P_{техн}(S) = \varepsilon(S) \cdot P_{техн}, \quad (3.44)$$

де $\varepsilon(S)$ – коефіцієнт, який характеризує залежність величини сили технологічного навантаження від шляху переміщення ножа S вздовж рядка;

$$\varepsilon(S) = \begin{cases} 1 \rightarrow S \leq d_{\delta} + Z \cdot S_{\kappa} \\ 0 \rightarrow S > d_{\delta} + Z \cdot S_{\kappa} \end{cases},$$

де d_{δ} – діаметр голівки буряка; S_{κ} – крок між сусідніми головками коренеплодів в напрямку переміщення ножа; $Z=0,1,2,\dots$ – черговий номер

наступних голівок коренеплодів після першої, з якої починається видалення гички.

В силу агротехічних особливостей вирощування даної культури (цукрового буряка), як було зазначено раніше, значення величин діаметру голівки буряка d_6 та відстані між ними S_k змінюється в достатньо широких межах. Але аналіз величин свідчить [37], що математичне очікування величини діаметра голівки кореня становить $d_6=100...200$ мм та відстані між коренеплодами $S_k=150...350$ мм.

За даними обставинами можна вважати в першому наближенні указані параметри постійними величинами.

Таким чином, рівняння моментів (3.31) з урахуванням (3.32) – (3.44) набуває вигляду.

$$\left(\frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) + \frac{\pi \cdot d_{um}^2}{4} \cdot p_2 \right) \cdot l_1 = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} \cdot l_2 + \beta \cdot \frac{dy}{dt} + g \cdot l_2 - \varepsilon(S) \times$$

$$\times \left(\frac{0.5 \cdot h_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos\left(\frac{\varphi - \alpha_1}{2}\right)}{(0.34 + 0.026 \cdot \alpha_1 + 0.5 \cdot b) \cdot \cos^3\left(\frac{\varphi + \alpha_1}{2}\right)} + \frac{0.2 \cdot \sqrt{K_1 \cdot K_2} \cdot h_1 \cdot b}{(0.34 + 0.026 \cdot \alpha_1 + 0.5 \cdot b)} \right) \times$$

$$\times \frac{\sin(\alpha_1 + 2 \cdot \varphi) \cdot \cos\left(\frac{\varphi - \alpha_1}{2}\right)}{\cos^5\left(\frac{\varphi + \alpha_1}{2}\right)} + 0.025 \cdot b \cdot h \cdot V_{cp}^2. \quad (3.45)$$

Рівняння зворотнього зв'язку, який є обов'язковим для слідкуючої системи забезпечує визначеність даної математичної моделі – відповідність кількості змінних величин та рівнянь, які визначають відповідні зв'язки між параметрами системи. Гідравлічний слідкуючий привід переміщення гичкорізального апарату є замкнутою системою, принцип дії якої передбачає постійне порівняння сигналів на вході та виході системи, яке виконується за допомогою зворотного зв'язку. Порівнюючим елементом є слідкуючий гідророзподільник. Золотник (рис. 3.1) зв'язаний із щупом і знаходиться таким чином під дією вхідного сигналу. Корпус гідророзподільника

закріплений на повідку і переміщується разом з рамою, відтворюючи рух корпусу ножа, який являється вихідним сигналом даної системи. Неспівпадання даних сигналів по величині приводить до відкриття відповідних робочих вікон золотника. Виникаючий при цьому перепад тиску спрямований на усунення неспівпадання вказаних сигналів. Таким чином, рівняння зворотного зв'язку буде мати вигляд

$$h = i_1 x - i_2 y, \quad (3.46)$$

де i_1 – передаточне відношення між переміщеннями щупа та золотника; i_2 – передаточне відношення між переміщеннями гичкорізального апарату та корпусу гідророзподільника .

Таким чином, система рівнянь (3.18), (3.45), (3.46) утворює математичну модель слідкуючого гідроприводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини. При цьому достатньо повно враховані характеристики елементів гідросистеми – витратні та силові, а також зовнішні фактори, вплив яких визначає характер протікання процесів керування положенням ножа гичкорізального апарату відносно голівки коренеплоду. Слід зазначити, що складена математична модель, яка відображає реальний характер процесів в системі, що розглядається, має суттєво нелінійний характер. Нелінійні залежності визначають витрати рідини крізь дроселюючі вікна золотникового розподільника. Нелінійними являються залежності, які характеризують навантаження на виконавчому органі даної системи, причому особливості періодичної роботи різального апарату привідять до виникнення параметричного процесу, що також ускладнює аналіз даної системи. В зв'язку з цим доцільним на першому етапі дослідження гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату дещо спростити математичну модель з метою аналізу впливу основних конструктивних параметрів гідросистеми на якісні показники її роботи та синтезу її параметрів для виготовлення дослідного зразка вказаного гідроприводу.

3.3. Дослідження динамічних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкозрізувального апарата.

Підвищення якості та точності видалення гички при застосуванні гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізувального апарату можливе при забезпеченні необхідної якості характеристик указанного приводу: статичних та динамічних. Високий рівень коефіцієнта підсилення, характерний для гідравлічних слідкуючих приводів [16, 17], звичайно забезпечує високий рівень точності відпрацювання незмінного сигналу, або такого, який змінюється дуже повільно. Але такий режим роботи приводу переміщення гичкорізувального апарату в процесі копіювання голівок коренеплодів не характерний для роботи гичкозбиральної машини. В даному випадку дія з боку коренеплодів на керуючі органи приводу переміщення гичкорізувального апарату має швидкозмінний характер, що призводить до виникнення динамічних (перехідних) процесів при переміщенні гичкорізувального апарату. Дані обставини вимагають детального розгляду динамічних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізувального апарату, а також перевірки відсутності нестійких режимів роботи, виникнення яких можливе для систем автоматичного керування, математична модель яких має порядок, вищий за другий [33]. В результаті такого аналізу мають бути з'ясовані умови забезпечення заданого рівня динамічних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу, а також розроблені рекомендації по вибору параметрів даного гідравлічного слідкуючого приводу.

Вище зазначалося, що при аналізі нелінійної математичної моделі виникають певні труднощі, зокрема відсутні аналітичні методи дослідження таких систем, що вимагає використання обчислювальної техніки, та ускладнює узагальнення результатів дослідження.

З метою спрощення моделі введемо наступні припущення, які достатньо обґрунтовані з практичної точки зору:

- при переміщенні щупа по головках коренеплодів виникає сигнал, наближений до гармонічного, гармоніки вищого порядку гідросистемою не відпрацьовуються, так як вона в силу динамічних характеристик має властивості фільтра високих частот;
- обмежений вплив навантаження на ніж на якість динамічних характеристик дозволяє на початковому етапі дослідження не враховувати його зміну в процесі очищення голівок. Складова навантаження, яка співпадає по напрямку з іншими силами, які діють на корпус ножа (інерції, активного тертя та інші) в напрямку вертикальної осі становить незначну величину у порівнянні із силами, що безпосередньо діють на ніж при зрізання гички;
- температурний режим роботи гідросистеми стабільний, визначається в основному зовнішніми умовами, тому вплив температури рідини на в'язкість, густину, коефіцієнт витрати та залежні від них характеристики гідроапаратури вважається відсутнім.

Відома методика спрощення витратної характеристика золотникового гідророзподільника [17], яка дозволяє, розглядаючи золотниковий гідророзподільник як гідравлічний міст, об'єднати рівняння (3.13) – (3.15), які описують характеристики витрат через робочі вікна, одним рівнянням, яке представляє сумарний потік через діагональ гідравлічного моста. В цьому випадку рівняння витрат рідини в діагоналі гідравлічного моста має вигляд

$$q = Q_{\text{поршня}} + Q_n + Q_{\text{деф}}, \quad (3.47)$$

де q – витрата рідини на виході слідкуючого золотника у діагоналі гідравлічного моста; $Q_{\text{поршня}}$ - витрата рідини в порожнинах циліндра при переміщенні поршня; Q_n - витрата рідини на перетікання рідини між порожнинами гідроциліндра завдяки негерметичності з'єднань. $Q_{\text{деф}}$ -

узагальнена витрата рідини на компенсацію деформації порожнин гідроприводу.

Витрата рідини q на виході золотникового гідророзподільника залежить від перепаду тиску на золотникові та в порожнинах гідроциліндра.

$$q = \mu \pi d_3 h \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n - p} , \quad (3.48)$$

де μ - коефіцієнт витрат; d_3 - діаметр золотника; h - переміщення золотника з нейтрального (початкового) положення; p_n - тиск на виході насосної станції; P - перепад тиску в порожнинах гідроциліндра.

Відповідно

$$Q_{\text{деф}} = kW \frac{dp}{dt} , \quad (3.49)$$

де k - коефіцієнт сумарної податливості порожнини, заповненої робочою рідиною; W - сумарний об'єм порожнин гідроциліндра та з'єднувальних гідроліній.

Витрати рідини на перетікання між порожнинами згідно з припущеннями, наведеними вище, дорівнюють

$$Q_{\text{вит}} = \sigma_{1,2} (p_1 - p_2) = \sigma_{1,2} P . \quad (3.50)$$

Витрати рідини на рух поршня гідроциліндра визначаються

$$Q_{\text{поршня}} = F_n \cdot V_n = F_n \frac{dy_1}{dt} , \quad (3.51)$$

де F_n - площа поршня; V_n - швидкість поршня; y_1 - переміщення штока гідроциліндра.

Після підстановки виразів (3.48)-(3.51) в рівняння (3.47) воно набуває вигляду

$$\mu \pi d_3 h \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n} \sqrt{p_n - p} = F_n \frac{dy_1}{dt} + \sigma_{1,2} P + kW \frac{dp}{dt} . \quad (3.52)$$

Рівняння моментів сил враховано в вигляді (3.31) з врахуванням припущень відповідно деяких складових, а також з врахуванням розгляду гідросистеми як гідравлічного моста.

Тоді момент M_y , який розвиває гідроциліндр відповідно до сили, що діє на штоці, визначається формулою

$$M_y = F_y \cdot p \cdot l_1, \quad (3.53)$$

де l_1 - відстань від вісі повороту рами до вісі гідроциліндра. (рис. 3.3)

Інші складові рівняння (3.31) моментів сил враховані у вигляді, який наведений вище. Відмінністю лише являється врахування моменту сил технологічного навантаження, яке в силу незначної величини вертикальної складової вважається практично постійним.

Тоді рівняння (3.45) набуває вигляду

$$F_n p l_1 = m \frac{d^2 y}{dt^2} l_2 + \beta \frac{dy}{dt} + G l_2 - P_{\text{мехн}} \cdot l_3. \quad (3.54)$$

Рівняння зворотного зв'язку, як і в попередньому випадку зв'язано із порівнянням переміщень слідкуючого золотника та його корпусу і враховується у формі (3.46).

Особливістю даної моделі є її суттєва нелінійність, пов'язана з нелінійністю характеристик елементів гідросистеми, в першу чергу гідравлічних. Нелінійний характер моделі значно ускладнює її дослідження, так як універсальних точних аналітичних методів розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь в даний час не існує [18], тому при оцінці можливостей такої системи широко використовуються лінійні моделі, які являються похідними від нелінійних, отриманими шляхом їхньої лінійаризації. Одним з поширених методів лінійаризації являється розкладання нелінійних функцій в ряд Тейлора поблизу усталеного значення змінних з послідуочим відкиданням членів розкладання вищих порядків [18]. З цією метою переходимо до розгляду змінних в прирощеннях, після чого вони набувають вигляду

$$\begin{aligned}
 p &= p_0 + \Delta p; \\
 x &= x_0 + \Delta x; \\
 y &= y_0 + \Delta y; \\
 y_1 &= y_{10} + \Delta y; \\
 h &= h_0 + \Delta h; \\
 P_{\text{мехн}} &= P_{\text{мехн}_0} + \Delta P_{\text{мехн}}.
 \end{aligned}
 \tag{3.55}$$

Суттєво нелінійною являється залежність (3.48) витрат рідини через робочі вікна золотника від перепаду тиску та переміщення золотника. З врахуванням (3.55) ця залежність набуває вигляду:

$$q = \mu \pi d_3 (h_0 + \Delta h) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_0 - \Delta p}.
 \tag{3.56}$$

Залежність (3.56) фактично є сукупністю двох нелінійностей – квадратичної залежності витрат рідини через робоче вікно від перепаду тиску та добутку цієї залежності та відкриття робочого вікна h . Тому лінеаризація відбувається поетапно. Спочатку лінеаризується квадратична залежність витрат через золотник від перепаду тиску при умові, що початкове значення перепаду тиску на гідроциліндрі p_0 відповідає усталеному значенню навантаження на ніж.

З врахуванням (3.56) підкореневий вираз може бути представлений таким чином:

$$\sqrt{p_n - p} = \sqrt{p_n - p_0 - \Delta p} = \sqrt{p_n - p_0} \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_n - p_0}}.
 \tag{3.57}$$

Розкладаючи вираз (3.57) в ряд Тейлора та обмежуючись тільки членами розкладання першого порядку, визначеними при $\Delta p = 0$, отримуємо:

$$\sqrt{p_n - p} = \sqrt{p_n - p_0} \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{2(p_n - p_0)} \right).
 \tag{3.58}$$

Лінеаризована квадратична залежність витрат через вікно золотника від перепаду тиску ($p_n - p_0$) у вигляді (3.58) підставляється у формулу (3.56), яка після розкриття дужок набуває виду:

$$q = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_0} \left(h_0 + \Delta h - h_0 \frac{\Delta p}{2 \cdot (p_n - p_0)} - \frac{\Delta p \cdot \Delta h}{2 \cdot (p_n - p_0)} \right). \quad (3.59)$$

Вираз в дужках у формулі (2-59) спрощується шляхом відкидання члена $\frac{\Delta p \cdot \Delta h}{2 \cdot (p_n - p_0)}$, який є добутком прирощень малих за умовою і, таким чином, являється малою величиною більш високого порядку.

Тоді лінеаризована залежність витрат рідини на виході золотникового розподільника буде мати вигляд:

$$q = A_1 \cdot \left(h_0 + \Delta h - h_0 \frac{\Delta p}{2(p_n - p_0)} \right), \quad (3.60)$$

$$\text{де } A_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_0}.$$

Після підстановки в рівняння (3.52), (3.54), (3.46) та рівняння (3.30), яке враховує кінематичні співвідношення між переміщеннями штока гідроциліндра та корпусу гичкорізального апарату, змінних, представлених в прирощеннях, лінеаризованої залежності (3.60), система диференціальних рівнянь, які описують процеси руху досліджуваної системи, набуває вигляду:

$$A_1 \cdot \left(h_0 + \Delta h - h_0 \frac{\Delta p}{2(p_n - p_0)} \right) = F_n \frac{d\Delta y_1}{dt} + \sigma_{1,2} (p_0 + \Delta p) + kW \frac{d\Delta p}{dt}; \quad (3.61)$$

$$F_n (p_0 + \Delta p) l_1 = m \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} l_2 - (P_{\text{мехн}} + \Delta P_{\text{мехн}}) l_3 + \beta \frac{d\Delta y}{dt}; \quad (3.62)$$

$$h_0 + \Delta h = i_1 (x_0 + \Delta x) - i_2 (y_0 + \Delta y); \quad (3.63)$$

$$(y_0 + \Delta y) = (y_{10} + \Delta y_1) \cdot 2 \cdot b_0 \frac{\cos \alpha}{c} + (y_{10} + \Delta y_1)^2 \frac{\cos \alpha}{c}. \quad (3.64)$$

Відкриваючи дужки, отримуємо:

$$A_1 \cdot h_0 + A_1 \cdot \Delta h - A_1 \cdot h_0 \frac{\Delta p}{2(p_n - p_0)} = F_n \frac{d\Delta y_1}{dt} + \sigma_{1,2} p_0 + \sigma_{1,2} \Delta p + kW \frac{d\Delta p}{dt}; \quad (3.65)$$

$$F_n p_0 l_1 + F_n \Delta p l_1 = m \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} l_2 - P_{\text{мехн}} l_3 - \Delta P_{\text{мехн}} l_3 + \beta \frac{d\Delta y}{dt} + G \cdot l_2; \quad (3.66)$$

$$h_0 + \Delta h = i_1 x_0 + i_1 \Delta x - i_2 y_0 - i_2 \Delta y; \quad (3.67)$$

$$y_0 + \Delta y = y_{10} \cdot 2 \cdot b_0 \frac{\cos \alpha}{c} + \Delta y_1 \cdot 2 \cdot b_0 \cdot \frac{\cos \alpha}{c} + y_{10}^2 \frac{\cos \alpha}{c} + 2y_{10} \Delta y_1 \frac{\cos \alpha}{c} + \Delta y_1^2 \frac{\cos \alpha}{c} \quad (3.68)$$

Якщо припущення змінних дорівнюють нулю, тобто $\Delta p = \Delta x = \Delta y = \Delta h = \Delta y_1 = \Delta P_{\text{мехн}} = 0$, то це означає, що система працює в усталеному режимі і рівняння (3.65) - (3.68) перетворюються до виду:

$$A_1 h_0 = \tau_{1,2} p_0; \quad (3.69)$$

$$F_n \cdot p_0 \cdot l_1 = -P_{\text{мехн}_0} \cdot l_3 + G \cdot l_2; \quad (3.70)$$

$$h_0 = i_1 \cdot x_0 - i_2 y_0; \quad (3.71)$$

$$y_0 = y_{10} \cdot 2 \cdot b_0 \frac{\cos \alpha}{c} + y_{10}^2 \cdot \frac{\cos \alpha}{c}. \quad (3.72)$$

Справедливість виразів (3.69) - (3.72) дозволяє скоротити відповідні члени в рівняннях (3.65) - (3.68) і отримати систему рівнянь, які описують поведінку даної системи у збуреному неусталеному режимі роботи, характерному для динамічного стану системи.

$$-A_1 h_0 \frac{\Delta p}{2(p_n - p_0)} + A_1 \cdot \Delta h = F_n \cdot \frac{d\Delta y_1}{dt} + \sigma_{1,2} \Delta p + kW \cdot \frac{d\Delta p}{dt}; \quad (3.73)$$

$$F_n \cdot \Delta p \cdot l_1 = m \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} \cdot l_2 - \Delta P_{\text{мехн}} \cdot l_3 + \beta \frac{d\Delta y}{dt}; \quad (3.74)$$

$$\Delta h = i_1 \Delta x - i_2 \Delta y; \quad (3.75)$$

$$\Delta y = \Delta y_1 \cdot 2 \cdot b_0 \cdot \frac{\cos \alpha}{c} + \Delta y_1 \cdot 2 \cdot y_{10} \frac{\cos \alpha}{c}. \quad (3.76)$$

Рівняння (3.76) має також лінійзовану форму, що досягнуто при врахуванні $\Delta y_1^2 = 0$, як малої вищого порядку.

Рівняння (3.73) - (3.76) описують рух системи, який відрізняється від усталеного, так як враховують тільки припущення змінних величин, якими визначається стан даної системи.

Система рівнянь (3.73) - (3.76) представляє собою систему лінійних диференціальних рівнянь, подальше дослідження якої найбільш доцільно

виконувати в операторній формі шляхом використання перетворень по Лапласу [18], завдяки яким дані диференціальні рівняння перетворюються на алгебраїчні, що значно спрощує їхні подальші перетворення. При цьому рівняння (3.73) - (3.76) в операторній формі набувають вигляду:

$$-A_1 \cdot h_0 \cdot \frac{1}{2(p_n - p_0)} \cdot \Delta p(S) + A_1 \cdot \Delta h(S) = F_n S \Delta y_1(S) + \sigma_{1.2} \Delta p(S) + kWS \Delta p(S); \quad (3.77)$$

$$F_n \cdot l_1 \cdot \Delta p(S) = m \cdot l_2 \cdot S^2 \cdot \Delta y(S) - l_3 \cdot \Delta P_{\text{мехн}}(S) + \beta \cdot S \cdot \Delta y(S); \quad (3.78)$$

$$\Delta h(S) = i_1 \Delta x(S) - i_2 \Delta y(S); \quad (3.79)$$

$$\Delta y(S) = 2 \cdot b_0 \cdot \frac{\cos \alpha}{c} \cdot \Delta y_1(S) + 2 \cdot y_{10} \cdot \frac{\cos \alpha}{c} \cdot \Delta y_1(S), \quad (3.80)$$

де $S = j\omega$ - комплексна змінна; j - уявна одиниця; ω - частота.

Після винесення за дужки загальних множників та групування складових у порядку прийнятої черговості змінних $\Delta h(S), \Delta p(S), \Delta y_1(S), \Delta y(S)$ у лівій частині та винесення членів, до яких входить незалежні змінні $\Delta x(S)$ як керуючий сигнал та $\Delta P_{\text{мехн}}(S)$ у праву частину, рівняння (3.49) - (3.52) набувають вигляду:

$$A_1 \Delta h(S) - \Delta p(S) \cdot \left(A_1 \cdot h_0 \frac{1}{2(p_n - p_0)} + \sigma_{1.2} + kWS \right) - \Delta y_1(S) \cdot F_n \cdot S = 0; \quad (3.81)$$

$$\Delta p(S) \cdot F_n \cdot l_1 - \Delta y(S) \cdot (ml_2 S^2 + \beta S) = -\Delta P_{\text{мехн}}(S) \cdot l_3; \quad (3.82)$$

$$\Delta h(S) + \Delta y(S) \cdot i_2 = \Delta x(S) \cdot i_1; \quad (3.83)$$

$$\Delta y_1(S) \cdot (2b_0 + 2y_{10}) \frac{\cos \alpha}{c} - \Delta y(S) = 0. \quad (3.84)$$

При обґрунтуванні припущень було зазначено, що технологічне навантаження на різальний ніж та, відповідно, його корпус при розгляді руху останнього може не враховуватись, тому що практично горизонтальний напрямок дії цієї сили веде до того, що складова цієї сили, яка співпадає за напрямком із переміщенням корпусу ножа, має незначну величину.

Подальші перетворення системи диференціальних рівнянь мають за мету шляхом виключення проміжних змінних та зведення рівнянь до одного,

отримання загального рівняння системи, яке зв'язує два основних параметри: вхідний сигнал x та вихідний y , або в даному випадку їхні прирощення. Найбільш доцільним є використання правила Крамера для перетворень системи алгебраїчних рівнянь з метою їхнього подальшого аналізу. Так як для диференціальних рівнянь, записаних в операторній формі, справедливо використання методів дослідження системи алгебраїчних рівнянь, скористаємося даним прийомом. З цією метою складемо основний визначник системи, який буде мати вигляд:

$$\delta(S) = \begin{vmatrix} A_1 & -\left(kWS + \sigma_{1.2} + h_0 \frac{A_1}{2(p_n - p_0)}\right) & -F_n S & 0 \\ 0 & F_n l_1 & 0 & -(ml_2 S^2 + \beta S) \\ 1 & 0 & 0 & i_2 \\ 0 & 0 & 2(b_0 + y_{10}) \frac{\cos \alpha}{c} & -1 \end{vmatrix}; \quad (3.85)$$

Після розкриття визначника (3.85) отримуємо вираз

$$\delta(S) = a_0 S^3 + a_1 S^2 + a_2 S + a_3, \quad (3.86)$$

де

$$a_0 = k \cdot W \cdot m \cdot l_2 \cdot B;$$

$$a_1 = k \cdot W \cdot \beta \cdot B + \sigma_{1.2} \cdot m \cdot B \cdot l_2 + A_1 \cdot h_0 \frac{1}{2(p_n - p_0)} m \cdot B \cdot l_2;$$

$$a_2 = \sigma_{1.2} \cdot \beta \cdot B + A_1 \cdot h_0 \cdot \frac{1}{2(p_n - p_0)} \cdot \beta \cdot B + F_n^2 \cdot l_1;$$

$$a_3 = A_1 \cdot i_2 \cdot B \cdot F_n \cdot l_1;$$

$$B = 2(b_0 + y_{10}) \frac{\cos \alpha}{c}.$$

Для отримання загального рівняння системи необхідно знайти також допоміжний визначник:

$$\delta_x(S) = \begin{vmatrix} A & -\left(kWS - \tau_{1.2} + h_0 \frac{A}{2(p_n - p_0)}\right) & -F_n S & 0 \\ 0 & F_n l_1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & i_1 \\ 0 & 0 & B & 0 \end{vmatrix} \quad (3.87)$$

Після розкриття визначника (2.87) отримуємо

$$\begin{aligned}\delta_x(S) &= U_0; \\ U_0 &= i_1 \cdot A_1 \cdot F_n \cdot l_1 \cdot B\end{aligned}\tag{3.88}$$

Загальне рівняння системи може бути отримано як

$$\delta(S) \cdot \Delta y(S) = \delta_x(S) \cdot \Delta x(S).\tag{3.89}$$

З врахуванням (2.86) та (2.88) рівняння (2.89) набуває вигляду:

$$(a_0 S^3 + a_1 S^2 + a_2 S + a_3) \cdot \Delta y(S) = U_0 \cdot \Delta x(S).\tag{3.90}$$

Рівняння (3.90) в першому наближенні описує поведінку в динамічному стані системи, до складу якої входять гичкозрізувальний апарат, що знаходиться під дією технологічного навантаження, а також гідравлічний слідкуючий привід переміщення гичкорізального апарату. Функціональна залежність, яка може бути визначена в результаті розв'язання даної математичної моделі, між вхідним сигналом, який задає переміщення щупа, та переміщенням різального ножа гичкорізального апарату, яке є вихідним сигналом даної системи, дозволяє проаналізувати поведінку гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини в статичних та динамічних режимах, наближених до реальних, для прогнозування перспектив використання подібного приводу в складі гичкозбиральної машини.

Таким чином, аналіз характеристик гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату передбачає аналіз лінійної математичної моделі, яка представлена лінійним диференціальним рівнянням третього порядку (3.90). Методи дослідження динамічних систем детально розроблені [38], що дозволяє з високою точністю оцінити поведінку лінійних систем, а також систем, які в заданому діапазоні робочих режимів поведуть себе як лінійні. Але визначенню динамічних характеристик має передувати дослідження стійкості системи при заданих значеннях її параметрів. Система, для якої не забезпечується стан стійкої рівноваги, не може розглядатися як

працездатна, тому в такому випадку аналіз динамічних характеристик і розробка заходів по забезпеченню заданої їх якості втрачають значення.

На відзнаку від систем другого порядку, які описуються диференціальними рівняннями другого порядку, для систем третього порядку, до яких відноситься гідравлічний слідкуючий привід переміщення гичкорізального апарату, існує можливість виникнення стану нестійкості [38], при якому втрачається керованість приводу гичкорізального апарату. Саме з метою виявлення умов виникнення нестійких режимів роботи даного слідкуючого гідроприводу нами проведено дослідження впливу його параметрів на стійкість роботи.

Аналіз стійкості систем керування ґрунтується на визначенні коренів характеристичного рівняння [38], які в випадку стійкої роботи системи мають від'ємну дійсну частину. Формально характеристичне рівняння системи, яка розглядається, може бути отримане шляхом прирівнюванню нулю многочленна, який записаний у дужках в лівій частині рівняння (3.90).

На основі даного рівняння отримуємо характеристичне рівняння системи у вигляді

$$a_0 S^3 + a_1 S^2 + a_2 S + a_3 = 0 \quad (3.91)$$

Аналіз рівняння (3.91) з метою виявлення умов нестійкої роботи слідкуючого гідроприводу переміщення ріжучого ножа спрощується при використанні критеріїв стійкості [38]. В даному випадку доцільно використовувати алгебраїчний критерій стійкості Гурвіца, згідно якому система стійка, якщо всі коефіцієнти характеристичного рівняння мають додатне значення (однаковий знак) і при цьому виконується умова

$$a_1 \cdot a_2 < a_0 \cdot a_3 \quad (3.92)$$

Аналіз формул (2.86) свідчить, що при даних залежностях для визначення коефіцієнтів a_0 , a_1 , a_2 , a_3 необхідна умова додатності їхніх значень виконується автоматично. Таким чином, задача дослідження умов стійкості роботи гідравлічного слідкуючого приводу переміщення

гичкорізального апарату може бути зведена до визначення умов, при яких виконується умова (3.91). Розв'язання даної задачі виконувалося чисельними методами.

По результатах розрахунків побудовані області стійкої роботи слідкуючого гідроприводу переміщення гичкорізального апарату, визначені в площі параметрів об'єм порожнин гідроприводу “ W - маса рухомих частин m ”. Дані області показані на рис.3.7.

При розрахунку областей стійкості вихідні значення параметрів гідравлічного слідкуючого приводу були такими:

$$m = 45 \text{ кг} ; \rho = 800 \text{ кг/м}^3 ; p_n = 12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 ; p_0 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 ; b_0 = 0,2 \text{ м} ; c = 0,185 \text{ м} ; l_1 = 0,14 \text{ м} ; l_2 = 0,45 \text{ м} ; \beta = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Нс} ; \sigma_{1,2} = 20 \text{ м}^5/\text{Нс} ; F_n = 0,0008 \text{ м}^2 ; i_1 = i_2 = 0,5 ; k = 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н} ; \mu = 0,65 ; d_s = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м} ; \alpha = 20.$$

Для побудови областей стійкості вибрано такі параметри, як об'єм W порожнин, який включає об'єм гідроліній, що з'єднують слідкуючий гідророзподільник з гідроциліндром, а також об'єм відповідних порожнин, поршньової або штокової, гідроциліндра, та маси m рухомих частин гичкорізального апарату. Дані параметри, як показало дослідження впливу параметрів гідравлічного слідкуючого приводу та гичкорізального апарату на стан стійкої роботи даної системи, в найбільшій степені визначають відповідність стану системи стану стійкої рівноваги.

На рис. 3.5. показані криві, які визначають критичні значення W та m , що відповідають межі стійкості системи “гідравлічний слідкуючий привід - гичкорізальний апарат”. Якщо значення об'єму порожнин W та маси гичкорізального апарату більші за граничні, то при роботі даної системи виникають коливальні процеси з амплітудою, яка постійно збільшується і процес роботи такої системи стає некерованим.

Навпаки при зменшенні значень W та m до значень, менших за граничний, (рис. 3.5б) система знаходиться в стані стійкої рівноваги, в результаті чого при кожному збуренні, наприклад, при дії керуючого сигналу

від копіра привід відпрацьовує задане переміщення, а виникаючі при цьому коливання згасають.

Таким чином, перед проектувальниками даних приводів постає задача вибору значень W та m такими, щоб забезпечити стійку роботу приводу переміщення гичкорізального апарату у всьому діапазоні швидкостей руху гичкозбиральної машини і, відповідно, переміщення копіра. Згідно показаним на рис 3.5. кривим при збільшенні об'єму порожнин припустиме значення маси m , при якому привід буде працювати стійко, значно зменшується. Так при $W = 2000 \text{ см}^3$ критичне значення маси m не повинно перевищувати 10 кг (крива 1, рис 4.5.а), що є неприйнятною вимогою до гичкозбиральної машини. З іншого боку при зменшенні об'єму порожнин W гідроприводу до значення $W = 1200 \text{ см}^3$ згідно кривої 1 критичне значення маси m буде більшим за 50 кг , що більше маси існуючих гичкорізальних апаратів, для яких $m = 45 \text{ кг}$. Але при цьому значення параметрів W та m знаходяться достатньо близько від межі стійкості, що негативно впливає на плавність процесу керування – значно зростає його коливальність, яка буде негативно відобразитися на якості видалення гички. Дана обставина вимагає подальшого зменшення об'єму порожнин гідроприводу, що може бути неможливим з точки зору конструктивних обмежень. Тому виникає необхідність подальшого аналізу впливу на стійкість гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату також інших параметрів системи, яка розглядається.

Межа стійкості, яка розділяє площину параметрів на області стійкості та нестійкості слідкуючого гідроприводу, показана далі на рисунках суцільною лінією із штриховкою. Штриховка при цьому обернена у бік області стійкості.

На рис.3.5 а показані області стійкості, визначені при різних значеннях діаметра золотника. Крива 1 розрахована для золотника, діаметр якого дорівнює $d_3 = 20 \text{ мм}$. Відповідно криві 2 і 3 отримані при наступних значеннях d_3 : 2 - $d_3 = 15 \text{ мм}$; 3 - $d_3 = 10 \text{ мм}$. Інші параметри гідросистеми

відповідали вихідним значенням для даної системи. Для всіх діаметрів золотника при збільшенні об'єму W порожнин гідросистеми область стійкості звужується, що вимагає зменшувати масу m рухомих частин для забезпечення стійкості та працездатності слідкуючого гідроприводу. Зменшення діаметру золотника d_3 при цьому помітно розширює область стійкості, полегшуючи задачу розробників подібного слідкуючого гідроприводу при виборі габаритів гідроапаратури та її маси.

Критичним значенням об'єму W порожнин гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату при $d_3 = 20$ мм являється приблизно 1000 см³. Це більше за можливий об'єм порожнин реального гідравлічного слідкуючого приводу, але не є реально неможливим. Слід зазначити, що при масі різального апарату $m = 45$ кг, система практично знаходиться на межі стійкості.

Відомо, що при наближенні стану системи до границі стійкості її робота характеризується значною коливальністю, причому згасання цих коливань відбувається достатньо довго [38], що може не задовольняти технічним вимогам до приводу переміщення гичкорізального апарату.

Таким чином, доцільно створювати необхідний запас стійкості і в цьому плані найбільш доцільним є використання золотникового розподільника, діаметр золотника якого становить 10 мм.

Виготовлення золотникової пари з такими геометричними параметрами створює певні технологічні ускладнення. Але вирішення цієї задачі може бути досягнуто шляхом виготовлення золотника збільшеного діаметра з обробкою відповідних лисок, кромки яких і будуть використовуватись в якості робочих. В даному випадку довжина робочої кромки, яка визначає площу відкриття робочого вікна золотника, буде такою ж, як і у випадку використання золотника зменшеного діаметра.

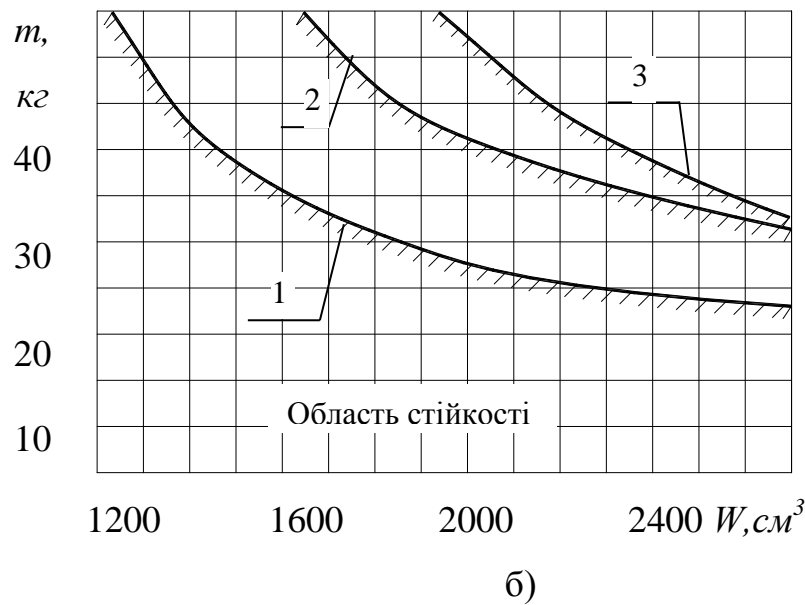
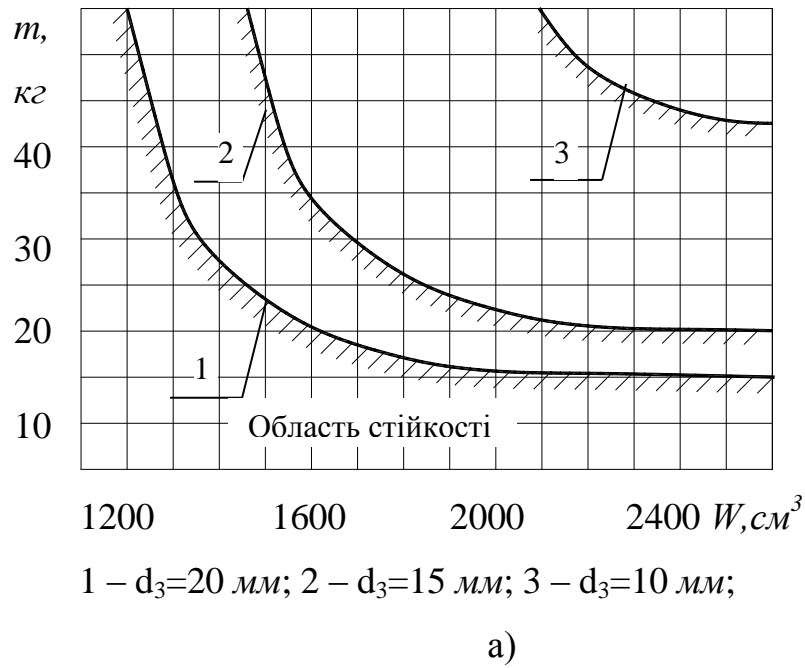


Рисунок 3.5 - Области стійкості гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату розраховані при різних значеннях діаметра золотника d_3 та коефіцієнту перетікання рідини σ :

а) 1 – $d_3=20$ мм; 2 – $d_3=15$ мм; 3 – $d_3=10$ мм;

б) 1 – $\sigma=16$ $m^5/H \cdot c$; 2 – $\sigma=18,5$ $m^5/H \cdot c$; 3 – $\sigma=20$ $m^5/H \cdot c$;

Одним із шляхів підвищення стійкості даного слідкуючого гідроприводу є зміна показників об'ємних втрат при його роботі. Для оцінки впливу даного фактору розраховані області стійкості при різних значеннях коефіцієнту перетікання рідини між порожнинами гідроциліндру внаслідок або зменшення герметичності, або шляхом використання спеціальних заходів. На рис.3.5б показані межі областей стійкості слідкуючого гідроприводу, розраховані при таких значеннях коефіцієнту перетікання $\sigma_{1,2}$: крива 1 - $\sigma_{1,2} = 16 \text{ м}^5/\text{Нс}$; крива 2 - $\sigma_{1,2} = 18,5 \text{ м}^5/\text{Нс}$; крива 3 - $\sigma_{1,2} = 20 \text{ м}^5/\text{Нс}$.

Очевидним є факт помітного розширення області стійкості слідкуючого гідроприводу переміщення різального ножа при збільшенні перетікання рідини між порожнинами гідроциліндру, забезпечуючи стійку роботу гідросистеми в широкому діапазоні зміни вказаних параметрів. Але такий шлях вирішення задачі підвищення стійкості гідроприводу переміщення різального апарату призводить до збільшення об'ємних втрат, що може негативно позначитися на швидкісних характеристиках гідроприводу та привести до порушення температурного режиму роботи слідкуючого гідроприводу внаслідок підвищення температури робочої рідини, що є небажаним для гідросистем мобільних машин.

Дослідження стійкості гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату машини БМ-6АГ дозволили проаналізувати вплив конструктивних параметрів машини та гідросистеми на забезпечення умов стійкості роботи.

В значній степені стійкість системи “гідравлічний слідкуючий привід переміщення гичкозрізувального апарату” залежить від маси рухомих частин гичкорізального апарату та об'єму порожнин гідравлічного приводу заповнених робочою рідиною. Зменшення маси рухомих частин гичкорізального апарату та об'єму порожнин гідравлічного приводу дозволяє значно підвищити запас стійкості системи. Але при цьому виникають обмеження конструктивного характеру, які не дозволяють значно зменшити.

Тому в цьому випадку необхідно використовувати інші заходи по вибору параметрів гідроприводу, які дозволяють забезпечити стійку роботу гідравлічного приводу в усіх технологічних режимах.

Найбільш ефективно вирішити задачу розширення області стійкості, що позитивно впливає на працездатність машини та якість робочих процесів, можливо шляхом зміни (зменшення) довжини робочої кромки слідкуючого золотника (зменшенням діаметру або виконанням відповідних лисок). Використання для цієї мети інших параметрів (коефіцієнта перетікання рідини) може привести до ситуацій, коли обмеження силового, економічного характеру, виникнення неприпустимого температурного режиму не дозволять досягти відповідного позитивного ефекту по підвищенню стійкості слідкуючого гідроприводу переміщення гичкорізального апарату.

3.4. Аналіз частотних характеристик гідравлічного слідкуючого приводу гичкозрізального апарата.

Вище зазначалося, що специфіка умов роботи гичкорізального апарату передбачає його регулярне переміщення в вертикальному напрямку відповідно до зміни профілю поверхні, по якій переміщається щуп. Для забезпечення якісного виконання свого службового призначення привід гичкорізального апарату має відтворити його переміщення з максимальним наближенням до зміни керуючої дії, що забезпечить якісне відділення гички від голівок коренеплодів при мінімальному травмуванні їх. При складанні математичної моделі обґрунтовувалось припущення про періодичний характер переміщення гичкорізального апарату, причому в першому наближенні можна вважати, що це переміщення відбувається за гармонічним законом з постійними частотою та амплітудою. Дана умова виконується достатньо коректно при дотриманні передбачених агротехнічних заходів. Також приймаємо до уваги, що механічні системи звичайно мають

властивості фільтра високих частот, тому вони відтворюють коливання з частотою, яка дорівнює частоті керуючої дії - зміни висоти голівок коренеплодів над поверхнею землі.

Вище зазначене являється основою для аналізу якості роботи даного слідкуючого гідроприводу в динамічних режимах шляхом визначення частотних характеристик. Частотні характеристики, як відомо [38], визначають амплітуду і фазу вимушеного руху системи в залежності від частоти вхідного сигналу. В даному випадку частота вхідного сигналу визначається швидкістю руху машини та відстанню між коренеплодами. Згідно вимог до продуктивності виконання даної операції з використанням машини типу БМ - 6АГ робоча швидкість її має бути в межах 1,2...2,5 м/с. При відстані між головками коренеплодів відповідно до агротехнологічних вимог 150...250 мм частота вхідного сигналу, який виникає внаслідок ковзання щупа по головкам, буде становити 5...15 Гц. Запропонований слідкуючий гідропривід гичкорізального апарату має забезпечити якісне видалення гички на зазначених режимах.

Таким чином, дослідження частотних характеристик даного слідкуючого гідроприводу мають з'ясувати оптимальні конструктивні параметри, які забезпечують таку траєкторію переміщення ріжучої кромки ножа, при якій відбувається повне зрізання гички без травмування самого коренеплоду.

Для розрахунку частотних характеристик слідкуючого гідроприводу переміщення гичкорізального апарату скористаємося загальним рівнянням (3.90) даної системи, отриманим раніше. На його основі отримуємо вираз для визначення передаточної функції даної системи [38].

$$W(s) = \frac{U_0}{a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (3.93)$$

Підстановкою $S = j\omega$, де j - уявна одиниця, ω - частота, передаточна функція перетворюється на комплексний коефіцієнт передачі

$$W(j\omega) = \frac{U_0((a_3 - a_1\omega^2) - j\omega(a_2 - a_0\omega^2))}{(a_3 - a_1\omega^2)^2 + \omega^2(a_2 - a_0\omega^2)^2} . \quad (3.94)$$

Комплексний коефіцієнт передачі $W(j\omega)$ представляє собою комплексний вираз, який включає дійсну та уявну частини. В загальному випадку його можна представити рівністю:

$$W(j\omega) = P(\omega) + jQ(\omega), \quad (3.95)$$

де $P(\omega)$ та $Q(\omega)$ відповідно коефіцієнти при дійсній та уявній частинах комплексного виразу. В даному випадку

$$P(\omega) = \frac{U_0(a_3 - a_1\omega^2)}{(a_3 - a_1\omega^2)^2 + \omega^2(a_2 - a_0\omega^2)^2} ; \quad (3.96)$$

$$Q(\omega) = -\frac{U_0\omega(a_2 - a_0\omega^2)}{(a_3 - a_1\omega^2)^2 + \omega^2(a_2 - a_0\omega^2)^2} . \quad (3.97)$$

Величини $P(\omega)$ та $Q(\omega)$ дозволяють визначити амплітуду та фазу вимушених коливань вихідної ланки системи, - в даному випадку переміщення гичкорізального апарату [38]. Для даної системи, яка описується диференціальним рівнянням третього порядку, вони можуть бути визначені за формулами:

- амплітуда переміщення за гармонічним законом гичкорізального апарату:

$$A(\omega) = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)} ; \quad (3.98)$$

- зсув по фазі між переміщенням щупа в вертикальному напрямку та гичкорізального апарату:

$$\varphi(\omega) = \arctg \frac{Q(\omega)}{P(\omega)} . \quad (3.99)$$

Розрахунок частотних характеристик слідкуючого гідроприводу гичкорізального апарату на основі залежності (3.98), (3.99) з врахуванням (3.96), (3.97) виконувався з використанням програмного пакета MathCad, що дозволило дослідити вплив основних параметрів системи на рівень показників якості її динамічних характеристик.

На (рис 3.6 – 3.9). показані амплітудно - та фазочастотні характеристики даного гідравлічного слідкуючого приводу при значеннях його параметрів, які були зазначені вище при аналізі стійкості системи як вихідні. Амплітудно – та фазочастотні характеристики розраховані при різних значеннях об'єму порожнини W гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату.

Розрахунок виконувався для п'яти значень об'єму порожнин, які відповідають реально можливим та знаходяться, як було показано вище, в межах областей стійкості. Показані на (рис. 4.6 – 4.8) криві відповідають таким значенням об'єму порожнини: 1 - $W = 200 \text{ см}^3$; 2 - $W = 400 \text{ см}^3$; 3 - $W = 600 \text{ см}^3$; 4 - $W = 800 \text{ см}^3$; 5 - $W = 1000 \text{ см}^3$.

При побудові графіків амплітудно-частотної $A(\omega)$ та фазо-частотної $\varphi(\omega)$ характеристик (рис 4.6 – 4.9) їх параметри визначалися в наступних розмірностях:

- Амплітуда A визначається як відношення y переміщення різального ножа гичкорізального апарату до переміщення x копіра і тому є безрозмірною ;
- Зсув по фазі $\varphi(\omega)$ вимірюється в радіанах, що є також величиною безрозмірною;
- Частота ω зміни вхідного сигналу задається в радіанах за секунду ($1/c$).

Як свідчать показані графіки, зміна об'єму порожнин гідросистем незначно змінює (зменшує при зростанні об'єму) діапазон частот вхідного сигналу, який відповідає рівномірному пропусканню частот.

Даний показник визначає швидкодію досліджуваної системи, тобто можливість відпрацьовувати швидкозмінні сигнали, що особливо важливо з точки зору можливості підвищення швидкості руху гичкозбиральної машини при зрізуванні гички. За результатами розрахунків вказаний діапазон частот

знаходиться в межах від 0 до 300...400 1/с (від 0 до 50...65 Гц), визначений при умові, що похибка по амплітуді переміщення гичкорізального апарату не буде перевищувати 25%.

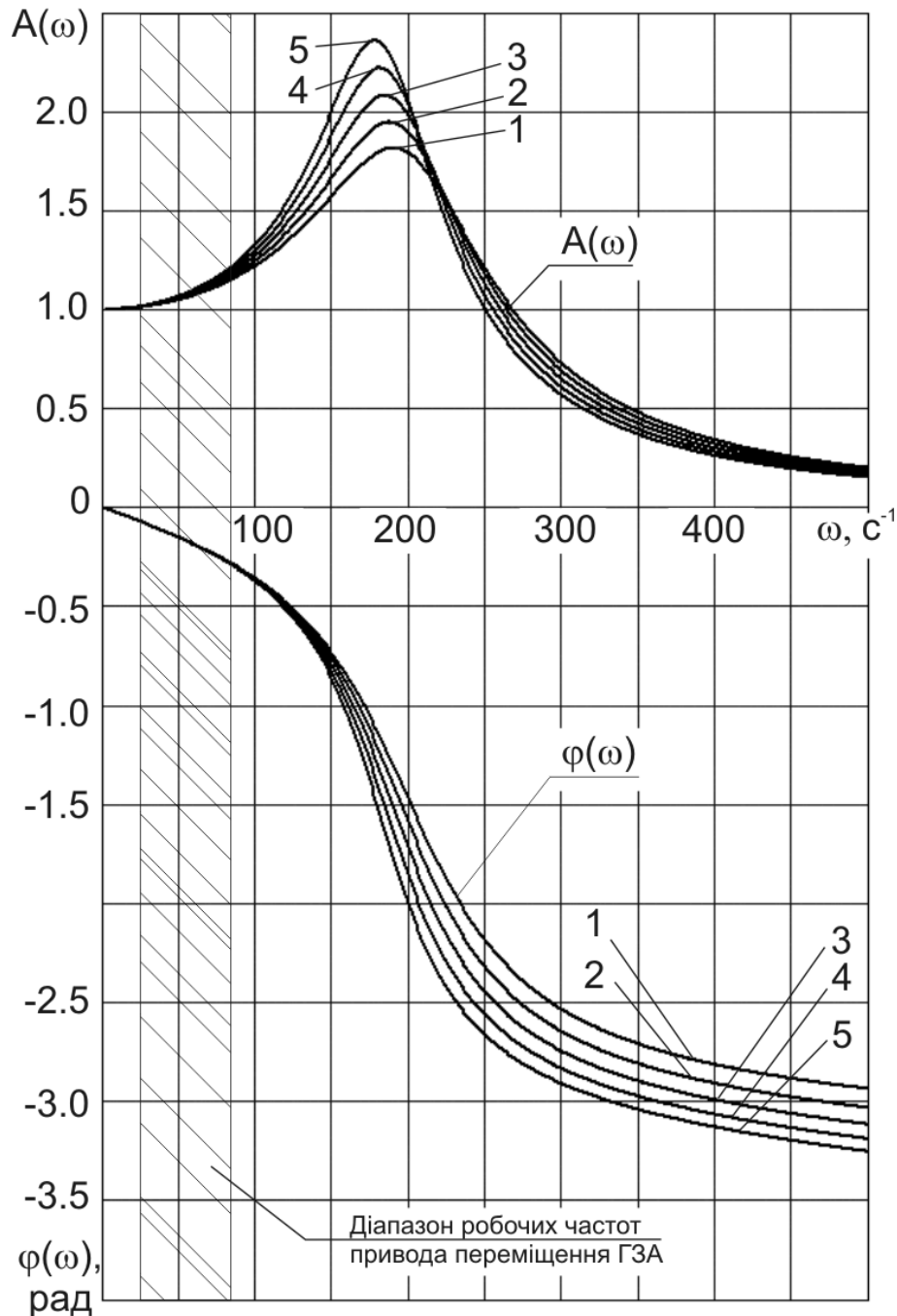


Рисунок 3.6 - Амплітудно-частотні $A(\omega)$ та фазочастотні $\varphi(\omega)$ характеристики гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату, розраховані при наступних значеннях параметрів: маса гичкорізального

апарату $m=45$ кг, діаметр золотника гідророзподільника $d_3=10$ мм. 1 – $W=200$ см³; 2 – $W=400$ см³; 3 – $W=600$ см³; 4 – $W=800$ см³; 5 – $W=1000$ см³.

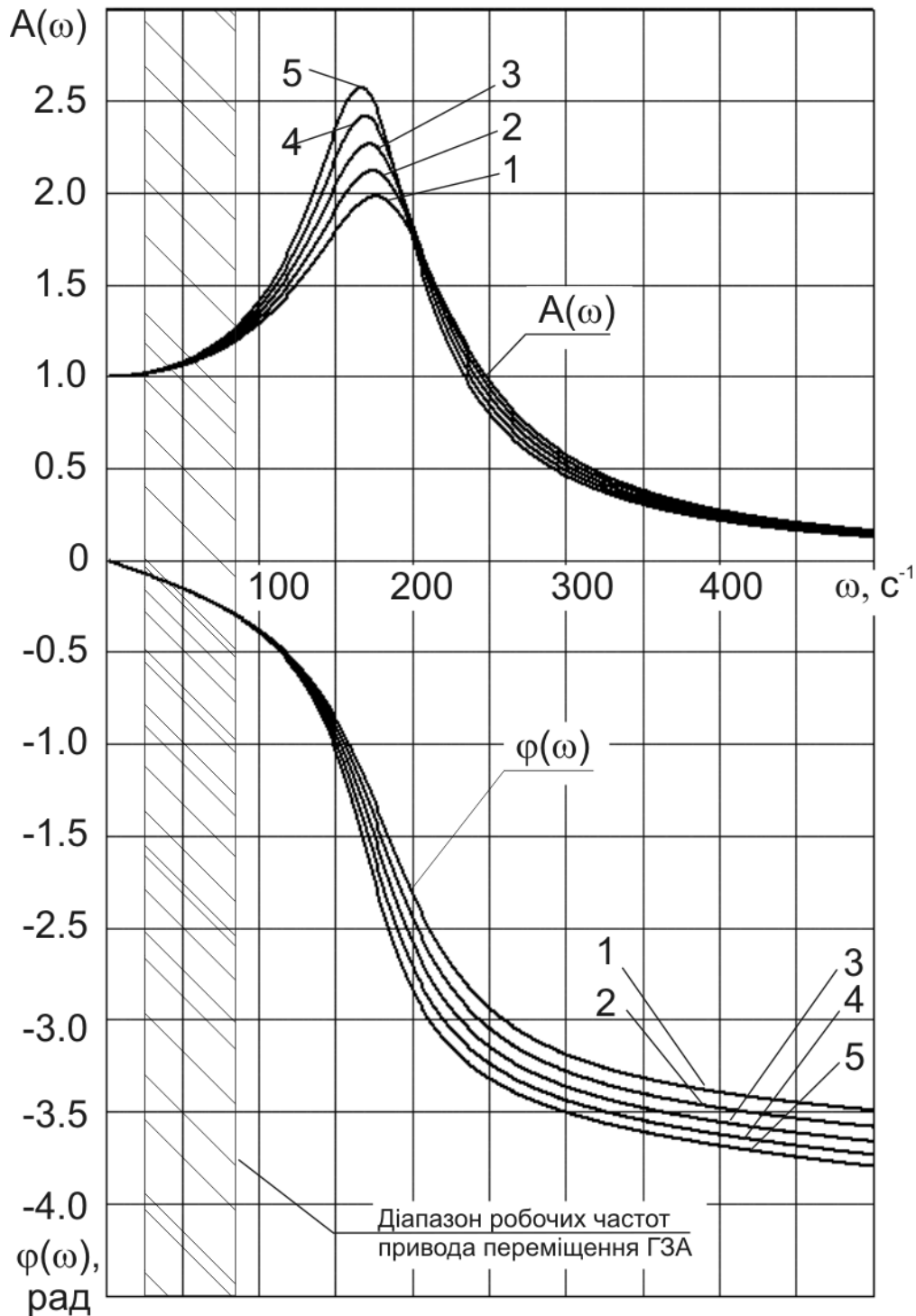


Рисунок 3.7 - Амплітудно-частотні $A(\omega)$ та фазочастотні $\varphi(\omega)$ характеристики гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату,

розраховані при наступних значеннях параметрів: маса гичкорізального апарату $m=55$ кг, діаметр золотника гідророзподільника $d_3=10$ мм.

1 – $W=200$ см³; 2 – $W=400$ см³; 3 – $W=600$ см³; 4 – $W=800$ см³; 5 – $W=1000$ см³.

Верхня межа діапазону частот таким чином значно перевищує максимальну частоту переміщень щупа копіра при швидкості руху гичкозбиральної машини 10 км/год. В той же час слід зазначити, що при збільшенні об'єму W (крива 5) помітно зростає резонансний пік, що свідчить про те, що зростає коливальність процесу переміщення гичкорізального апарату в даному випадку.

Так збільшення об'єму порожнин слідкуючого гідроприводу від $W = 200$ см³ (крива 1, (рис 3.6 – 3.9)..) до $W = 1000$ см³ (крива 5) практично вдвічі збільшує висоту резонансного піка, що відповідним чином збільшує амплітуду коливань переміщення гичкорізального апарату в процесі копіювання голівок коренеплодів. Аналогічно впливає об'єм порожнин на висоту резонансного піку і для інших комбінацій параметрів слідкуючого гідроприводу (рис 3.6 – 3.9.).

На рис 3.6 виділено реальний діапазон частот періодичних рухів гідравлічного слідкуючого приводу та гичкорізального апарату в межах від 5 до 15 Гц, що відповідає можливому руху гичкозбиральної машини із швидкістю 1,2 – 2,5 м/с. при цьому розрахункова похибка по амплітуді переміщення гичкорізального апарату знаходиться в межах $\delta_A=3,5 - 17\%$, величина зсуву по фазі $\Delta\gamma$ між вхідним та вихідним сигналами становить $\Delta\gamma = 0,14 - 0,314$ рад (8...17°).

Аналізуючи фазочастотні характеристики $\varphi(\omega)$ гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату в залежності від об'єму порожнин, зазначимо, що в найбільшій степені вплив даного параметру помітний при значних частотах вхідного сигналу, які знаходяться за межами полоси пропускання частот і, відповідно, за межами можливих робочих частот слідкуючого гідроприводу.

На рис. 3.7 показані частотні характеристики даного слідкуючого гідроприводу, розраховані при збільшенні у порівнянні з попереднім випадком маси гичкорізального апарату до величини $m = 55$ кг. Діаметр золотника залишався рівним $d_3 = 10$ мм. Інші параметри також залишилися незмінними.

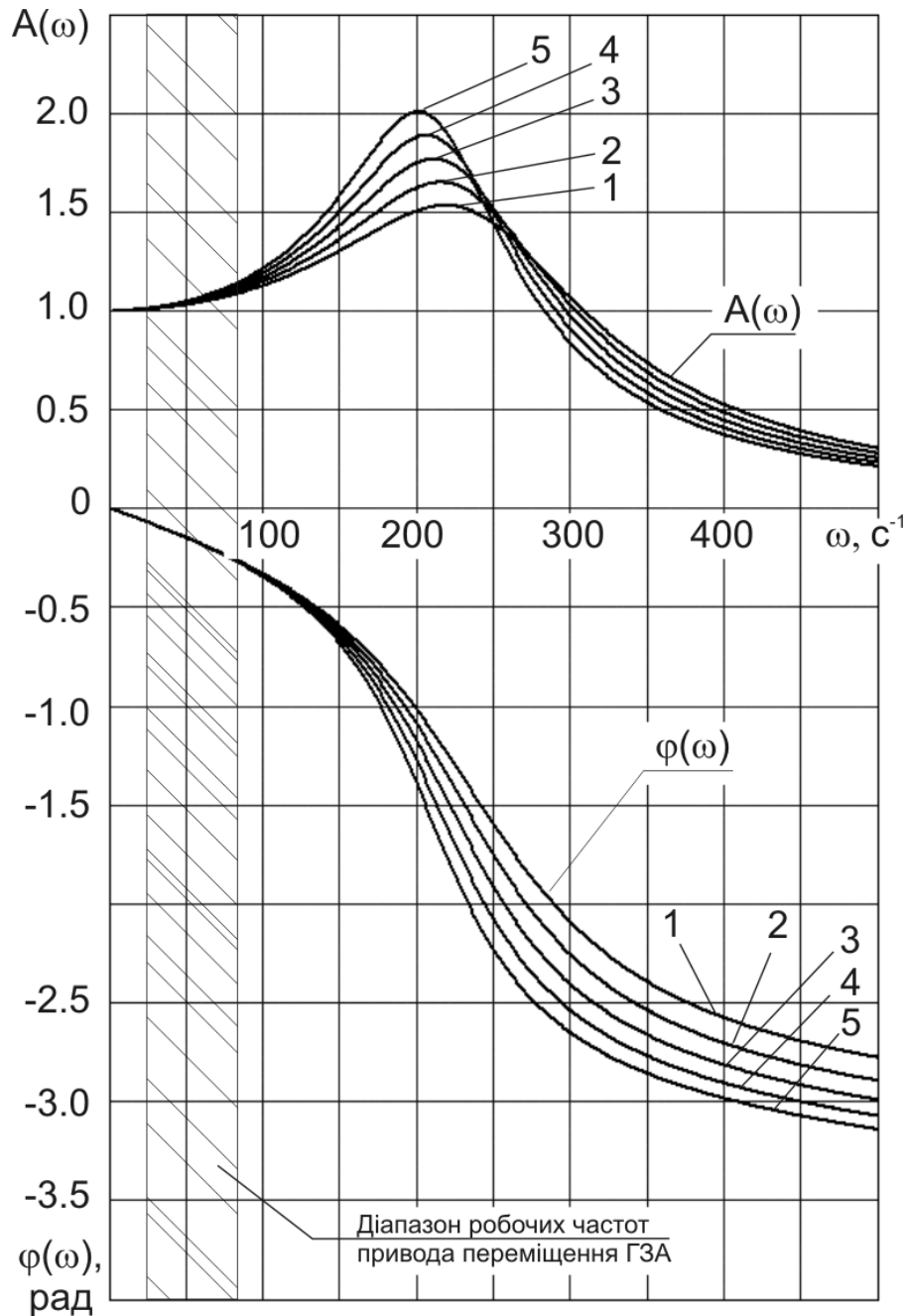


Рисунок 3.8. Амплітудно-частотні $A(\omega)$ та фазочастотні $\varphi(\omega)$ характеристики гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату, розраховані при наступних значеннях параметрів: маса гичкорізального апарату $m=30$ кг, діаметр золотника гідророзподільника $d_3=10$ мм.

1 – $W=200$ см^3 ; 2 – $W=400$ см^3 ; 3 – $W=600$ см^3 ; 4 – $W=800$ см^3 ; 5 – $W=1000$ см^3 .

При цьому помітно зросла висота резонансного піка ($\sim 15\%$) та зменшився діапазон частот, які відповідають полосі пропускання частот, до значень $280 \dots 310 \text{ с}^{-1}$ ($44 \dots 49 \text{ Гц}$). В діапазоні робочих частот переміщень гичкорізального апарату $5 - 15 \text{ Гц}$, який виділений на рис. 4.7 заштрихованою полосою, похибка по амплітуді при зростанні частот змінюється від $3,5 -$ до $28,5 \%$, що помітно більше ніж в попередньому випадку. При цьому зсув по фазі змінюється в межах $0,107 - 0,4 \text{ рад}$ ($5,7^\circ - 22,5^\circ$), що також може приводити до помітного відставання переміщення ножа від переміщення щупа.

Навпаки, як свідчать графіки, показані на рис. 3.8, зменшення маси рухомих частин гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату до величини $m = 30 \text{ кг}$ при незмінних значеннях інших параметрів помітно поліпшує якість його роботи в динамічних режимах. Ширина полоси пропускання частот збільшується до значень $\omega_n = 360-400 \text{ с}^{-1}$ ($57-64 \text{ Гц}$). Висота резонансного піка зменшується, відповідно зменшується коливальність перехідних процесів, що позитивно впливає на плавність і точність переміщення гичкорізального апарату в процесі копіювання профілю голівки коренеплоду. Величина похибки по амплітуді при зміні частоти в межах робочого діапазону не перевищує $3,6 \%$ – 14% , зсув по фазі знаходиться в межах $0,107 - 0,32 \text{ рад}$ ($6,1^\circ - 18,5^\circ$).

Вказані оцінки свідчать про підвищення якості динамічних характеристик приводу переміщення гичкорізального апарату. Але слід зазначити, що привабливість даного методу підвищення рівня характеристик гичкозбиральної машини обмежується конструктивними та технологічними вимогами.

На рис.3.9 показані графіки амплітудно-частотної $A(\omega)$ та фазочастотної $\varphi(\omega)$ характеристик даного слідкуючого гідроприводу, розрахованих при умові, що діаметр золотника збільшений до величини $d_3 = 20 \text{ мм}$. Маса гичкорізального апарату становила $m=45 \text{ кг}$, інші значення параметрів гідравлічного слідкуючого приводу відповідали вихідним,

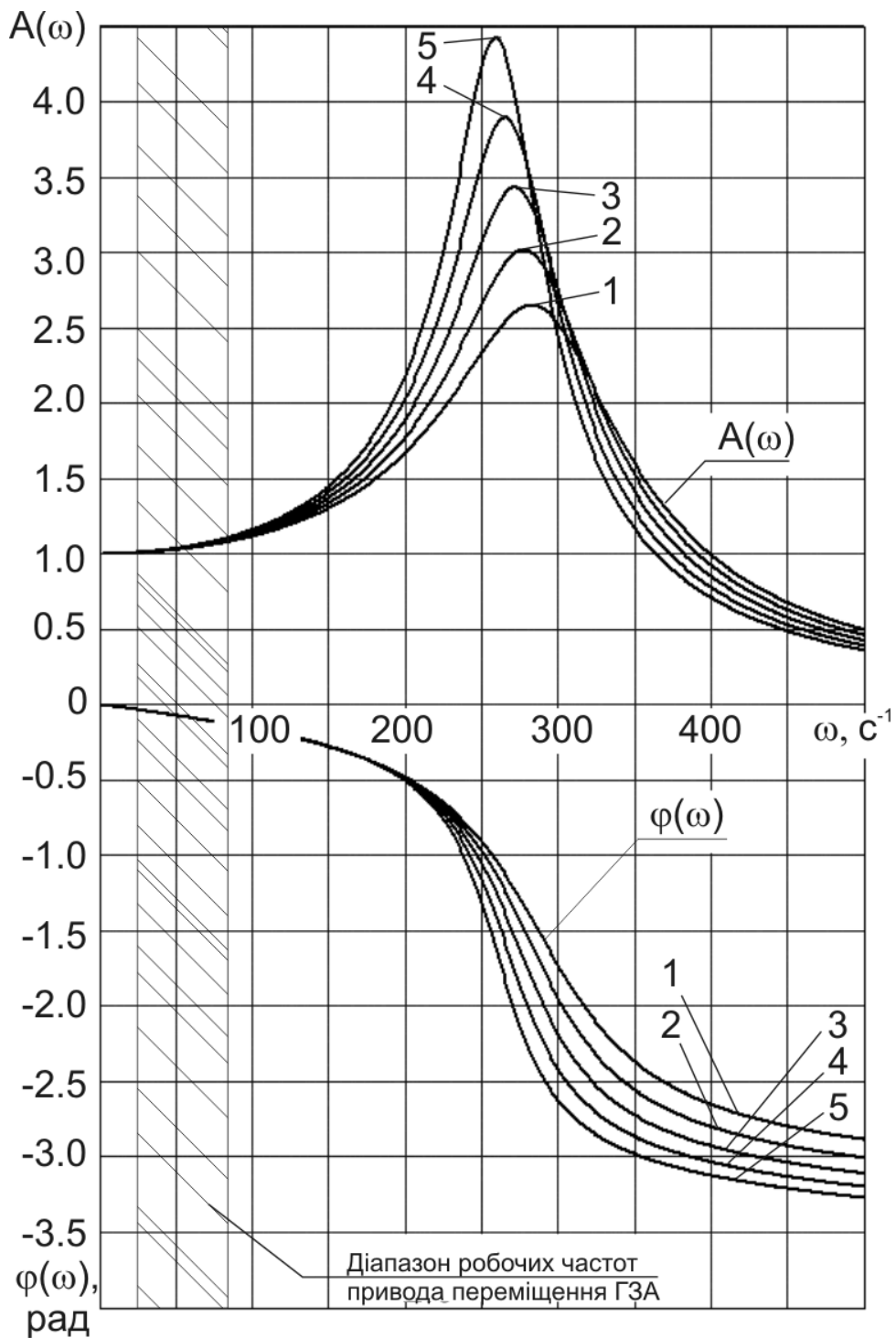


Рисунок 3.9. Амплітудно-частотні $A(\omega)$ та фазочастотні $\phi(\omega)$ характеристики гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату, розраховані при наступних значеннях параметрів: маса гичкорізального апарату $m=45 \text{ кг}$, діаметр золотника гідророзподільника $d_3=20 \text{ мм}$.

1 – $W=200 \text{ см}^3$; 2 – $W=400 \text{ см}^3$; 3 – $W=600 \text{ см}^3$; 4 – $W=800 \text{ см}^3$; 5 – $W=1000 \text{ см}^3$.

узгодженим з умовами забезпечення стійкості його роботи. Згідно з показаними графіками спостерігається помітне розширення полоси пропускання частот до $\omega_n = 450-500 \text{ c}^{-1}$ (72-80 Гц), що свідчить про підвищення швидкодії приводу. В той же час висота резонансного піка збільшилась на 80%, що веде до виникнення коливань в системі під час зміни характеру вхідного сигналу - наприклад, при зміні його частоти або амплітуди. Значні амплітуда та час згасання цих коливань шкодять точності руху різального ножа по заданій траєкторії, що в свою чергу не забезпечує якісної обрізки гички та збільшує втрати сировини. Похибка по амплітуді знаходиться в межах 2,25% - 11,4%, зсув по фазі не перевищує 0,045 – 0,15 рад ($2,6^\circ - 8,6^\circ$). зазначені оцінки точності відпрацювання змінного сигналу перевищують показники, оптимальні для схем, в яких використовується слідкуючий гідророзподільник з золотником діаметром $d_3=10 \text{ мм}$, але в даному випадку висока коливальність процесу свідчить про те, що система знаходиться на межі стійкості, або за її межею, що виключає можливість використання даного варіанта значень параметрів гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату.

Аналізуючи вплив зсуву по фазі між переміщенням копіра та різальної кромки ножа слід зазначити, що завдяки конструктивним особливостям даного пристрою кромка ріжучого ножа знаходиться на відстані 20 мм від щупа.

Це приводить до фактичного зсуву траєкторії ріжучої кромки ножа від переміщення щупа при його ковзанні по головках коренеплодів. Завдяки цьому виникає відставання (зсув) переміщення кромки ножа відносно переміщення щупу приблизно на 12° практично прилюбій робочій швидкості машини БМ–6АГ. Тому навіть при забезпеченні такого рівня якості динамічних характеристик даного слідкуючого гідроприводу, при якій зсув по фазі між вхідним та вихідним сигналами буде відсутній, зміщення ріжучої кромки буде приводити до зрізання частини коренеплодів та відповідної втрати сировини.

Дана обставина є причиною для того, щоб оптимальною якістю динамічних характеристик даного слідкуючого гідроприводу вважати таку, при якій зсув по фазі між вхідним та вихідним сигналами становить 12° - 15° , а похибка по амплітуді не перевищує 12%.

3.5. Удосконалення конструкції гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату для забезпечення плаского зрізу голівки коренеплоду

Математичне моделювання гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату показало можливість значного підвищення швидкості руху гичкозбиральної машини (до 2,5 м/с) без зниження точності зрізу голівок коренеплодів. Завдяки зазначеному може бути підвищена продуктивність комплексу технологічних машин при збиранні цукрового буряка, також значно підвищена точність зрізування голівок коренеплодів, що позитивно впливає на зменшення втрат сировини. Так при використанні механічних слідкуючих систем резонансні ефекти при переміщенні гичкорізального апарату з'являються вже на швидкості 1,5 – 1,7 м/с (частота 5 – 8 Гц), то при використанні гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату власна частота коливань даної системи знаходиться на рівні 40 – 50 Гц, що значно зменшує динамічну похибку при копіюванні коренеплодів.

3.5.1. Гідравлічна схема удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату

Принципова схема удосконаленої конструкції гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату показана на рис. 3.10.

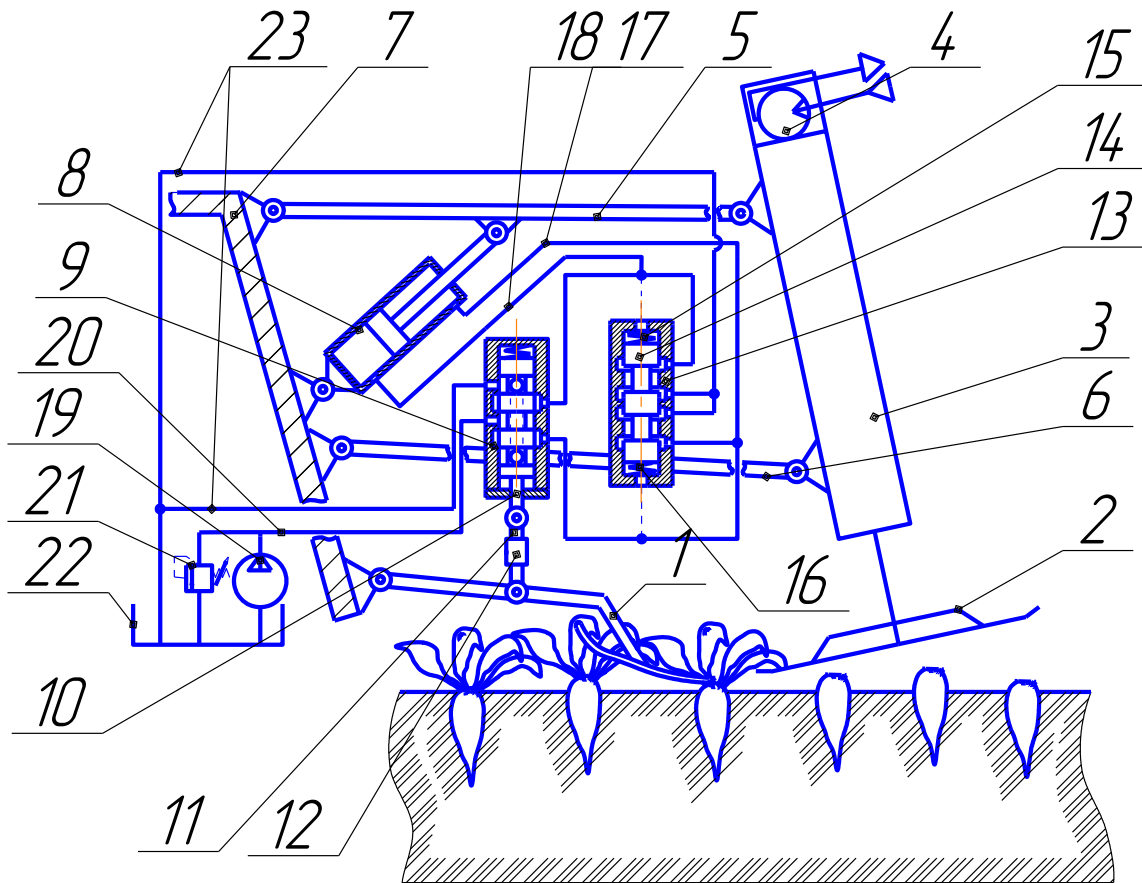


Рисунок 3.10. - Принципова схема удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини.

Конструкція даного гідроприводу захищена деклараційним патентом на корисну модель [41].

Пристрій містить повідок із щупом 1, дисковий гичкорізальний ніж 2, встановлений у корпусі гичкорізального апарату 3 і з'єднаний валом із гідромотором 4. Корпус гичкорізального апарату 3 шарнірно з'єднаний з повідком 5 і нижнім повідком 6, які в свою чергу шарнірно з'єднані з рамою 7 сільськогосподарської машини. Корпус і шток гідроциліндра 8, призначеного для переміщення корпусу гичкорізального апарату 3, шарнірно зв'язані з рамою 7 та верхнім повідком 5. Корпус гідророзподільника 9 жорстко зв'язаний з нижнім повідком 6. Золотник 10 гідророзподільника 9 з'єднаний тягою 11, яка має сергу для регулювання 12, з повідком щупа 1.

Клапан різниці тисків 13, запірно-регулюючим елементом якого є золотник 14, зцентрований пружинами 15 і 16, підключений до гідроліній 17 і 18, які з'єднують штокову і безштокову порожнини гідроциліндра 8 з гідророзподільником 9. Робочі вікна клапана різниці тисків 13 призначені для з'єднання гідроліній 17 і 18 зі зливною гідролінією при знаходженні золотника 14 в нейтральному положенні. Насос 19 служить для подачі рідини під тиском до гідророзподільника 9 за допомогою гідроліній 20. В напірній гідролінії 20 встановлено запобіжний клапан 21. Зливання робочої рідини до баку 22 відбувається за допомогою зливної гідролінії 23.

Гідравлічний слідкуючий привід переміщення гичкорізального апарату працює наступним чином. Від насоса 19 робоча рідина по напірній гідравлічній лінії 20 поступає до гідророзподільника 9, а також до гідромотора 4, вал якого з'єднаний з дисковим гичкорізальним ножем 2 і надає йому обертального руху. При наїзді на коренеплід щуп переміщається вгору, за допомогою тяги 11 золотник 10, долаючи опір пружини, переміщається догори. Відкриваються робочі вікна гідророзподільника 9, які з'єднують: гідролінію 18 та безштокову порожнину гідроциліндра 8 – з напірною гідролінією 20; гідролінію 17 та з'єднану з нею штокову порожнину гідроциліндра – із зливною гідролінією 23. При цьому робоча рідина під тиском з гідравлічної лінії 18 поступає в порожнину клапану різниці тисків 13, яка знаходиться над торцем золотника 14, а порожнина, яка знаходиться під нижнім торцем золотника 14, з'єднується через гідролінію 17 із зливною гідролінією 23, завдяки чому тиск в цій порожнині падає. Золотник 14 знаходиться під дією перепаду тисків, які діють в порожнинах гідроциліндра 8, і переміщається донизу, закриваючи робочі вікна клапана різниці тисків, які з'єднують порожнини гідроциліндра із зливною гідролінією 23. Шток гідроциліндра 8 переміщається догори, піднімаючи при цьому корпус гичкорізального апарату 3 разом з ножем 2. Підйом ножа 2 буде відбуватися до тих пір, поки він не вийде на задане положення,

необхідне для плаского зрізування голівки коренеплоду. Відповідність переміщень щупа 1 та ножа 2 забезпечується жорстким зв'язком корпусу гідророзподільника 9 з нижнім повідком 6. При переміщенні корпусу 3 догори повідок 6 в даному напрямку переміщає корпус гідророзподільника 9, відновлюючи початкові відкриття робочих вікон гідророзподільника 9. При цьому зупинка штока гідроциліндра 8 відбувається раніше, ніж золотник 10 повернеться повністю в початкове положення, завдяки тому, що при відновленні початкового положення золотника 10 відносно корпусу гідророзподільника 9 тиски у гідролініях 17 і 18 вирівнюються – тиск у гідравлічній лінії 17 і, відповідно, порожнині клапану різниці тисків 13, яка знаходиться над торцем золотника 14, падає, в той же час тиск у гідравлічній лінії 18 і порожнині у корпусі клапану різниці тисків 13 під торцем золотника 14 зростає, що веде до переміщення золотника 14 у середнє положення, причому, завдяки тому, що золотник 14 має позитивне відкриття робочих вікон, вони відкриваються раніше, ніж він досягає середнього положення, і з'єднують із зливом обидві порожнини гідроциліндра 8, припиняючи подальший рух штока гідроциліндра. В результаті цього переміщення корпусу 3 і ножа 2 гичкорізального апарату припиняється раніше, ніж щуп 1 досягне вершини голівки коренеплоду і почне схід з неї. Подача ножа 2 у вертикальному напрямку не відбувається і при русі машини відбувається зрізання голівок коренеплодів на заданому рівні у відповідності з агротехнічними вимогами.

При подальшому русі повідка з щупом 1 донизу при його зході з голівки коренеплоду відбувається відповідне переміщення золотника 10, в результаті чого відкриваються робочі вікна гідророзподільника 9, які з'єднують гідролінію 17 і, відповідно, штокову порожнину гідроциліндра 8 з напірною гідролінією 20, а гідролінію 18 і безштокову порожнину гідроциліндра 8 – із зливною гідролінією 23. Завдяки виникненню перепаду тиску у гідролініях 17 і 18 золотник 14 клапану різниці тисків 13 піднімається вгору, перекриваючи робочі вікна, які з'єднують указані гідравлічної лінії із

зливом. Виникнення перепаду тисків у порожнинах гідроциліндра 8 веде до переміщення штока, верхнього повідка 5, корпусу гичкорізального апарату 3 разом з ножем 2 донизу. При цьому донизу переміщаються також нижній повідок 6 та жорстко зв'язаний з ним корпус гідророзподільника 9. При повному сході щупа 1 з голівки коренеплоду і наближенні до крайнього нижнього положення, яке визначається поверхнею ґрунту, завдяки наближенню відкриттів робочих вікон гідророзподільника 9 до початкових значень величини тисків у порожнинах гідроциліндра 8 наближаються одне до одного, відповідно золотник 14 клапану різниці тисків 13 під дією центруючих пружин 15 і 16 наближається до середнього положення, відкриваючи робочі вікна, які з'єднують порожнини гідроциліндра із зливною гідролінією 23, завдяки чому рух штока гідроциліндра 8 разом з повідком 5, корпусом гичкорізального апарату 3 та ножем 2 припиняється раніше, ніж щуп 1 досягне свого крайнього нижнього положення. Тому в той момент, коли щуп 1 торкається поверхні ґрунту, кромка ножа 2 буде знаходитися вище його і, таким чином, виключається його занурення у ґрунт.

3.5.2. Математичні залежності, що описують процеси, які відбуваються при роботі удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарата.

Можливість впровадження запропонованих заходів по удосконаленню конструкції гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату має бути перевіреною з точки зору ефективної реалізації задачі забезпечення плаского зрізу голівок коренеплодів. Проведене раніше математичне моделювання [40] процесів при роботі гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату, дослідження його динамічних характеристик показало його ефективність при аналізі впливу параметрів приводу на його характеристики [40] та синтезу їх

значень. Тому в даному випадку для оцінки ефективності запропонованої конструкції гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату нами обрано порівняльне моделювання двох конструкцій гідроприводів – початкову та удосконалену.

Показана в розділах 3.1 та 3.2 розрахункова схема та математична модель гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини достатньо повно враховує характеристики елементів гідросистеми – витратні та силові, а також зовнішні фактори, вплив яких визначає характер протікання процесів керування положенням ножа гичкорізального апарату відносно голівки коренеплоду. Складена математична модель, яка відображає реальний характер процесів в системі, має суттєво нелінійний характер.

На рис.3.11 показано змодельований на основі рівнянь (3.18), (3.45), (3.46) для початкової схеми гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату процес переміщення різального ножа (крива 2) в залежності від зміни профіля голівки коренеплоду (крива 1). Профіль в даному випадку представляє ідеалізовану поверхню коренеплодів, які виступають над поверхнею ґрунту, твірна якої описується в першому наближенні гармонічним законом.

Показаний на рис. 3.11 процес копіювання профіля коренеплодів отримано при швидкості руху гичкозбиральної машини $V = 2$ м/с, відстань між коренеплодами становить 200 мм. Висота коренеплода над поверхнею ґрунту при цьому прийнята максимальною і дорівнює $y_k = 200$ мм.

Відставання траєкторії переміщення ножа від зміни профіля поля, як було показано раніше в розділі 2 при аналізі частотних характеристик, визначається величиною зсуву по фазі, який виникає при відпрацюванні змінних сигналів і становить для даного гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату приблизно 15° в діапазоні частот, які можливі при різних робочих швидкостях гичкозбиральної машини. При дослідженні частотних характеристик даного приводу було показано, що з

конструктивних причин в гичкозбиральних машинах передбачено зазор між копиром та кромкою різального ножа величиною 20 мм, що необхідно для процесу зрізання гички та голівок коренеплодів. Тому для точного обходу ножом профіля коренеплоду необхідно забезпечити зсув траєкторії ножа відповідно траєкторії переміщення копіра по поверхні коренеплоду, який при зазорі указаної величини становить приблизно 15°.

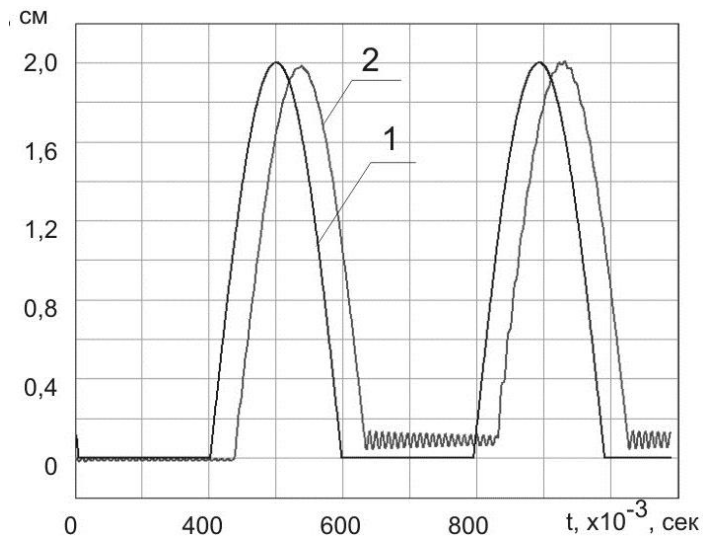


Рисунок 3.11. Залежність переміщення різального ножа гичкорізального апарата у часі.

- 1 – профіль коренеплоду над поверхнею ґрунту;
- 2 – траєкторія переміщення різального ножа.

В той же час точне відпрацювання профілю коренеплоду при умові, що форма тіла коренеплоду наближена до форми тіла обертання, може приводити до залишків черешків гички на головках коренеплодів по боках від траєкторії ножа.

В зв'язку з цим для забезпечення агротехнічних вимог по якості видалення голівок коренеплодів бажано удосконалити привід з метою реалізації такої форми траєкторії кромки різального ножа, яка забезпечила би точний вихід різального ножа на необхідний розмір видалення голівки коренеплода. Необхідна форма траєкторії має забезпечити переміщення ножа ввєрх до моменту виходу на рівень розташування сплячих глазків на головці коренеплоду і фіксацію його положення до моменту, коли копир зійде з голівки коренеплоду. Наближено можна вважати, що головка коренеплоду, яка підлягає видаленню, має сферичну форму. Тому швидкість підйому копіра при виході на сферичну поверхню та сходу з неї значно зменшується в

порівнянні із швидкістю підйому копіра на висоту конічної частини тіла коренеплода. Цей факт дозволяє зафіксувати нерухоме положення приводу переміщення гичкорізального апарату в момент обходу копіром сферичної частини голівки коренеплода і, таким чином, реалізувати її плаский зріз.

Дослідження ефективності запропонованих заходів по удосконаленню технологічних можливостей приводу переміщення гичкорізального апарату з максимальним наближенням до агротехнічних вимог по реалізації плаского зрізу голівок коренеплодів виконано шляхом математичного моделювання. Розрахункова схема гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату з пристроєм корекції траєкторії переміщення різального ножа показана на рис. 3.12.

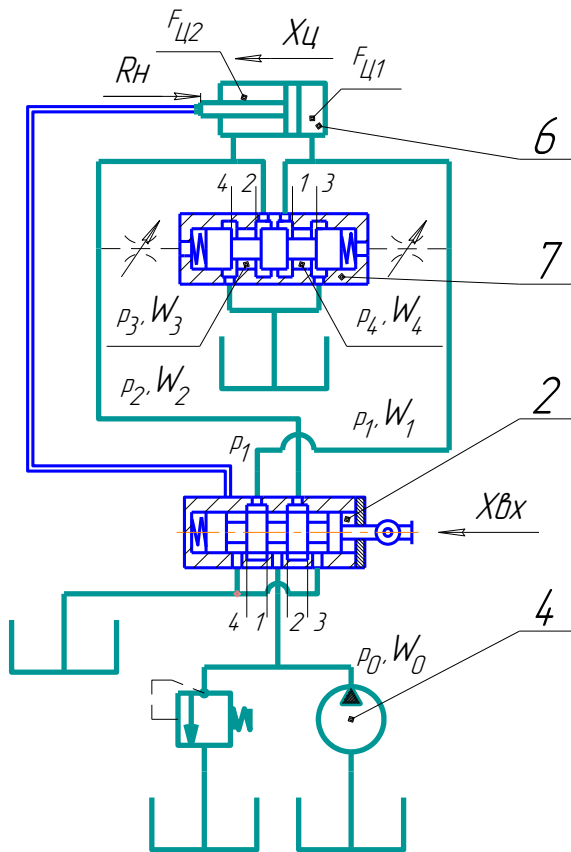


Рисунок 3.12 - Гідравлічна схема удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату гичкозбиральної машини.

Робочі кромки золотника клапана різниці тисків також позначені на схемі.

Від насосної станції 1 обоча рідина подається до ліdkуючого гідророзподільника , в якому використовується отирьохкромковий золотник. На исунку позначені 1,2,3 та 4 обочі кромки золотника, які творюють робочі вікна, через кі робоча рідина підводиться до оршневої або штокової орожнин гідроциліндра 4, або ідводиться на зливання до баку. Вірівнювання тисків в указаних лорожнинах виконується клапаном різниці тисків 3, в якому також використовується чотирьохкромковий золотник.

Порожнини гідроциліндра з'єднані з клапаном різниці тисків таким чином, що при знаходженні його золотника в середньому положенні його робочі вікна 1 і 2 з'єднують порожнини гідроциліндра із зливною гідролінією, в результаті чого тиск в порожнинах гідроциліндра вирівнюється і положення штока гідроциліндра фіксується, гичкорізальний апарат разом з різальним ножем залишається нерухомим. При виході копіра на конічну частину коренеплоду, коли швидкість підйому копіра і, відповідно, гичкорізального апарату суттєво збільшується, зростає неспівпадання положень слідкуючого золотника та корпусу гідророзподільника, в результаті чого зростають витрати рідини в гідролініях, які з'єднують слідкуючий розподільник з порожнинами гідроциліндра. Це веде до зростання перепаду тисків у поршневій та штоковій порожнинах гідроциліндра, відповідно у підторцевих порожнинах золотника клапана різниці тисків. Указаний золотник переміщається вліво, перекриває 2 та 3 кромками робочі вікна, які з'єднують циліндрові гідравлічної лінії із зливною. Таким чином, клапан різниці тисків на даній фазі відтворення траєкторії переміщення не впливає на форму траєкторії різального ножа гичкорізального апарату. Аналогічно клапан різниці тисків спрацьовує при сході копіра з сферичної частини голівки коренеплоду, перекриваючи при цьому зливну гідролінію кромками 1, 4. В результаті цього корекція траєкторії переміщення копіра відбувається тільки на ділянці зміни профіля коренеплоду з малим градієнтом зміни швидкості, тобто при обході профіля голівки коренеплоду.

Для виконання моделювання удосконаленого гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату необхідно доповнити систему рівнянь (3.7) – (3.18) відповідно до показаних змін конструкції приводу та принципу дії окремих гідроапаратів. З цією метою мають бути додатково враховані рівняння нерозривності потоків рідини та рівняння діючих сил, що описують роботу клапана різниці тисків. Дані

рівняння з врахуванням прийнятих раніше припущень мають наступний вигляд

$$Q_{RD22} = Q_{RD24} + Q_{ДЕФ3}; \quad (3.100)$$

$$Q_{RD21} = Q_{RD23} + Q_{ДЕФ4}; \quad (3.101)$$

$$F_{in} = F_{m1} - F_{m2} - F_{mp} - F_{np1} - F_{np2}. \quad (3.102)$$

При цьому також змінюються рівняння (2.2) і (2.3) на величину витрати робочої рідини, що необхідна для роботи КРТ:

$$Q_3 = Q_{Ц1} + Q_{ДЕФ1} + Q_{ПЕР1} + Q_{33} + Q_{ВИГ1} + Q_{RD21}; \quad (3.103)$$

$$Q_3 + Q_{Ц2} + Q_{ПЕР2} = Q_{ДЕФ2} + Q_{34} + Q_{ВИГ2} + Q_{RD22}. \quad (3.104)$$

де

Q_{RD21} - витрата робочої рідини крізь перше вікно клапана різниці тисків;

$$Q_{RD21} = \begin{cases} \mu \cdot f_{21} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_1 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_4) \rightarrow (x_2 + x_0) \geq 0; \\ 0 \rightarrow (x_2 + x_0) < 0 \end{cases};$$

Q_{RD22} - витрата робочої рідини крізь друге вікно клапана різниці тисків;

$$Q_{RD22} = \begin{cases} \mu \cdot f_{22} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_2 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_3) \rightarrow (-x_2 + x_0) \geq 0; \\ 0 \rightarrow (x_2 + x_0) < 0 \end{cases};$$

Q_{RD23} - витрата робочої рідини крізь третє вікно клапана різниці тисків;

$$Q_{RD23} = \begin{cases} \mu \cdot f_{23} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_4 - 0} \rightarrow (-x_2 + x_0) > 0; \\ 0 \rightarrow (-x_2 + x_0) \leq 0 \end{cases};$$

Q_{RD24} - витрата робочої рідини крізь четверте вікно клапана різниці тисків;

$$Q_{RD24} = \begin{cases} \mu \cdot f_{24} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_3 - 0} \rightarrow (x_2 + x_0) > 0; \\ 0 \rightarrow (x_2 + x_0) \leq 0 \end{cases};$$

F_{in} - сила інерції, що діє на золотник клапана різниці тисків,

$$F_{in} = m_2 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2};$$

F_{m1} - сила, що діє на торець золотника клапана різниці тисків в залежності від тиску p_1 ,

$$F_{m1} = f_{z2} \cdot p_1;$$

F_{m2} - сила, що діє на торець золотника клапана різниці тисків в залежності від тиску p_2 ,

$$F_{m2} = f_{z2} \cdot p_2;$$

F_{mp} - сумарна сила тертя, що протидіє переміщенню золотника клапана різниці тисків,

$$F_{mp} = f_{ir} \cdot \frac{dx_2}{dt};$$

F_{np1} - сила пружності пружини, що діє на торець золотника у випадку переміщення золотника під дією тиску p_1 ;

$$F_{np1} = \begin{cases} C_{np} \cdot (|x_2| + x_{np}) \rightarrow x_2 > 0 \\ 0 \rightarrow x_2 \leq 0 \end{cases};$$

F_{np2} - сила пружності пружини, що діє на торець золотника у випадку переміщення золотника під дією тиску p_2 ;

$$F_{np2} = \begin{cases} C_{np} \cdot (|x_2| + x_{np}) \rightarrow x_2 \leq 0 \\ 0 \rightarrow x_2 > 0 \end{cases}$$

x_{np} - попередня деформація пружини;

$Q_{ДЕФ3}$ - витрата рідини, викликана деформацією порожнини об'ємом W_3 ;

$$Q_{ДЕФ3} = K_3 \cdot W_3 \cdot \frac{dp_3}{dt};$$

$Q_{ДЕФ4}$ - витрата рідини, викликана деформацією порожнини об'ємом W_4 ;

$$Q_{ДЕФ4} = K_4 \cdot W_4 \cdot \frac{dp_4}{dt};$$

$f_{21}, f_{22}, f_{23}, f_{24}$ - площі відкриття відповідно 1,2,3,4 - го робочих вікон золотника клапана різниці тисків;

p_3 - тиск в порожнині золотника КРТ, яка знаходиться між 1-ю та 3-ю кромками;

p_4 - тиск в порожнині золотника КРТ, яка знаходиться між 2 - ю та 4 - ю кромками;

x_2, x_0 - поточна та початкова координати положення золотника клапана різниці тисків;

f_{z2} - площа торця золотника клапана різниці тисків;

m_2 - маса золотника клапана різниці тисків;

f_{ir} - коефіцієнт активного опору руху золотника клапана різниці тисків.

Дослідження математичної моделі гідравлічного слідкуючого приводу з клапаном різниці тисків виконувалося описаним вище методом з доповненням програми відповідно до врахування рівнянь (3.100) - (3.104).

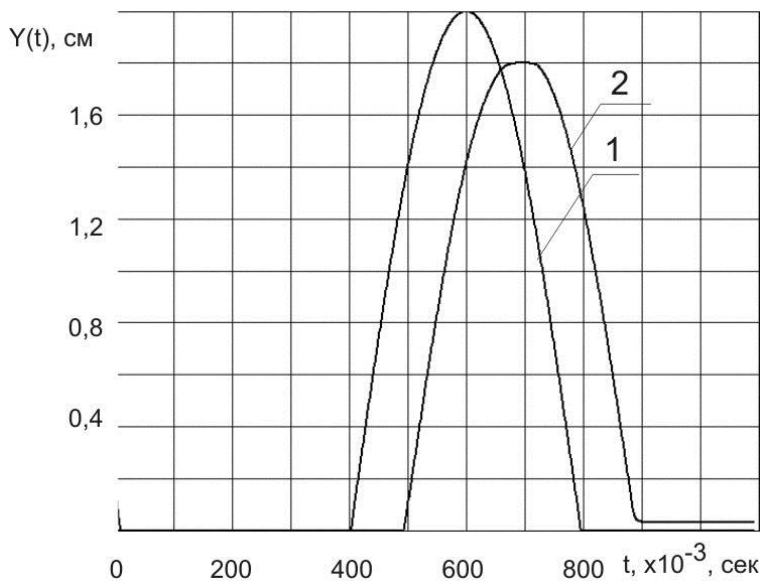


Рисунок 3.12 - Залежність переміщення різального ножа удосконаленого гичкорізального апарату у часі.

1 – профіль коренеплоду над поверхнею ґрунту;

2 – траєкторія переміщення різального ножа.

траєкторія переміщення (крива 2) різальної кромки ножа гичкорізального апарату має чітко визначену горизонтальну ділянку, яка відповідає плоскому

Один з варіантів розв'язання за допомогою вказаної програми системи рівнянь (3.18), (3.45), (3.46), (3.100) - (3.104), які входять до складу математичної моделі гідравлічного слідкуючого приводу переміщення гичкорізального апарату з клапаном різниці тисків, показано на рис. 3.12.

В результаті застосування даного коригуючого елемента

зрізу голівки коренеплода. При висоті профіля змодельованої голівки коренеплода (крива 1) рівному 200 мм висота зрізу становить 20 мм, що відповідає сучасним агротехнічним вимогам. При цьому при роботі гичкозбиральної машини на швидкостях до 2,5 м/с зсув по фазі залишається незмінним порівняно з гідравлічним слідкуючим приводом переміщення гичкорізального апарату без коригуючого клапана різниці тисків.

Аналіз впливу параметрів клапана різниці тисків на корекцію траєкторії переміщення різальної кромки ножа гичкорізального апарату показав, що до числа найбільш впливових параметрів клапана різниці тисків слід віднести величину x_0 координати початкового відкриття робочих вікон клапана різниці тисків. Як показано на рис. 3.12 збільшення її значення веде до суттєвого збільшення висоти зрізу голівки коренеплоду. Проведений аналіз показав, що для гідравлічного слідкуючого приводу гичкозбиральної машини типу БМ-6АГ при використанні з метою корекції траєкторії клапана різниці тисків величина початкового відкриття робочих вікон не повинна перевищувати 0,1 мм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Собкевич, О. В. Стратегічні напрями інституційного забезпечення розвитку аграрного сектору в Україні/ О. В. Собкевич, В. М. Русан, А. Д. Юрченко, О.В. Ковальова, Л. А. Жураковська //Київ. - НІСД, 2014. – 45с
2. Сільськогосподарські машини: навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С. , Мартишко В.М. , Гуменюк Ю.О. – Київ : «Агроосвіта», 2017. – 180 с.
3. Булгаков В.М. Стан та перспективи розвитку механізації сільського господарства / В.М. Булгаков, В.О. Дубровін, М.І. Черновол // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. - 2011. - Вип. 41(1). - С. 30-46.
4. Панченко А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 3-19.
5. A. Panchenko Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems/ A Panchenko, A Voloshina, I Milaeva, P Luzan // Modern Development Paths of Agricultural Production: Trends and Innovations. Springer. – 2019/ - №7. – p.169-176
6. Резник, Н.Е. О целесообразности гидрофикации рабочих органов сельхозмашин/ Н.Е. Резник, А.И. Чепурной // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. - №2.- С.24-26.
7. Багіров Б.М. Гидрофикация сельскохозяйственных машин/ Б.М. Багіров, Э.Б. Искендерзаде// Европейская академия естественных наук. Germany, Hannover – 2017 – 268с.
8. Промышленная гидравлика. Компоненты и системные решения. //ПАРКЕР Ханнифин Корпорэйшн. – 2020 – 50с.
9. Крачок, Л.І. Новітні технології у сільському господарстві: проблеми і перспективи впровадження/ Л.І. Крачок //Сталий розвиток економіки. Міжнародний науково-виробничий журнал. – 2013р. – С. 224-231

10. Гевко, Р.Б. Машины сільськогосподарського виробництва/ Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, І.І. Павх //Тернопіль:, 2005. -228с
11. Гунько, І.В. Груповий гідропривід робочих органів машин сільськогосподарського призначення з послідовним з'єднанням гідромоторів. - Дис. канд.техн.наук:05.02.03./І.В. Гунько. - Вінниця, 1999.- 321 с.
12. Гунько, І.В. Гідравлічні приводи в системах подрібнення деревини/ Гунько І. В., Кравець С. М.// Техніка,енергетика, транспорт АПК. - ВНАУ, 2018 - №3. - С. 71-77.
13. Гунько, І.В. Дослідження якості роботи гідравлічної системи привода доочисників головок цукрового буряку із гідравлічним приводом поперечних коливань рамки робочих органів/ Іванов М.І., Гунько І.В., Шаргородський С.А.// Техніка, енергетика, транспорт АПК. - 2017. - № 4 (99). - С. 98-103.
14. Гевко Б.М. Гідропривід і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М. Гевко, С.Г. Білик., А.Ю. Ліник, О.В. Фльонц.— Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.
15. Механічне обладнання: навч. посібник/ Г.М. Постнов, Н.О. Афукова, Д.В. Дмитревський; Харк. держ. ун-т харчування та торгівлі. –Х., 2014. –198с.
16. Башта Т.М. Гидропривід и гидропневмоавтоматика./Т.М. Башта // М.: Машиностроение, 1972.-320 с.
17. Немировский И.А., Снисарь Н.Г. Расчет гидроприводов технологических машин. – К.: Техніка, 1992. – 181 с.
18. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В. Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 616 с.
19. Струтинський В. Б. Динамічні процеси в металорізальних верстатах: монографія/ В. Б. Струтинський, В. М. Дрозденко. – Київ: Основа-Принт, 2010. – 440 с.

20. Струтинський В. Б. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: монографія / В. Б. Струтинський, О. В. Колот. – Краматорськ: ЗАТ «Тираж-51», 2005. – 530 с
21. Фінкельштейн З.Л., Яхно О.М., Корощупов І.С., Коваленко К.С. Промисловий гідропривід: Практичний poradник. Алчевськ: Дон ДТУ; К.:НТУУ, - 175 українською мовою;
22. Основи гідродинамічної теорії змащування. Навчальний посібник / Яхно О.М., Ковальов В.А., Семінська Н.В., Фаршад Разаві/ Харків: Видавництво НТМТ, 2015-196с. українською мовою українською мовою;
23. Яхно О.М., Луговський О.Ф., Ковалев В.А., Мовчанюк А.В., Коц І.І., Губарев О.П., Узунов О.В. Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка. Вінниця: ВНТУ, 2015.
24. Іскович-Лотоцький Р.Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: монографія/ Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук. – Вінниця: Універсум, 2008. – 171 с.
25. Іскович-Лотоцький Р.Д. Приводи автоматизованого устаткування. Навчальний посібник. Ч.ІІІ. / Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов – Вінниця: ВДТУ, 2002. – 80 с.
26. Пат. RU 2266634 С1 Российская федерация, МПК7 А01D23/02. Устройство для удаления ботвы корнеплодов на корню, предпочтительно моркови/ Колесников Ю.А. (RU), Салдаев А.М. (RU), Абидулин А.Н. (RU).; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия" (RU). - №2004116852/12, заявл. 03.06.2004; опубл. 27.12.2005.
27. Пат. RU 2445760 Российская федерация, МПК7 А01D23/02. Очиститель рядков и головок корней сахарной свеклы/ Ю.Ф. Черняков;

- заявитель и патентообладатель Ю.Ф. Черняков - № 2010138953/13; заявл. 21.09.2010; опубл. 27.03.2012.
28. Пат. UA 30357 А Україна, МПК7 А01D23/02. Очисник коренеплодів від залишків гички/ Р.Б. Гевко, О.О. Герасимчук, С. В. Синій, В.М. Осуховський, І.Г. Ткаченко, Д.Г. Войтюк, В.М. Булгаков, Б.В. Гулка; - № 98031196, заявл. 09.03.1998; опубл. 15.11.2000. Бюл. № 6, 2000 р.
29. Мартынов, В. М. Проектирование рабочих органов и машин для уборки корнеплодов / В. М. Мартынов. – Уфа: Изд-во Башкирского ГАУ, 2011. – 250 с.
30. Мартиненко, В.Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин. Дис. ...докт. техн.наук: 05.05.11.- Тернопіль.- 2000.- 287 с.
31. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В.Погорелый, Н.В.Татьянко, В.В.Брей и др.; Под общ. ред. Л.В.Погорелого.- К.: Техніка, 1983.- 168 с.
32. Борис М.М. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів робочого органу для відокремлення гички цукрових буряків: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Вінниця, 2009.- 180с.
33. Панченко, А.І. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки./ А.І. Панченко, О.Ю. Золотарьов, А.А. Волошина, Д.С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика. - 2003, - №1. - С.71-74.
34. Гунько, І.В. Застосування гідроприводу поперечних коливань доочисників гичкозбиральної машини. / А.С. Гунько, М.І. Іванов, І.М. Подолянин// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин – Кіровоград, 2011 – вип. 41, ч.1 – С. 217-223.
35. Шаргородський, С.А. Дослідження стійкості роботи гідравлічної системи приводу доочисників голівок цукрового буряка із гідравлічним

- приводом поперечних коливань рамки робочих органів / М.І. Іванов, А.С. Гунько, С.А. Шаргородський// Матеріали XVII міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». – м.Черкаси, 17-20 квітня 2012р. – С. 125 – 126.
36. 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.
37. Попович М. Г., Ковальчук О. В. Теорія автоматичного керування: Підручник. — 2-ге вид., перероб. і доп. — К.: Либідь, 2007. — 656 с.
38. Погорілий М.Л.. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки// Техніка АПК. -2000. -№1. -С. 14-18.
39. Д.п. на корисну модель 7094 Україна 7 A01D23/02 Серeda Л.П., Іванов М.І., Подолянин І.М., Іванова О.М - №20040806632; Заявл. 09.08.2004; Опубл. 15.06.2005. Бюл №6. – 3с
40. Гунько, А.С. Исследование динамических характеристик работы привода доочистителя ботвы сахарной свеклы в зависимости от компоновки привода / А.С. Гунько // Motrol commission of motorization and energetic in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. – Lublin, 2013 – vol. 15, № 4 – С. 76-84.
41. Гунько, А.С. Исследование процесса запуска гидропривода с четырьмя последовательно соединенными гидромоторами. / А.С. Гунько, Н.И. Іванов // Motrol commission of motorization and energetic in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery, – Lublin, 2013 – vol.15, №5 – С. 41-46.
42. Шаргородський, С.А. Моделювання роботи механізму приводу рамки гичкозрізальної машини. / А.С. Гунько, М.І. Іванов, С.А. Шаргородський // Збірник наукових праць ВНАУ – Вінниця, 2012 – вип. 10, т. 2(59) – С. 54-58.

43. Гунько, А.С. Оцінка на конкурентоспроможність дослідного зразка доочисника гички цукрового буряка із двокоординатним приводом / А.С. Гунько, А.В. Спірін, М.І. Іванов, І.М. Ковальова // Збірник наукових праць ВНАУ. – Вінниця, 2013 – № 2(79) – С. 69-76.
44. Гунько, А.С. Розроблення стенда для дослідження якості роботи приводу доочисників голівок буряка / М. І. Іванов, А.С. Гунько, С.А. Шаргородський// Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2013 – № 5/3 (65). – С. 50-53.
45. Гунько, А.С. Стійкість роботи гідравлічного приводу поперечних коливань доочисників голівок цукрового буряка. / М.І. Іванов, А.С. Гунько// Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2013 – № 3(57) – С. 43-51.
46. М.І. Іванов, І.М. Подолянин. Моделювання слідкуючого гідроприводу механізму підйому зрізуючого апарату гичкозбиральної машини// Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2002. – №11 – С. 236-240.
47. Подолянин І.М. Динамічні характеристики слідкуючого гідроприводу механізму підйому зрізуючого апарату машини БМ-6АГ. Збірник матеріалів II-ої міжвузівської науково-практичної конференції аспірантів «Сучасна аграрна наука: напрями досліджень, стан і перспективи» - Вінниця, ВДАУ - 2002р – С.172 – 173.
48. Подолянин І.М. Частотні характеристики гідравлічної системи керування положенням ріжучого апарату машини БМ6-АГ //Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця, 2003 р. - №3(29) - С. 41-43.
49. Серeda Л.П., Подолянин І.М. Аналіз і шляхи удосконалення гичкозбиральних апаратів // Вибрации в технике и технологии.- 2001.- №2(18) - С. 75-78.
50. Серeda Л.П., Подолянин І.М. Стійкість гідравлічної системи керування положенням ріжучого апарату машини БМ-6АГ //Весник Национального технического университета Украины «КПИ».

-
- Машиностроение. – Выпуск 42. –2002 - Т.2. – Київ, НТУУ «КПІ». – С. 6972.
51. Хелемендик, М.М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин./ М.М. Хелемендик - К.: Аграрна наука, 2001.- 280с.
52. Beunk, G.Eikel. W.Holtmann. Dutch designs to gut tare nountain. Profitechnical. №5.- 1997.- S.46-48.
53. Burrows, C.R. Fluid power – progress in a key technology./ C.R. Burrows // JSME International Journal, Series B, - 1994.-701.
54. Caputo, D. Electrohydraulic proportional valves increase system efficiency./ D. Caputo // Hydraulics & Pneumatics, - November 1994 -, pp.41-42.
55. Dalayeli, H. Industrial Hydraulic and Hydraulic Systems Design. / H. Dalayeli, A. R. - Madineh, Kanoon Pazhoresh Press, Esfahan, Iran. - 2001
56. Kromer K.-H., Strätz J. und Tschepe M. Technischer Stand der Zuckerrübenernte – Rodertest Seligenstadt 2000. Landtechnik 56 (2001), H. 2. – S. 78-79.
57. Merkes R. 50 Jahre Produktionstechnik im Zuckerrübenbau in Deutschland // Zuckerrübe. – 2001, №4. – S. 214-217.
58. Aliev, E. B. MODELING OF MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROCESSES OF THE AGRICULTURAL INDUSTRY/Aliev E. B., Bandura V. M., Pryshliak V. M., Yaropud V. M., Trukhanska O.O. // Inmateh-Agricultural Engineering. – 2018. – V. 54, № 1. – P. 95-104.
59. Kaletnik, G. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain/ Bulgakou V., Pascuzzi S., Ivanovs S., Kaletnik G., Yanovich V.// Biosystems Engineering. – 2018. – V. 171. – P. 155-164.
60. Kaletnik, H., Bulgakov, V., Adamchuk, V., Ivanovs, S. Experimental investigation of technical and operational indices of asymmetric swath reaper machine-and-tractor aggregate (2019) Engineering for Rural Development, 18, pp. 256-263.

61. Kaletnik, G., Bulgakov, V., Adamchuk, V., Arak, M., Olt, J. Mathematical model of vibration digging up of root crops from soil (2014) *Agronomy Research*, 12 (1), pp. 41-58.
62. Kaletnik, H., Bulgakov, V., Ivanovs, S., Kuvachov, V. Investigation of running depth stability in soil of frontally installed plough of ploughing aggregate assembled according to “push-pull” scheme (2018) *Engineering for Rural Development*, 17, pp. 292-300.
63. Kaletnik, H., Bulgakov, V., Goncharuk, I., Ivanovs, S., Usenko, M. Results of experimental investigations of a flexible active harrow with loosening teeth (2019) *Agronomy Research*, 17 (5), pp. 1839-1845.
64. Kaletnik, H., Bulgakov, V., Goncharuk, T., Rucins, A., Dukulis, I., Pascuzzi, S. Research of the movement of agricultural aggregates using the methods of the movement stability theory (2019) *Agronomy Research*, 17 (5), pp. 1846-1860.
65. Kaletnik, H., Bulgakov, V., Nadykto, V., Ivanovs, S. Field experimental investigations of performance-and-technological indicators of operation of swath header asymmetric machine-and-tractor aggregate (2018) *Engineering for Rural Development*, 17, pp. 227-233.
66. Hevko R. B., Liubin M. V., Tokarchuk O. A., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B. V., Klendii O. M. DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF TRANSPORTING AND MIXING FEED MIXTURES ALONG THE CURVILINEAR PATHS OF TUBULAR CONVEYORS // *Inmateh-Agricultural Engineering*. – 2018. – V. 55, № 2. – P. 97-104.
67. Hevko R. B., Yazlyuk B. O., Liubin M. V., Tokarchuk O. A., Klendii O. M., Pankiv V. R. FEASIBILITY STUDY OF MIXTURE TRANSPORTATION AND STIRRING PROCESS IN CONTINUOUS-FLOW CONVEYORS // *Inmateh-Agricultural Engineering*. – 2017. – V. 51, № 1. – P. 49-58.
68. Iskovych-Lototsky R. D., Ivanchuk Y. V., Veselovska N. R., Surtel W., Sundetov S. AUTOMATIC SYSTEM FOR MODELING VIBRO-IMPACT

-
- UNLOADING BULK CARGO ON VEHICLES // Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018 / Romaniuk R. S., Linczuk M., Book Series: Proceedings of SPIE. – 2018. – V.: 10808, Article Number: 1080860.
69. Iskovych-Lototsky, R., Zelinska, O., Ivanchuk, Y., Veselovska, N. Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials (2017) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (1-85), pp. 9-17.
70. Kaletnik H., Pilvere I., Nikolaenko S., Bulgakov V. INVESTIGATION OF BIOFUEL PRODUCTION POSSIBILITIES FOR STABILISATION OF AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX OF UKRAINE // 16th International Scientific Conference: Engineering for Rural Development / Malinovska L., Osadcuks V., 2017. – P. 1250-1256.
71. Kaletnik, G., Tsurkan, O., Rimar, T., Stanislavchuk, O. Determination of the kinetics of the process of pumpkin seeds vibrational convective drying (2020) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, (8), pp. 50-57.
72. Kotov B. I., Spirin A. B., Tverdokhlib I. V., Polyevoda Y. A., Hryshchenko V. O., Kalinichenko R. A. THEORETICAL RESEARCHES ON COOLING PROCESS REGULARITY OF THE GRAIN MATERIAL IN THE LAYER // Inmateh-Agricultural Engineering. – 2018. – V. 54, № 1. – P. 87-94.
73. Kupchuk, I.M., Solona, O.V., Derevenko, I.A., Tverdokhlib, I.V. Verification of the mathematical model of the energy consumption drive for vibrating disc crusher [Верифікація Математичної Моделі Споживаних Енерговитрат Приводу Вібраційної Дислової Дробарки] (2018) INMATEH - Agricultural Engineering, 55 (2), pp. 113-120.
74. Pankiv, V.R., Tokarchuk, O.A. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor (2017) INMATEH - Agricultural Engineering, 51 (1), pp. 59-68.
75. Paziuk V. M., Liubin M. V., Yaropud V. M., Tokarchuk O. A., Tokarchuk D. M. RESEARCH ON THE RATIONAL REGIMES OF WHEAT SEEDS

- DRYING // *Inmateh-Agricultural Engineering*. – 2018. – V. 56, № 3. – P. 39-48.
76. Paziuk, V.M., Petrova, Z.O., Tokarchuk, O.A., Yaropud, V.M. Research of rational modes of drying rape seed (2019) *INMATEH - Agricultural Engineering*, 58 (2), pp. 303-310.
77. Polyevoda, Y.A., Hurych, A.J., Kutsyy, V.M. Patterns of Changing Settings of The Temperature Field at Vapour-Contacting Heating by Sterilizing Products in Cylindrical Containers (2016) *INMATEH - Agricultural Engineering*, 50 (3), pp. 65-72.
78. Pryshliak N., Tokarchuk D. Socio-economic and environmental benefits of biofuel production development from agricultural waste in Ukraine // *Environmental & Socio-Economic Studies*. – 2020. – T. 8, № 1. – С. 18-27.
79. Solona O., Kupchuk I. Dynamic synchronization of vibration exciters of the three-mass vibration mill // *Przegląd Elektrotechniczny*. – 2020. – T. 96, № 3. – С. 161-165.
80. Solona, O., Derevenko, I., Kupchuk, I. Determination of plasticity for pre-deformed billet (2019) *Solid State Phenomena*, 291, pp. 110-120.
81. Tishchenko, L., Kharchenko, S., Kharchenko, F., Bredykhin, V., Tsurkan, O. Identification of a mixture of grain particle velocity through the holes of the vibrating sieves grain separators (2016) *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2 (7), pp. 63-69.
82. Tsurkan, O.V., Gerasimov, O.O., Polyevoda, Y.A., Tverdokhlib, I.V., Rimar, T.I., Stanislavchuk, O.V. Kinetic features of vibrating and filtration dewatering of fresh-peeled pumpkin seeds (2017) *INMATEH - Agricultural Engineering*, 52 (2), pp. 69-76.
83. Turych, V., Rutkevych, V., Goncharuk, N., Ogorodnichuk, G. Investigation of the process of smoothing with ultrasound (2018) *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3 (1-93), pp. 22-33.
84. Turych, V., Veselovska, N., Rutkevych, V., Shargorodskiy, S. Investigation of the process of thread extrusion using the ultrasound (2017) *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (1-90), pp. 60-68.

85. Yanovich V. P., Kupchuk I. M. DETERMINATION OF RATIONAL OPERATING PARAMETERS FOR A VIBRATING DYSK-TYPE GRINDER USED IN ETHANOL INDUSTRY // Inmateh-Agricultural Engineering. – 2017. – V. 52, № 2. – P. 143-148.
86. Yanovich, V.P., Kupchuk, I.M. Determination of rational Operating parameters for a vibrating dysk-type grinder used in ethanol industry (2017) INMATEH - Agricultural Engineering, 52 (2), pp. 143-148.
87. Yanovych, V., Polievoda, Y., Duda, D. Development of a vibrocentric machine for raw glycerin purification (2019) UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 81 (4), pp. 17-28.
88. Yanovych, V., Tsurkan, O., Polevoda, Y. Development of the vibrocentric machine for the production of a basic mixture of homeopathic preparations (2019) UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 81 (2), pp. 13-26.

ДОДАТКИ

Додаток А

Параметри запропонованої гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряка при яких забезпечується стійка робота системи для другого варіанта

КОМПОНОВКИ

Характерний об'єм гідромотора, що приводить у рух КШМ, q_{m2} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Характерний об'єм гідромоторів, що привідять у рух робочі органи, q_{m1}, q_{m3}, q_{m4} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Об'єм першої порожнини, $W_1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$	Об'єм другої, третьої, четвертої порожнин, W_2, W_3, W_4 $\times 10^{-6} \text{ м}^3$
1	2	3	4
8...16	16...32	50...250	20...80
8...16	32...48	50...250	80...120
8...16	48...56	50...250	200...300
16...32	16...32	20...80	20...80
16...32	32...48	20...80	80...120
16...32	48...56	20...80	200...300
32...48	32...48	80...120	80...120
32...48	48...56	80...120	200...300
48...56	48...56	200...300	200...300

Додаток Б

Параметри запропонованої гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряка при яких забезпечується стійка робота системи для третього варіанта

КОМПОНОВКИ

Характерний об'єм гідромотора, що приводить у рух КШМ, q_{m1} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Характерний об'єм гідромоторів, що привідять у рух робочі органи, q_{m2}, q_{m3}, q_{m4} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Об'єм першої порожнини, $W_1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$	Об'єм другої, третьої, четвертої порожнин, W_2, W_3, W_4 $\times 10^{-6} \text{ м}^3$
1	2	3	4
4...8	4...8	50...1000	50...1000
4...8	16...32	50...1000	0...80
4...8	32...48	50...1000	300...600
4...8	48...56	50...1000	600...1000
8...16	4...8	50...1000	50...1000
8...16	16...32	0...80	0...80
8...16	32...48	0...80	300...600
8...16	48...56	0...80	600...1000
16...32	16...32	300...600	0...80
16...32	32...48	300...600	300...600
16...32	48...56	300...600	600...1000
32...48	32...48	300...600	300...600
32...48	48...56	600...1000	600...1000
48...56	48...56	600...1000	600...1000

Додаток В

Параметри запропонованої гідравлічної системи доочисника гички цукрового буряка при яких забезпечується стійка робота системи для четвертого варіанта компоновки

Характерний об'єм гідромотора, що приводить у рух КШМ, q_{M1} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Характерний об'єм гідромоторів, що привідять у рух робочі органи, q_{M2}, q_{M3}, q_{M4} $\times 1.6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{рад}$	Об'єм першої порожнини, $W_1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$	Об'єм другої, третьої, четвертої порожнин, W_2, W_3, W_4 $\times 10^{-6} \text{ м}^3$
1	2	3	4
4...16	4...16	50...1000	50...1000
4...16	16...32	50...1000	100...0
4...16	48...64	50...1000	0...120
48...64	16...32	0...120	50...1000
48...64	32...48	0...120	100...0
48...64	48...64	0...120	0...120
64...80	32...48	100...350	100...0
64...80	48...64	100...350	0...120

ГУНЬКО І.В., ГУНЬКО А.С.,
ШАРГОРОДСЬКИЙ С.А., ПОДОЛЯНИН І.М.

Наукове видання

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Монографія

Підписано до друку 06.10.2020. Формат 60x84/16.
Папір офсетний. Друк лазерний
Ум. друк арк. 10,4. Наклад 300 прим. Зам.2841/2.

Віддруковано з оригіналів замовника.
ФОП Корзун Д.Ю.
Свідочтво про державну реєстрацію фізичної особи-підприємця
серія В02 №818191 від 31.07.2002 р.

Видавець ТОВ «ТВОРИ»
Свідочтво про внесення до суб'єктів реєстру видавців,
виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 6188 від 18.05.2018 р.
21027, а/с 8825, м.Вінниця, вул.Келецька, 51а.
Тел.: (0432) 603-00, (096) 97-30-934, (093) 89-13-852.
e-mail: tvoru@tvoru.com.ua, <http://www.tvoru.com.ua>