

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії та енергетики
Кафедра процесів, машин і обладнання в агроінженерії

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

ЛИСЮК ІННА МИКОЛАЇВНА

УДК 631.363.2

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОСИСТЕМИ
ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ З LS – КЕРУВАННЯМ
208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

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

_____ І. М. Лисюк

Керівник роботи
Заєць М. Л.
кандидат технічних наук

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

Лисюк Інна Миколаївна. Обґрунтування параметрів гідросистеми зернозбиральних комбайнів з LS – керуванням. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістр за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

У кваліфікаційній роботі розглядаються питання модернізації та обґрунтування параметрів гідросистеми приводу робочих органів зернозбиральних комбайнів. Проведені розрахунки та дослідження довели, що нелінійність процесів, які відбуваються при використанні гідросистем досить важко піддаються опису та неможливістю ефективного їх використання на машинах.

Застосовується декілька способів подолання даної проблеми, шляхом застосування зміни параметрів керованого входу робочої рідини для мінімізації чутливості та підвищення жорсткості гідравлічних систем. В роботі запропоновано застосувати метод заміни нелінійного зворотного зв'язку (RFL-ROBUST FEEDBACK LINEARIZATION), на лінійні процеси в LS гідроприводі, які більш прогнозовані та керовані. Це спосіб являє проектування LS-контролера (розпізнавання навантаження) у поєднанні з інтегрованою оптимальною конструкцією для гідравлічно-керованих багатолінійних систем.

В процесі дослідження отримано графічні залежності параметрів роботи гідросистеми приводу положення жатки комбайна від вхідних параметрів. Результати підтверджують, що LS-контролер відстеження положення жатки зі зниженою вхідною подачею є адекватним до невизначеностей модуля об'ємної пружності рідини.

Ключові слова: гідросистема, зворотній зв'язок, розпізнавання навантаження, жатка комбайна, подача рідини.

SUMMARY

Lysyuk Inna. Substantiation of hydraulic system parameters of combine harvesters with LS control. - Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualifying work for a master's degree in 208 Agroengineering. - Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

The qualification work considers the issues of modernization and substantiation of the parameters of the hydraulic system of the drive of the working bodies of combine harvesters. Calculations and studies have shown that the nonlinearity of the processes that occur when using hydraulic systems is difficult to describe and the impossibility of their effective use on machines.

There are several ways to overcome this problem by applying changes to the parameters of the controlled input of the working fluid to minimize the sensitivity and increase the rigidity of hydraulic systems. The paper proposes to apply the method of replacing non-linear feedback (RFL) with linear processes in LS hydraulic drive, which are more predictable and manageable. This method is the design of an LS - controller (Load Sensing) in combination with an integrated optimal design for hydraulically controlled multi-line systems.

In the course of research graphic dependences of parameters of work of hydraulic system of a drive of a combine harvester on input parameters are received. The results confirm that the LS-controller of tracking the position of the reaper with a reduced input feed is adequate to the uncertainties of the modulus of elastic volume of the liquid.

Keywords: hydraulic system, feedback, load recognition, combine harvester, fluid supply.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗУ СТАНУ РОЗРОБОК ГІДРОПРИВОДІВ З LS- КЕРУВАННЯМ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	
1.1. Нові підходи та напрями розвитку гідроприводів самохідних сільськогосподарських машин.....	7
1.2. Огляд сучасних гідросистем приводів сільськогосподарських агрегатів.....	10
Висновки до розділу 1.....	12
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА З LS -КЕРУВАННЯМ	
2.1. Обґрунтування параметрів гідросистеми регулювання положення жатки.....	13
2.2. Визначення стану динамічної рівноваги рухомих елементів системи гідроприводу положення жатки.....	17
Висновки до розділу 2.....	20
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДІВ З LS- КЕРУВАННЯМ	
3.1. Практична реалізація результатів дослідження.....	21
3.2. Дослідження силових характеристик гідросистеми приводу з LS-регулюванням положення жатки.....	24
Висновки до розділу 3.....	26
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	27
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	28

ВСТУП

Актуальність теми. Зі зростанням населення світу загальний обсяг виробництва сільськогосподарської продукції потрібно збільшувати разом з ним. Дослідженнями [1,2,3.] доведено, що значна частина втрат врожаю відбувається під час збирання, а саме в жатних системах зернозбирального комбайна. Один із способів покращити це негативне явище, за допомогою покращеного відстеження висоти зрізу стеблостою. Багаторічні дослідження показали, що інтегрована механічна система та конструкція контролера може забезпечити кращий оптимальний контроль, ніж це було можливо раніше, але ці методи зосереджені лише на механічній системі та не враховують динаміку гідроприводу.

Однак на практиці гідравлічні системи створюють деякі проблеми з керуванням, оскільки вони досить нелінійні, і параметри гідросистеми можуть значно відрізняються під час експлуатації. Запропонована методика RFL пропонує рішення цієї проблеми, і дослідження в цій роботі присвячена розробці LS-гідроприводу жатки зернозбирального комбайна є актуальною.

Мета роботи - підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів за рахунок обґрунтування параметрів гідросистеми з LS- контролером для адаптації роботи жатних частин.

Щоб досягнути поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести аналізу стану розробок з LS-гідроприводів для адаптації роботи робочих органів;
- встановити аналітичні моделі системи гідроприводу системи з LS- контролером для адаптації роботи жатних частин комбайна;
- визначити умови стійкої роботи запропонованої системи гідроприводів з LS- керуванням, побудувати залежності стійкої роботи системи та та визначити її раціональні показники;

Об'єкт дослідження – технологічний процес гідрооб'ємного приводу робочих органів.

Предмет дослідження – система з LS-керуванням параметрів гідравлічних приводів та закономірності впливу зміни параметрів привода на ефективність роботи.

Методи виконання роботи. Робота виконувалась із використанням методів теоретичного аналізу процесів, які впливають на характеристики гідросистеми, моделювання із застосуванням фундаментальних закономірностей гідравліки та гідромеханіки.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Лисюк І. М. Сучасні способи регулювання об'ємного гідроприводу сільськогосподарських машин / І. М. Лисюк, М. Л. Заєць // Матеріали науково-практичної конференції факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2021». 20 травня 2021 р. Житомир: Поліський національний університет, 2021. С. 47-50.
2. Заєць М. Л. Обґрунтування параметрів регулювання об'ємного гідроприводу ходових систем самохідних машин / М. Л. Заєць, І. М. Лисюк // *Матеріали науково-практичної конференції факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2021»*. Житомир: Поліський національний університет, 2021. С. 54-57.
3. Заєць М. Л. Сучасні способи використання гідроприводів самохідних сільськогосподарських машин / М. Л. Заєць, І. М. Лисюк // *Зб. Тез VII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Ж.: ЖАТК, 2021. С.151-154.*

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменування. Загальний обсяг роботи становить 29 сторінок рукописного тексту, 14 рисунків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗУ СТАНУ РОЗРОБОК ГІДРОПРИВОДІВ З LS-КЕРУВАННЯМ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

1.1. Нові підходи та напрями розвитку гідроприводів самохідних сільськогосподарських машин

Розробка нових та модернізація існуючих самохідних сільськогосподарських машин, рухається в сторону зростання виконуваних технологічних операцій, що призводить до підвищення складності виконання операцій та керування даними машинами [1, с.56]. Тому особливої гостроти стає питання обладнання цих машин гідроприводами, що дозволяють в напіваавтоматичному або автоматичному режимі виконувати керування робочими процесами машини з мінімальною участю оператора, тобто людини.

Розроблено велику кількість нових способів керування гідроприводами – механічні, гідравлічні, електрогідравлічні, які досить поширені у різних основних гідросистемах самохідних сільськогосподарських машин. Основною задачею, являється провести аналіз та розрахунок засобів реалізації процесу за оптимальними параметрами гідроприводу робочих органів. Аналізуючи плюси і мінуси гідроприводів з LS- керуванням, даний тип системи регулювання має ряд переваг над іншими, тому [2, с. 45].

Сучасні гідравлічні системи дозволяють реалізовувати тандемне керування робочими органами машин, по потребі прикладання необхідної потужності та зусилля. Що дозволяє збільшити діапазон керування параметрами робочої рідини в системі, використовувати одночасно декілька гідродвигунів з різними значеннями потужності при суттєвій відстані їх від джерела енергії та незалежно від положення його в просторі. Дає змогу використовувати в автоматичному режимі керування параметрами, що призводить до зростання продуктивності та покращення якості виконання технологічного процесу.

Проблема виникає в необхідності подачі від насоса до декількох виносних чи силових гідроциліндрів, робочу рідину зі змінними параметрами, тобто різної витрати. Застосування такого способу керування забезпечує раціональне споживання потужності приводного двигуна комбайна, що доводять аналоги даних систем в машинах імпортного виробництва (рис. 1.1.). Гідросистеми такого типу мають назву «гідроприводи “розпізнавання навантаження”», або гідросистеми з LS-регулюванням (Loading sensing) [1,3].

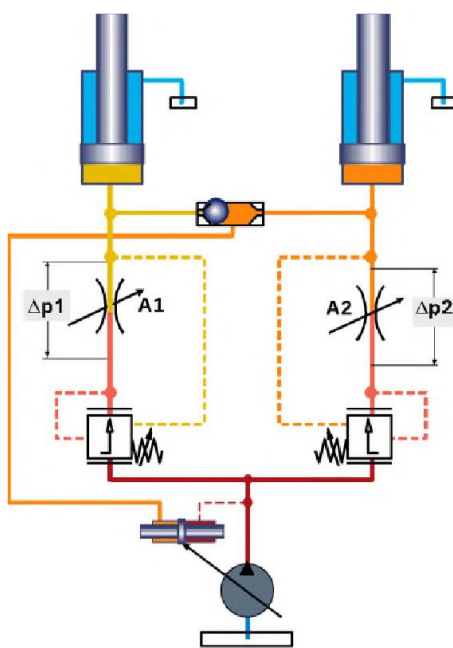


Рис. 1.1. Функціонально-принципова схема гідроприводу з LS-регулюванням

Призначення даних гідроприводів (рис. 1.1.) є дозоване живлення гідродвигунів зворотньо-поступальної та обертової дії, від одного насоса з регульованою подачею, та фактичного тиску в гідролінії керування, що відповідає більшому значенню. Що забезпечує ефективне споживання потужності в порівнянні з приводом сталої подачі. Параметр витрати оливи в гідролініях автоматично змінюється до необхідного значення з величиною подачі в напірну магістраль, у випадку зміни тиску від навантаження в межах допустимих значень. В гідроприводі з LS-регулюванням забезпечується постійне

вирівнювання різниці тисків на регульованому дроселі гідроприводу та подачі насоса.

Застосування приводів з LS - керуванням має на увазі надання вибору системі, завдяки встановлення відповідних гідроапаратів, лише одній гідросистемі, наприклад, гідропривод робочих органів комбайна або системі рульового керування. В такій ситуації потужність подачі насоса, який живить і інші незалежні системи, основної гідросистеми, може значно вплинути на коректність забезпечення роботи в оптимальному режимі, тобто, гідропривод може працювати в режимі низького тиску, що не допускається.

В зв'язку з цим застосування на самохідних сільськогосподарських машинах знаходять також системи гідравлічних приводів, які працюють за принципом «flow sharing» [5] (рис. 1.2.).

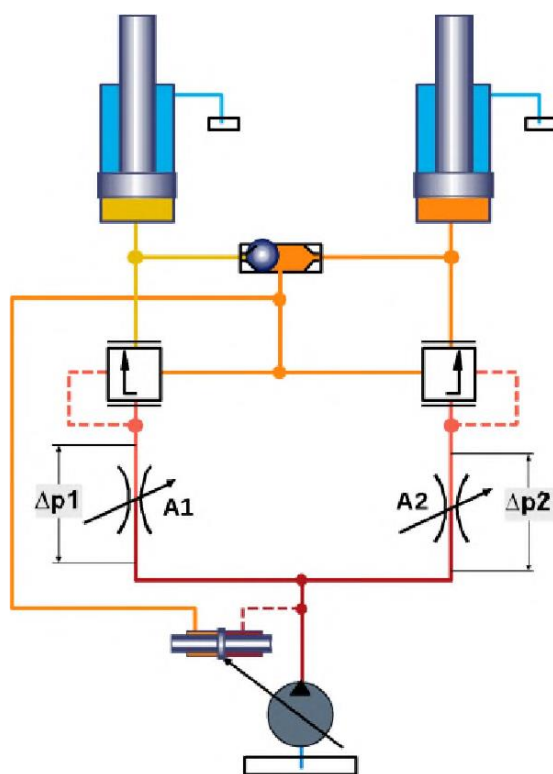


Рис. 1.2. Функціонально-принципова схема гідроприводу з LUDV (FLOW SHARING) розмін потоку

В даній схемі підключення, у випадку перевантаження однієї з гідросистем гідроклапан витрат робочої рідини, який встановлений в системі живлення гідроприводу, рівномірно зніме потужність з інших систем, вирівнявши подачу у кожній з них, це дає змогу частково компенсувати різке падіння потужності на менш задіяних гідросистемах приводів, та не вивести їх за межі оптимальної роботи.

1.2. Огляд сучасних гідросистем приводів сільськогосподарських агрегатів

На рис. 1.3. показано схему роботи гідро навісної системи сучасного трактора CLAAS AXION з стандартною гідросистемою керування начіпним та додатковим виносним обладнанням

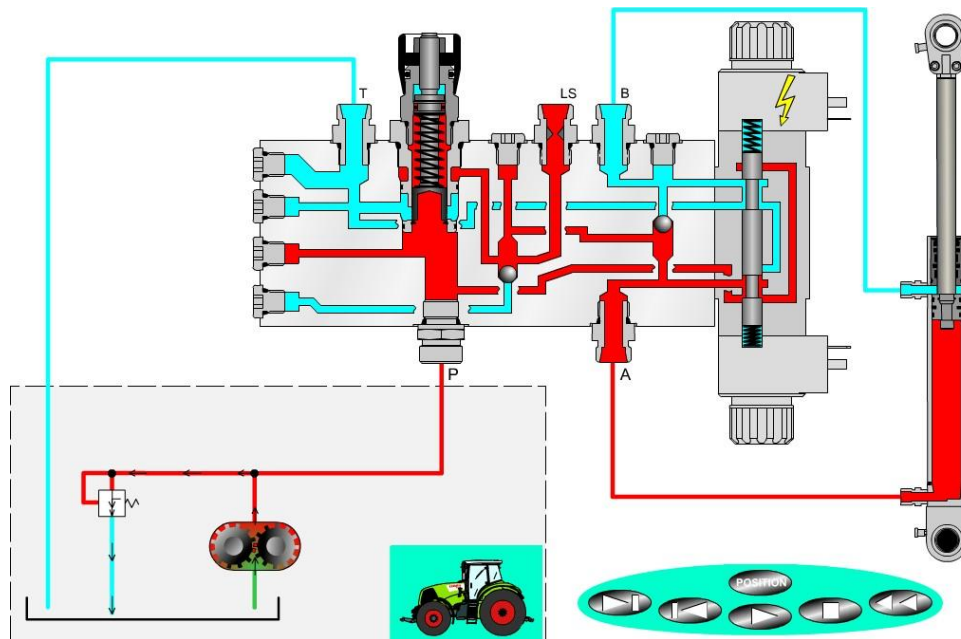


Рис.1.3. Функціональна схема гідронавіної системи трактора CLAAS AXION без системи керування потоку рідини

На рис. 1.4. зображено принципово-функціональну схему роботи аналогічної гідронавіної системи трактора CLAAS AXION, але з системою розпізнавання навантаження LS-керування потоку рідини, що значно ефективніше забезпечує використання привідної потужності гідросистеми.

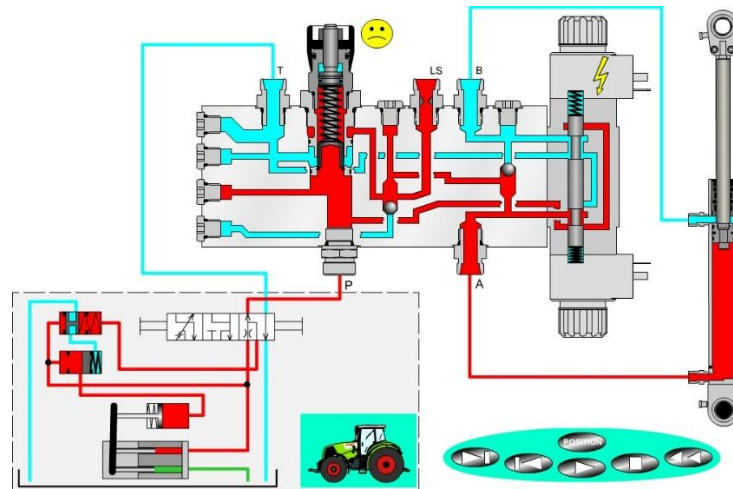


Рис. 1.4. Принципово-функціональна схема гідронавіної системи трактора CLAAS AXION з системою розпізнавання навантаження LS-керування потоку рідини

Різниця між цими двома системами полягає в тому, що система LS-керування дозволяє при досягненні тиску максимального значення, зменшувати подачу насоса, тим самим відмикати та вмикати його в роботу за потреби.

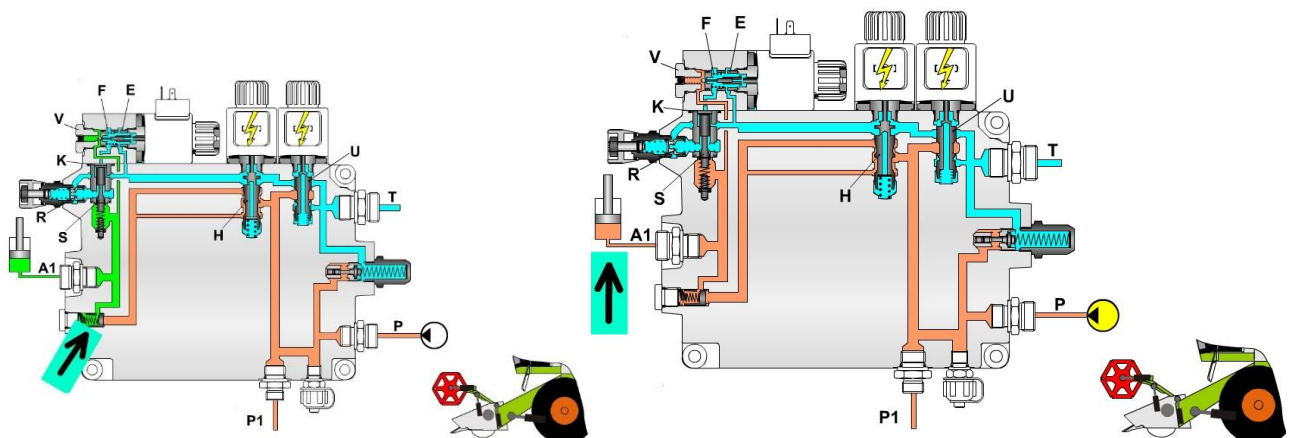


Рис. 1.5. Принципово-функціональна схема гідроприводу жатки зернозбирального комбайна з використанням гідроприводу з LUDV (FLOW SHARING) розмін потоку

На рис.1.6. представлено функціональну схему роботи послідовно з'єднаних гідродвигунів зворотно-поступальної дії з встановленою системою

розпізнавання навантаження. Дана система дозволяє регулювати або вирівнювати тиски в різних камерах гідроциліндрів та забезпечувати однакову відстань та паралельність їх переміщення.

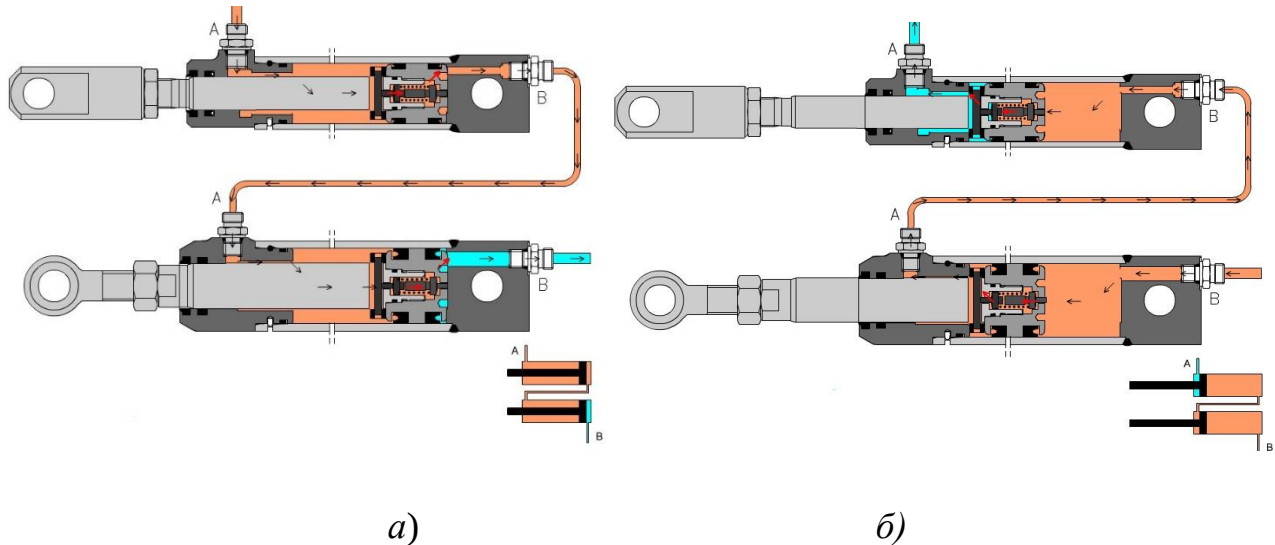


Рис. 1.6. Функціональна схема роботи послідовно з'єднаних гідродвигунів зворотно-поступальної дії з встановленою системою розпізнавання навантаження

а) – нижнє положення штоків; б) – верхнє положення штоків.

Висновки до розділу 1

В системах приводу робочих органів зернозбиральних комбайнів та інших мобільних машин, на даний час не має альтернативи по заміні регульованих гідроприводів, тому з'являється потреба у покращенні ефективності даних систем. Оскільки нелінійність роботи гідроприводів, особливо позиційних саморегульованих, досить суттєво впливає на стійкість роботи систем та її жорсткість.

Системи розпізнавання навантаження з LS-керування, які застосовуються в сільськогосподарських машинах, не в повній мірі передбачають адаптивну витрату робочої рідини в гідродвигунах, під час зміни умов виконання технологічного процесу збирання культур.. Аналіз гідроприводів доводить про необхідність в розробці гібридних більш ефективних систем.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА З LS -КЕРУВАННЯМ

2.1. Обґрунтування параметрів гідросистеми регулювання положення жатки

Запропонована гідросистема з LS-регулюванням параметрів (рис. 2.1,) допускає регулювання швидкості руху та положення штоків гідроциліндрів шляхом зміни нелінійного сигналу датчиків положення жатки встановленої на комбайн, тільки в тому випадку, коли напрямок дії навантаження не співпадає з напрямком руху вихідної ланки (на схемі - штоків гідроциліндрів).

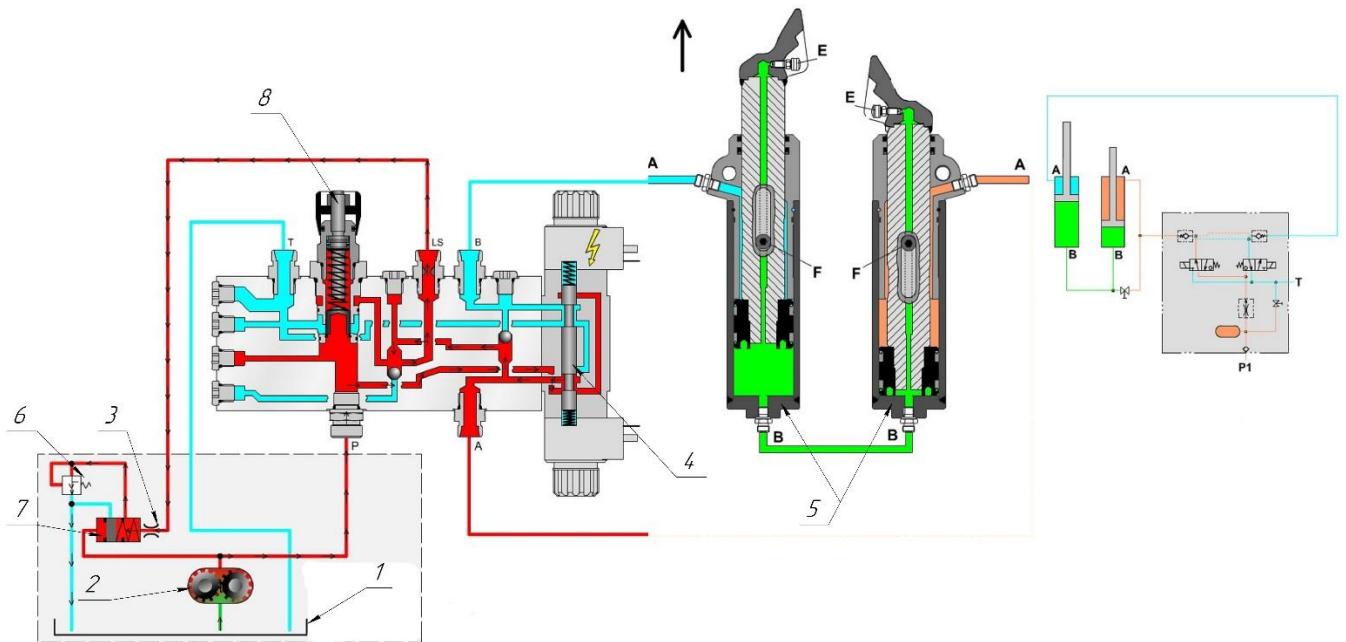


Рис.2.1. Схеми послідовного включення дроселя в гідросистему:

A – вхід рідини; B – перелив рідини.

- 1 - гідробак; 2 - насос; 3 - дросель; 4 - гідророзподільник; 5 - гідроциліндр;
6 - запобіжний клапан; 7 – золотниковий клапан LS-контролера; 8 - LS-
контролера

При цьому методі LS-регулювання шток преміщається разом з поршнем під дією зовнішнього навантаження ваги жатки, яке буде переборювати тільки силу тертя поршня по внутрішнім стінкам циліндра і витіснення рідини у іншій камері гідроциліндра. Зовнішньою силою є вага жатки, то перепад тиску на дроселі 3 (без врахування втрат у гідролініях) в даній гідросхемі гідропередачі знайдемо з виразу [8, с.59.]:

$$\Delta p_{dp} = p_n - p \quad (2.1)$$

де Δp_n - тиск в гідролінії керування, МПа;

Δp - тиск на вході в дросель, МПа.

Тоді тиск на вході в гідроциліндр знайдемо[8, с.61.]:

$$p = \frac{R}{S_n \cdot \eta_m}, \quad (2.2)$$

де R - зусилля, на штоці гідроциліндра;

S_n - площа поперечного перерізу циліндра в поршневій камері;

η_m - механічний коефіцієнт корисної дії ККД.

Звідки різниця тисків на золотниковому клапані LS-контролера з гідроциліндру визначимо з виразу:

$$\Delta p_{dp} = p_n - \frac{R}{S_n \cdot \eta_m}. \quad (2.3)$$

Якщо в гідросистемі замість гідроциліндрів встановлено гідравлічний мотор, то рівняння (2.3) запишеться у вигляді[8, с. 62.]:

$$\Delta p_{dp} = p_n - \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V \cdot \eta_m}, \quad (2.4)$$

де M - крутний момент, нм;

V - робочий об'єм гідромотора, м³/с;

η_m - механічний коефіцієнт корисної дії ККД.

Встановлення дроселя на виході з LS-контролера відрізняється тим, що рідина буде дроселюватись при зливі, тим самим створювати додатковий опір та та знижуватиме жорсткість та керованість гідросистеми приводу[3].

Для нашого випадку шток гідроциліндра повинен витримувати значні знакоперемінні навантаження.

Опір дроселя регулюють зміною площі поперечного перетину прохідного отвору. Тим самим можна регулювати швидкість руху штока, тобто, швидкість реакції відзиву системи.

Якщо встановити дросель на виході з контролера, тоді, енергія нагріву рідини, що нагрівається при русі через отвір дроселя, зливається в резервуар, ліквідуємо негативний процес нагріву гідродвигуна[2, с. 8].

Різницю тисків в контролері, встановленому на виході, визначимо тим самим виразом, для дроселя, включеного на вході (2.3).

Швидкість реакції гідроциліндрів системи приводу визначимо за наступною формулою[8, с. 64]:

$$V = \frac{Q}{S_n}, \quad (2.5)$$

де Q - витрата оливи в гідроциліндрі, м³/с;

S_n – корисна площа поршня в камері подачі, м².

Витрату робочої рідини в циліндрах, при дросельному LS- регулюванні рівне витраті через дросель, тоді рівняння буде мати вигляд[4, с. 245]:

$$Q = Q_{dp} = \mu \cdot S_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{dp}}, \quad (2.6)$$

де μ - коефіцієнт витрати оливи, в залежності від геометрії отвору контролера;

$S_{кр}$ - площа поперечного перерізу отвору контролера;

ρ - густина оливи.

Підставивши дані для знаходження швидкодії штока поршня V у вираз (2.5) із залежностей (2.3) і (2.6) та провівши перетворення отримаємо:

$$V = \mu \cdot \frac{S_{dp.}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_n - \frac{R}{S_n \cdot \eta_m} \right)} \quad (2.7)$$

Слід відмітити, що незалежно від точки встановлення контролера з дроселем на вході чи на виході в гідроциліндри швидкість V при цьому не зміниться.

Графічна залежність швидкодії гідроциліндра від навантаження на шток $V = f(R)$, при дроселюванні котролером на вході рівна дроселюванні на виході, має вигляд спадаючої параболи (рис.2.2), кожен графік характеризу значення величини відкриття дроселюючого перетину і показу свій ступінь дроселювання потоку робочої рідини $\bar{S} = S_{dp} / S_{dp_{max}}$.

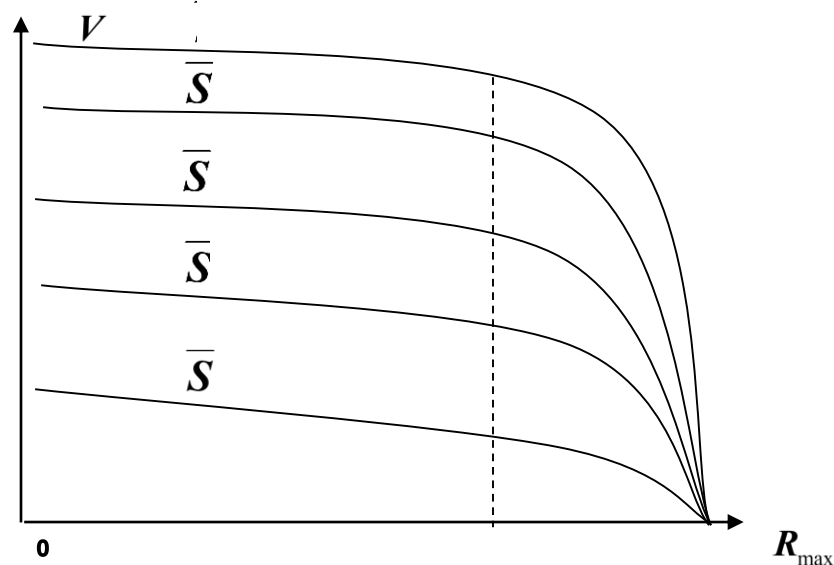


Рис.2.2. Швидкісно-навантажувальні характеристики гідроприводу при послідовному встановленні контролера з LS-регулюванням

Швидкість руху штока гідроциліндра при LS регулюванні послідовно підключеним контролером пропорційна ступеню дроселювання $\bar{S}$, зрозуміло,

що максимальну швидкість отримаємо при повному відкритті отвору контролера та дроселя, коли $\overline{S} = 1$.

Максимальне навантаження на гідроциліндрі R_{max} , при якому шток разом з поршнем зупиняється ($V_n = 0$), ступінь дроселювання не впливає.

Різниця тиску, при регулюванні послідовно включеним LS контролером, не впливає на дроселювання подачі: на вході або на виході в гідроциліндр. Але регулювання потоку на виході має свої переваги. В такій схемі підключення гідроциліндр працює жорстко, особливо при динамічних знакоперемінних зусиллях. З'являється діапазон зміни LS-регулювання гідроприводу при навантаженнях. Також, при установці LS-контролера на злив тепло потоку рідини, зливається в резервуар без термічного впливу на гідроциліндр, тобто гідродвигун виконує свої функції з більшою ефективністю.

2.2. Визначення стану динамічної рівноваги рухомих елементів системи гідроприводу положення жатки

Стан динамічної рівноваги LS-контролера системи гідроприводу положення жатки, визначимо за принципом Даламбера.

Рівняння сил, діючих на золотник контролера:

$$F_K = F_{np} + F_{in} + F_{mp} + (F_{\partial 1} - F_{\partial 2}) \quad (2.8)$$

де F_K - сила, діюча на правий торець золотника контролера, яка визначається величиною тиску P_K ,

F_{np} , - сила опору переміщенню золотника, створювана пружиною,

F_{in} - сила інерції золотника,

F_{mp} - сила тертя, що виникає при русі золотника,

$F_{\partial 1}$ - гідродинамічна сила на першій робочій кромці золотника,

$F_{\partial 2}$ - гідродинамічна сила на другій робочій кромці золотника.

Сила, F_K , визначається з виразу:

$$F_K = S_K \cdot P_K, \quad (2.9)$$

де S_K – площа поперечного перерізу золотника контролера.

Силу інерції знайдемо з виразу:

$$F_{in} = m_3 \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (2.10)$$

де m_3 – вага золотника.

Силу опору, з якою діє пружина на золотник контролера знайдемо за формулою:

$$F_{np} = C \cdot X \quad (2.11)$$

де c -показник жорсткості пружини.

Сили, які виникають на краях золотника контролера потоку рідини можна виразити через вирази [9, с. 158.]:

$$\begin{aligned} c_{\partial 1} &= \mu \cdot a \cdot (p_0 - p_1) \cdot \cos \theta \\ c_{\partial 2} &= \mu \cdot a \cdot (p_0 - p_2) \cdot \cos \theta \\ K_{in1} &= c(l_1 - l_2) \mu \cdot a \sqrt{p_0} - p_1 \\ K_{in2} &= c(l_1 - l_2) \mu \cdot a \sqrt{p_0} - p_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

де θ - кут вектора швидкості потоку робочої рідини до осі золотника контролера, приймаємо $\theta_H = 69^\circ$,

l_1 -відстань між центром отвору входу рідини і проточкою в корпусі контролера,

l_2 - відстань між проточкою і центром отвору витікання рідини.

За умови, що рух золотника відбувається з рідинним тертям, силу тертя визначимо з формули:

$$F = \alpha \frac{dx}{dt}, \quad (2.13)$$

де α – коефіцієнт тертя рідини.

Рівняння сил, що виникають на штоці гідроциліндра приводу положення жатки в поперечному положенні, буде мати вигляд [9, с. 160.]:

$$F_{\text{зц}} = G_{\text{жст}} + F_{\text{ін.зц}} + F_{\text{тр}}, \quad (2.14)$$

де $F_{\text{зц}}$ - сила, на штоці гідроциліндра,

$F_{\text{ін.зц}}$ - сила інерції, яка виникає на вихідній ланці гідроциліндра,

$F_{\text{тр}}$ - сила тертя в механізмах і вузлах кріплення штока,

$G_{\text{жст}}$ - вага жатки, в точках кріплення до гідроциліндра.

Зусилля, що створює шток гідроциліндра керування положенням жатки, визначемо з виразу [8, с. 96.]:

$$F_{\text{зц}} = S_1 \cdot P_1 - S_2 \cdot P_2, \quad (2.15)$$

де S_1 - площа поршня у поршневій камері гідроциліндра,

S_2 - площа поршня у штоковій камері.

Силу інерції рухомих частин приєднаних до штока гідроциліндра, визначимо з виразу:

$$F_{\text{ін.зц}} = m_{\text{пр}} \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (2.16)$$

де m – маса встановлених рухомих частин жатки.

За умови, що вихідна ланка гідроциліндра рухається без ривків, та внутрішні поверхні камер циліндра заповнені рідиною, враховується тільки фактором рідинного тертя, тоді силу тертя визначимо:

$$F_{mp} = \beta_{cy} \frac{dy}{dt}. \quad (2.17)$$

де β - коефіцієнт співвідношення сили рідинного тертя та швидкості відносного руху по внутрішніх стінках поверхонь тертя.

Складені рівняння дозволяють описати роботу запропонованого гідроприводу поперечної стабілізації жатки зернозбирального комбайна у двох режимах, регулювання яких відбувається за допомогою LS-контролера розподільника з електрогідравлічним керуванням (рис.2.1), що забезпечує роботу зусилля на гідроциліндрі відповідно до необхідного значення.

Залежності (2.8 – 2.17) визначають параметри процесів при русі штока гідроциліндра привода в двох напрямках, що дозволяє виконанню зміни поперечного положення жатки комбайна в допустимих межах.

Висновки до розділу 2

1. Запропоновано гідросистему приводу з LS-регулюванням поперечного положення жатки зернозбирального комбайна, яка да можливість пропорційно регулювати режимами роботи двох гідродвигунів – зміни кута нахилу.
2. Дана система передбачає встановлення LS-контролера, за допомогою якого, в автоматичному режимі система відслідковує навантаження на штоках та коректує подачу оливи там де вона потрібна. в результаті такої корекції відбувається ефективне використання потужності гідронасоса та підвищується раціональне використання енергії привідного двигуна.
3. Встановлено нелінійні математичі залежності гідросистеми приводу поперечного положення жатки, яка да можливість в автоматичному режимі коригувати технологічні параметри подачі та тиску робочої рідини в гідроциліндри різних навантаженнях на їхні штоки.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДІВ З LS- КЕРУВАННЯМ

3.1. Практична реалізація результатів дослідження

Жниварка повинна чисто, без втрат зрізати матеріал і рівномірно подавати його до похилої камери. Жниварки використовуються на комбайнах серії Мега в діапазоні від 3.6 до 9 м виконані на базі цільнозварної рами. Для оптимальної роботи жниварки необхідно рівномірне розподіл ваги по всій ширині. У зв'язку з цим жниварки з шириною захвату від 3.6 до 5.1м мають привід тільки з лівого боку (по ходу руху машини), від 6.0 до 9.0м привід здійснюється з обох сторін. Поперечне регулювання двома цапфами, які змонтовані на похилій камері. Якщо машина оснащена системою “Автоконтур” цапфи керуються двома гідроциліндрами.

Технічні характеристики жниварок наведені в табл.3.1.

Таблиця 3.1.

Технічні характеристики жниварок

Марка	C900	C750	C660	C600	C510	C450	C420	C390	C360
Ширина захвату, м	9.0	7.5	6.6	6.0	5.10	4.50	4.20	3.90	3.60
Маса, кг Зернова жатка	2350	1900	1750	1550	1160	1080	1000	950	910
Жатка для збирання сої		2130		1700	1450	1300			

Автоматика жниварки. Автоматичне управління жниваркою полегшує роботу на схилах, складних рельєфах та кам'янистих ґрунтах. Фактично працюючи з широкозахватними жниварками необхідність використання електроніки для управління жниваркою стає очевидною (рис. 3.1).

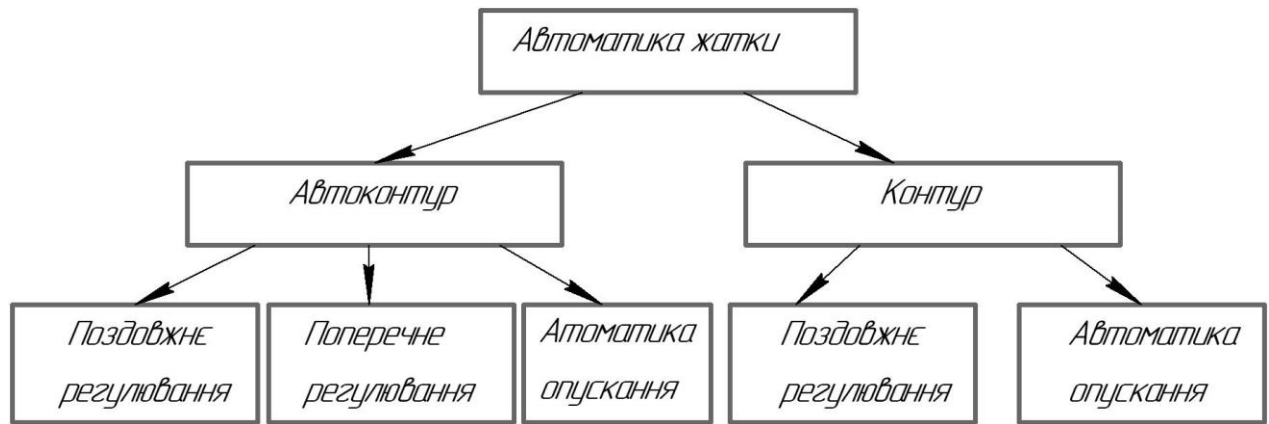


Рис. 3.1. Схема автоматичного управління жниваркою

Для безпомилкової роботи автоматики необхідна коректне регулювання центравочних пружин розподільника керування гідроциліндрів жатки та циліндрів поперечного регулювання жниварки.

Поперечне регулювання (рис. 3.2.) активується при включенні жниварки, незалежно від того в якому режимі працює машина в автоматичному чи ручному.

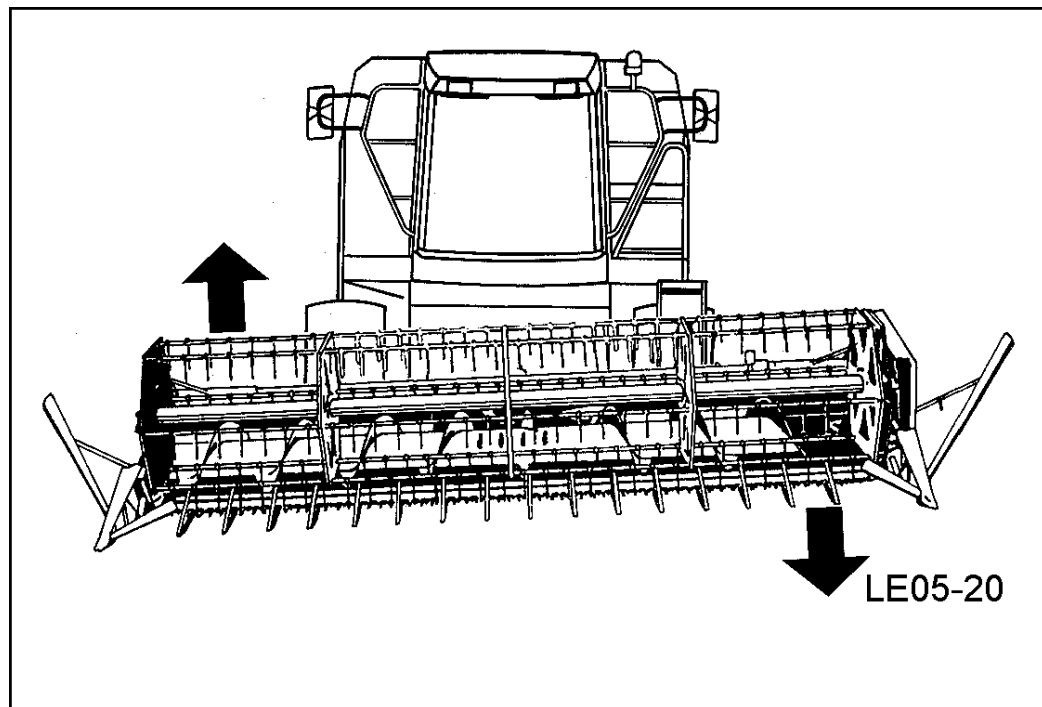


Рис. 3.2. Зміна положення жатки в поперечній площині

Пристрій для реалізації LS-регулювання повинен мати(рис. 3.3): Т - контактний полозок: (4 шт); ползки на лівій і правій стороні пов'язані попарно між собою. S - потенціометер: (2 шт).

Кожен потенціометер з'єднаний відповідно з парою лівих чи правих ползків.

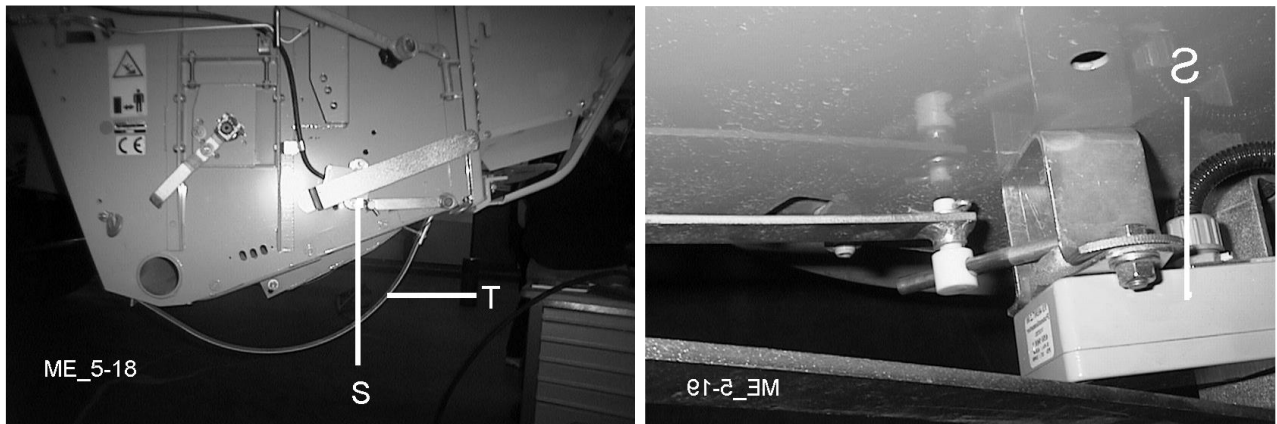


Рис. 3.3. Пристрій для реалізації LS-регулювання

Т - контактний полозок: (4 шт); S - потенціометер: (2 шт).

У випадку виходу з ладу потенціометра система не потребує спеціального налагодження та регулювання.

Принцип дії: Під час руху комбайна контактні ползки зліва і справа наїжджають на різні перешкоди (виступи, ямки). Наприклад, правий полозок наїхав на бугор - жниварка нахилиться вліво (підніметься права сторона і рівно на стільки опуститься ліва сторона). Якщо обидва ползки наїдуть на виступ - тоді жниварка підніметься вгору без поперечного регулювання. Якщо полозок потрапляє до ями - реакція буде зворотною до описаної вище. Однак, що відбудеться, якщо виступ чи ямка потрапить між ползки (рис. 34.). В цьому випадку спрацює потенціометер (Р) який встановлений на пружині гідроциліндра жниварки і дасть сигнал до електронного блоку який у свою чергу подасть команду "Жниварку опустити або підняти".

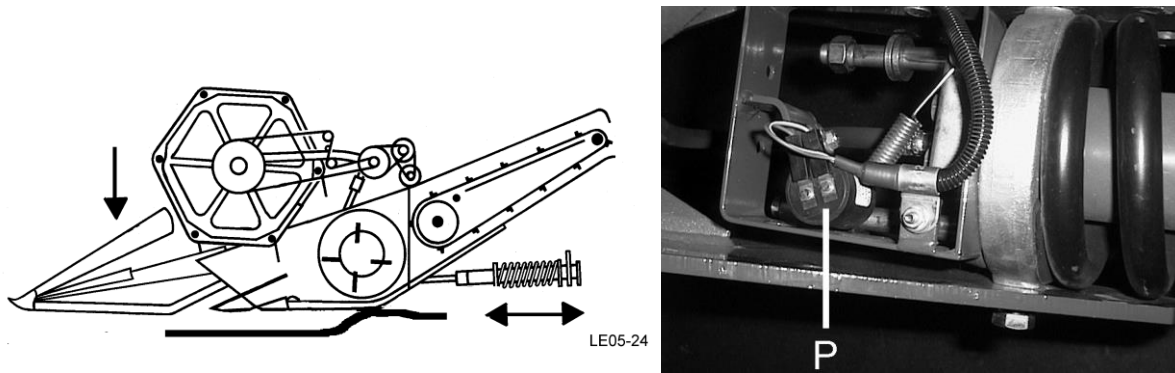


Рис. 3.4. Потенціометер (Р) який встановлений на пружині гідроциліндра жнивarki

Аналізуючи вище викладене, можна сказати, що даний пристій для атоматичного регулювання поперечного положення жатки комбайна, вцілому, забезпечує авторегулювання в складі LS-системи контролю.

3.2. Дослідження силових характеристик гідросистеми приводу з LS-регулюванням положення жатки

Характеристики навантаження гідросистем приводу робочих органів характирезують стійкість швидкості переміщення штока гідроциліндра при знакоперемінному навантаженні.

Проектуючи гідросистеми, особливо з автоконтурами, необхідно враховувати можливість втрати об'ємного ККД тобто негативний ефект втрати жорсткості “просідання” гідросистеми.

Отримані графічні залежності гідросистеми з LS-регулюванням положення жатки із зворотньо-поступальним рухом штоків, взалежності від величини швидкості $\overline{v_n}$ вихідної ланки від навантаження $\overline{R}$ на нього, при незмінній подачі гідронасоса, та та сталих показниках максимальної швидкості штока інерційно-гальмівного навантаження (рис.3.5).

Найкращий показник жорсткості система гідроприводу з LS-регулюванням має при об'ємному регулюванні (рис. 3.5, залежність 1). Не досить ефективною

система проявила себе при під'єднанні дроселя в гідролінії зливу рідини (рис. 3.5, залежність 2), і зовсім неефективним привтановленні регульованого гідродроселя з паралельним під'єднанням на вході в керовану гідролінію (рис. 3.5, залежність 3).

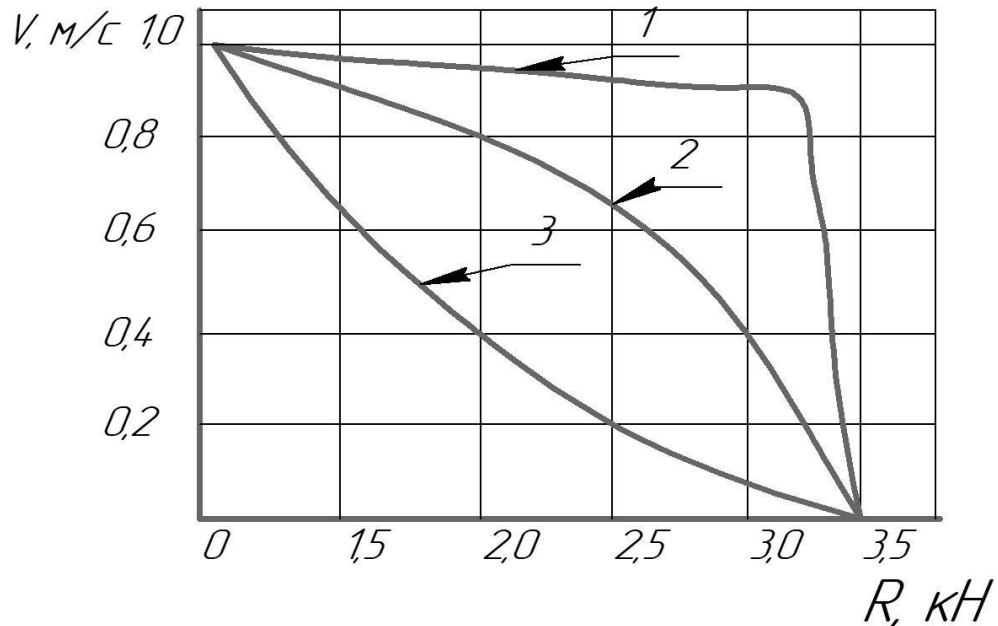


Рис. 3.5. Залежність швидкості штока інерційно-гальмівного навантаження гідросистеми LS-регулюванням при різних способах під'єднання:

1 - гідрооб'ємний; 2 - дросельному з послідовним під'єднанням; 3 - дросельний з паралельним під'єднанням

Порівняння способів під'єднання гідросистеми з LS-регулюванням положення жатки за коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Отримали графічні залежності ККД процесу керування від відносної швидкості переміщення штока гідроциліндра для різних способів під'єднання та раціонального завантаження системи (рис. 3.6.).

На рис. 3.6. зображені графічні залежності ККД та швидкості реакції LS-гідросистеми при різних способах підключення та регулювання подачі оливи: об'ємний, з послідовним і з паралельним під'єднанням дроселя.

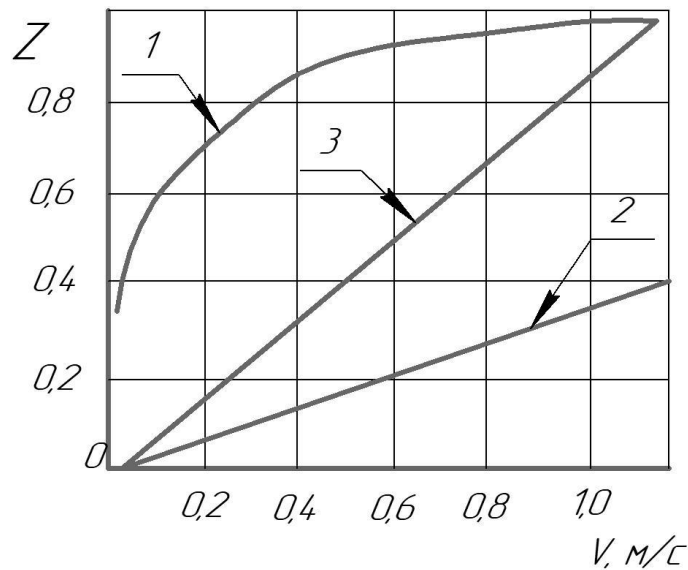


Рис. 3.6. Графічні залежності ККД та швидкості реакції LS-гідросистеми при різних способах підключення та регулювання подачі оливи
 1 - гідрооб'ємний; 2 - дросельному з послідовним під'єднанням; 3 - дросельний з паралельним під'єднанням

Висновки до розділу 3

1. Автоматизоване управління навісним оладнанням зернозбиральних комбайнів полегшує роботу в складних умовах та ґрунтах. Працюючи з широкозахватними жниварками необхідність використання гідроприводу з електрогідравлічним управлінням жниваркою стає необхідністю. Для безпомилкової роботи автоматики необхідна коректне регулювання центруючих пружин розподільника керування гідроциліндрів жатки та циліндрів поперечного регулювання жниварки.
2. При розробці гідросистем з LS-регулюванням з автоконтурами, потрібно забезпечити компенсацію втрати рідини в системі, тобто створити умови з високим об'ємним ККД та нівелювати ефект втрати жорсткості “просідання” гідросистеми.
3. Отримано графічні залежності швидкості штока інерційно-гальмівного навантаження та залежність ККД та швидкості реакції LS-регулюванням при різних способах під'єднання, що показує ефективність об'ємного регулювання потоку.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналізуючи системи гідроприводу робочих органів зернозбиральних комбайнів, встановлено, що в даний час не має альтернативи по заміні регульованих гідроприводів. Оскільки нелінійність роботи гідроприводів, особливо позиційних саморегульованих, досить суттєво впливає на стійкість роботи систем та її жорсткість. Системи розпізнавання навантаження з LS-керування, які застосовуються в сільськогосподарських машинах, не в повній мірі передбачають адаптивну витрату робочої рідини в гідродвигунах, під час зміни умов виконання технологічного процесу збирання культур. Аналіз гідроприводів доводить про необхідність в розробці гібридних більш ефективних систем.
2. Запропоновано гідросистему приводу з LS-регулюванням поперечного положення жатки зернозбирального комбайна, яка да можливість пропорційно регулювати режимами роботи двох гідродвигунів – зміни кута нахилу. Дана система передбачає встановлення LS-контролера, за допомогою якого, в автоматичному режимі система відслідковує навантаження на штоках та коректує подачу оливи там де вона потрібна.
3. Встановлено нелінійні моделі залежності гідросистеми приводу поперечного положення жатки, яка да можливість в автоматичному режимі коригувати технологічні параметри подачі та тиску робочої рідини в гідроциліндри різних навантаженнях на їхні штоки.
3. При проектуванні гідросистем з LS-регулюванням з автоконтурами, потрібно забезпечити компенсацію втрати рідини в системі, тобто створити умови з високим об'ємним ККД та нівелювати ефект втрати жорсткості “просідання” гідросистеми.
4. Аналіз графічних залежностей швидкості штоку інерційно-гальмівного навантаження доводить ефективність об'ємного регулювання потоку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов, Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS - регулюванням: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович. - Вінниця, 2000 р. - 320 с.
2. Пастушенко, С. И. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / С. И. Пастушенко, О. М. Яхно. // Промислова гідравліка і пневматика. 2004. №1(3). С. 92-99.
3. Hydraulic Solutions for mobile applications. VP170 directional control valve proportional, load-sensing and pressure compensation. Parker Hannifin Corporation hydraulic valve division. Bulletin HY14-2006/US,400, 9/0C,GL.
4. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика верстатів / За ред. д-ра техн. наук В. А. Федорця. - К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 375 с.
5. Галухин, Н.А. Исследование влияния насыщения потока насоса на КПД flow sharing гидропривода / Н.А. Галухин // Промислова гідравліка і пневматика. - 2014. -№1(43). - С. 55-63.
6. Андрейко, П.Н. Направления развития объемного гидропривода / П. Н. Андрейко, З. Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. - 2016. - №2(52).-С. 3-14.
7. Резник, Н.Е. О целесообразности гидрофикации рабочих органов сельхозмашин / Н.Е. Резник, А.И. Чепурной // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990. - №2. - С. 24-26.
8. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. - К.: Вища освіта, 2004 - 368 с.
9. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: / Д. Н. Попов. - [2-е изд., перераб. и доп.]. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.

- 10.Соболь, І.М. Вибір оптимальних параметрів у завданнях із багатьма критеріями / І.М. Соболь, Р.Б. Статніков. - М: Наука, 1981. - 107 с.
11. Башта, Т.М. Гідропривід та гідروпневмоавтоматика / Т.М. Башта. - М: Машинобудування, 1972. - 320 с.
12. Мещеряков, І.К. Проблеми гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів/І.К. Мещеряков, Е.М. Штейн // Трактори та сільськогосподарські машини. – 1991. – №11. – С. 5-7.
13. Axin M. Fluid power systems for mobile applications with a focus on energy efficiency and dynamic characteristics / M. Axin // Link ping studies in science and technology. Thesis № 1595. - Link ping. - 2013. - 59 p. - Available at: [http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/fulltext01. pdf](http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/fulltext01.pdf). [електронний ресурс].
14. Інструкції по експлуатації комбайнів CLAAS LEXION. CLAAS ACADEMY/- 2011.