

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

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

**Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису**

**Якобчук Олександр Вікторович**

**УДК 629.3.07**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**Удосконалення експлуатації гідравлічних  
підсилювачів керма автомобілів**

**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  
\_\_\_\_\_ Якобчук О. В.

**Керівник роботи**

**Ільченко А.В.**

**кандидат технічних наук, доцент**

**Житомир – 2023**

## АНОТАЦІЯ

**Якобчук Олександр Вікторович. Удосконалення експлуатації гідравлічних підсилювачів керма автомобілів. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В магістерській роботі проведено аналіз конструкцій схем, режимів роботи та особливостей функціонування гідравлічних підсилювачів керма автомобілів в умовах АПК України. На підставі проведеного аналізу зроблено висновок про те, що найбільш масовим типом підсилювачів керма автомобілів в АПК є гідравлічні підсилювачі, причому через важкі умови експлуатації автомобілів відбувається перегрівання робочої рідини гідравлічного підсилювача керма.

У результаті проведеного експерименту отримано залежність нагрівання робочої рідини гідравлічного підсилювача керма залежно від варійованих факторів: частоти обертання колінчастого валу ДВЗ, часу роботи гідравлічного підсилювача, коефіцієнта опору коченню.

Техніко-економічна оцінка результатів дослідження дає змогу зробити висновок про необхідність використання в умовах АПК варіанта гідравлічного підсилювача керма із застосуванням пристроїв для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та контролю небажаних кутів повороту рульового колеса. Економічний ефект запропонованих розробок становитиме 4% від вартості автомобіля.

*Ключові слова: кермо, автомобіль, температура, гідропідсилювач керма, охолодження, рідина.*

## ANNOTATION

**Yakobchuk Oleksandr Viktorovich. Improving the operation of hydraulic power steering for cars.** – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.  
– Polissia National University, Zhytomyr, 2023.

The article analyses the design of circuits, operating modes and features of the functioning of hydraulic power steering in the conditions of the agro-industrial complex. Based on the analysis, it is concluded that the most common type of power steering in the agricultural sector is hydraulic power steering, and due to the harsh operating conditions of cars, the working fluid of the hydraulic power steering overheats.

As a result of the experiment, the dependence of the heating of the working fluid of the hydraulic power steering on the following factors was obtained: the crankshaft speed of the internal combustion engine, the operating time of the hydraulic power steering, and the rolling resistance coefficient.

The technical and economic evaluation of the study results allows us to conclude that it is necessary to use a variant of the hydraulic power steering with the use of devices to increase the efficiency of cooling the power steering fluid and control undesirable steering angles in the agricultural sector. The economic effect of the proposed developments will be 4% of the cost of the car.

*Keywords: steering wheel, car, temperature, power steering, cooling, liquid.*

## ЗМІСТ

|                                                                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                                   | 5  |
| РОЗДІЛ 1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ТА<br>КОНСТРУКЦІЙ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ..... | 8  |
| РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....                                                                  | 22 |
| РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХНЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА<br>ОЦІНКА.....                                    | 36 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                                                | 43 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....                                                                              | 44 |

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Досягнення економічних успіхів у агропромисловому комплексі значною мірою визначається надійністю, продуктивністю, грамотною організацією транспортної логістики.

Ефективність транспортної логістики агропромислового комплексу визначається надійністю сільськогосподарської техніки, яка залежить від конструкційних і експлуатаційних властивостей.

Аналіз складу сільськогосподарської техніки агропромислового комплексу показує, що половину загальної його чисельності становить автомобільна техніка. Основними показниками експлуатаційно-технічних характеристик якої є: керованість, стійкість, маневреність і безпека. Тому від вибору раціональних параметрів цих характеристик залежить і ефективність використання техніки АПК України в цілому.

Водіння автомобіля є основним завданням водія, яке включає цілеспрямоване управління та організацію процесу руху.

Траєкторія руху будь-якого автомобіля завжди криволінійна, з кривизною, що безперервно змінюється. Хвильовий характер траєкторії руху зумовлений не тільки наявністю криволінійних ділянок дороги, а й і дією на транспортний засіб зовнішніх чинників і впливом водія на органи управління з метою коригування характеру руху, зокрема напрямку руху.

Коли автомобіль пересувається по прямих ділянках, варіації радіуса кривизни його шляху є незначними, тому такий тип руху часто розглядається як умовно прямий.

Вивчення використання автотехніки в реальних ситуаціях дозволяє нам прийти до певних висновків, що маневрування відбувається криволінійною траєкторією в 50...75 % від загального пробігу, у зв'язку, з чим мають пред'являтися підвищені вимоги до рульового управління.

Один зі способів покращення активної безпеки транспортного засобу - це монтаж підсилювача рульового управління, який допомагає знизити фізичний вплив на водія під час обертання рульового колеса, а також пом'якшує удари та вібрації, які надходять від передніх коліс.

Однією з проблем конструкції гідравлічних підсилювачів керма є підвищення його температурного режиму та навантаженості внаслідок тривалої дії за крайніх положень кермового колеса.

Таким чином, актуальним науково-технічним завданням є вдосконалення експлуатації гідравлічних підсилювачів керма автомобілів у сільському господарстві, що дасть змогу виконати вимоги висунуті до конструкції підсилювача керма.

**Об'єкт дослідження** – функціонування гідравлічних підсилювачів керма автомобілів в сільському господарстві.

**Предмет дослідження** – процес теплоутворення в гідравлічних підсилювачів керма автомобілів в сільському господарстві.

**Мета дослідження** – оцінка функціонування гідравлічних підсилювачів керма автомобіля в сільському господарстві методом визначення теплових втрат.

**Завдання дослідження:**

1) Проаналізувати наявні конструкції та особливості функціонування гідравлічних підсилювачів керма в умовах сільськогосподарського виробництва;

3) Провести експериментальні дослідження для підтвердження розрахункових методів визначення теплового потоку гідравлічних підсилювачів керма;

**Методи наукового дослідження.** Під час проведення експериментальних досліджень використовували стандартні та розроблені методики, сертифіковані прилади та установки. Оброблення результатів досліджень проведено методами математичної статистики (з використанням програм MathCAD 14.0, Statistica 8.0).

Перелік публікацій за темою роботи:

1. **Якобчук О.В.** Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування. Матеріали ІХ Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 5 квітня 2023 року Житомир: Житомирський агротехнічний фаховий коледж, 2023. С. 273-276.

2. **Якобчук О.В.** Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування. Студентські читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. 25 жовтня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023 С. 97-100.

3. Ільченко А., **Якобчук О.** Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних підсилювачів керма. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 424-425.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичний інтерес представляє реалізація схеми рульового управління обладнаного гідропідсилювачем, що містить пристрій для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса та пристрій для підвищення ефективності охолодження рідини.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 19 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 48 сторінок комп'ютерного тексту, містить 10 рисунків і 14 таблиць.

## РОЗДІЛ 1

### КЛАСИФІКАЦІЯ ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ТА КОНСТРУКЦІЙ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

Підсилювачем керма називається механізм, що створює під тиском рідини або стисненого повітря додаткове зусилля на рульовий привід, необхідне для повороту керованих коліс автомобіля. Підсилювач служить для полегшення керування автомобілем, підвищення його маневреності та безпеки руху. Він також пом'якшує поштовхи та удари дорожніх нерівностей, що передаються від керованих коліс на рульове колесо. Маневреність автомобіля з рульовим підсилювачем підвищується внаслідок швидкості і точності його дії. Однак наявність підсилювача призводить до ускладнення конструкції рульового керування, підвищення вартості, погіршення зворотного зв'язку з керованими колесами автомобіля [17, 18].

До кермових підсилювачів пред'являють вимоги, відповідно до яких вони повинні забезпечувати [17, 18]:

- кінематичну слідкуючу дію (за переміщенням), тобто відповідність між кутами повороту кермового колеса і керованих коліс;
- силову слідкуючу дію (за силою опору повороту), тобто пропорційність між зусиллям, що прикладається до зусилля (за силою опору повороту), тобто пропорційність між зусиллям, що прикладається до зусилля, і зусиллям, що прикладається до зусилля, що прикладається до зусилля. тобто пропорційність між зусиллям на кермовому колесі та силами опору повороту керованих коліс;
- можливість керувати автомобілем у разі виходу підсилювача з ладу;
- дія тільки у випадках, коли зусилля на кермовому колесі перевищує 25...100 Н;
- мінімальний час спрацьовування;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс автомобіля;

- пом'якшення і поглинання поштовхів і ударів, що передаються від керованих коліс на рульове колесо.

Кінематична слідкуюча дія забезпечує пропорційність між кутовим переміщенням рульового колеса і кутом повороту керованих коліс. Кожному фіксованому положенню кермового колеса повинно відповідати певне положення керованих коліс, а під час зупинки кермового колеса в якомусь проміжному положенні поворот керованих коліс також повинен припинятися.

Підсилювач рульового управління має вмикатися за певного зусилля, що прикладається до рульового колеса. Це зусилля залежить від сил тертя в рульовому механізмі і типу застосовуваного центрувального пристрою. Центрувальний пристрій обов'язково є у всіх підсилювачах, оскільки він також не дає змоги вмикатися підсилювачу в разі незначних поштовхів з боку керованих коліс. Як центруючі та реактивні пристрої в підсилювачах рульового керування можуть застосовуватися пружини, торсіони, плунжери, реактивні камери або їхні комбінації [17, 18].

Увімкнення підсилювача рульового керування відбувається внаслідок зворотного зв'язку від керованих коліс, здійснюваного за допомогою рульового приводу [17, 18].

Силовa дія забезпечує пропорційність між силою, прикладеною до рульового колеса, і силою опору повороту керованих коліс. Силова слідкуюча дія створює водієві "відчуття дороги" [17, 18].

Нині підсилювачі кермає обов'язковими агрегатами всіх вантажних автомобілів великої та середньої вантажопідйомності, автобусів великої місткості, автомобілів високої прохідності та всіх легкових автомобілів високого класу [17, 18].

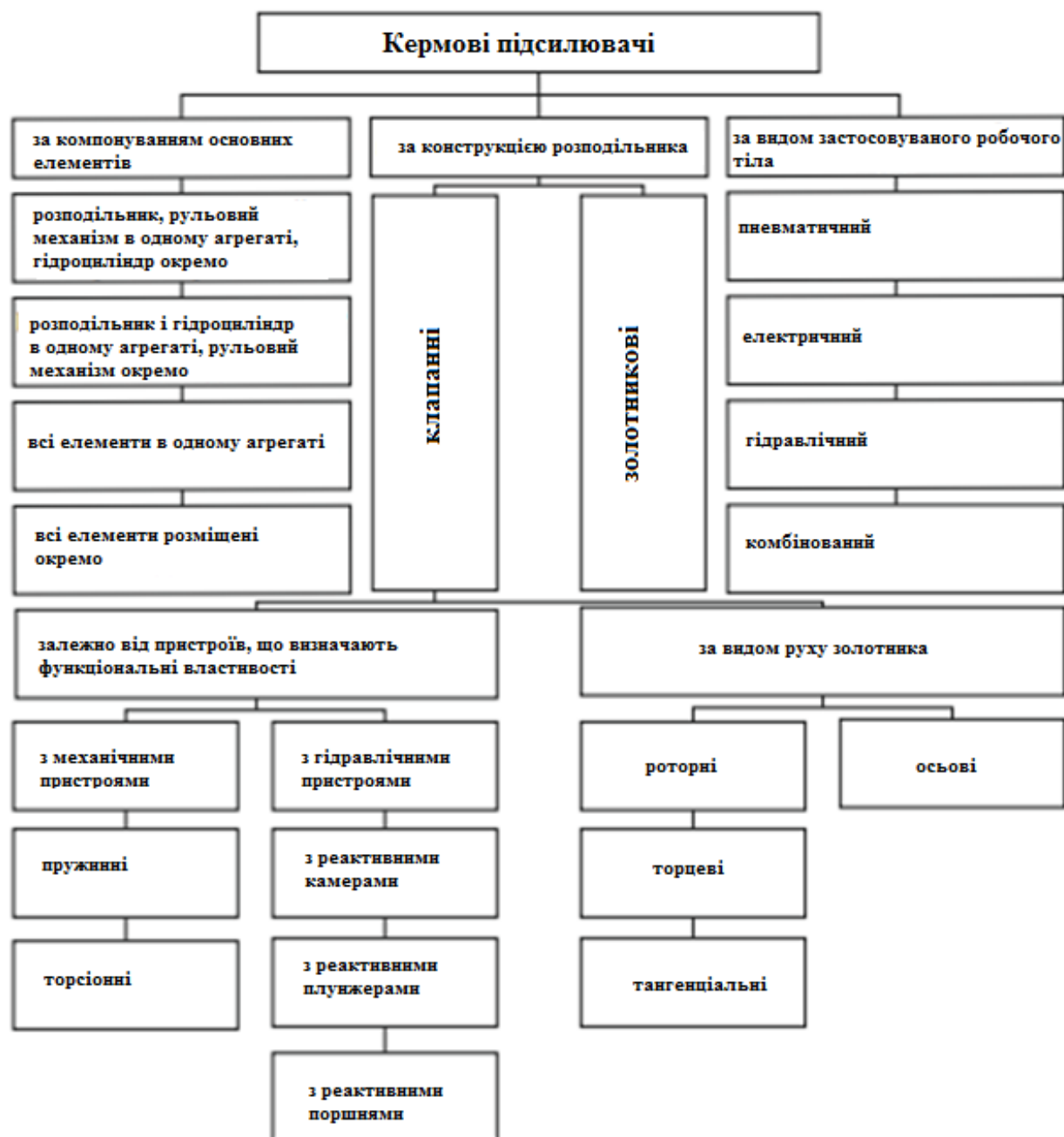


Рис. 1.1. Класифікація підсилювачів керма.

За видом використання енергії підсилювачі поділяють на механічні, пневматичні, електричні, комбіновані та гідравлічні.

Механічні та вакуумні підсилювачі випускалися дрібними серіями. Вони відомі також за патентами та окремими дослідними зразками. В даний час ці підсилювачі не застосовуються через складність і ненадійність конструкції порівняно з гідравлічними рульовими підсилювачами [17, 18].

В автомобілебудуванні набули поширення переважно підсилювачі рульових механізмів трьох типів: гідравлічні, пневматичні, електричні.

Пневматичні підсилювачі набули спочатку широкого поширення з огляду на порівняльну простоту конструкції і невисоку її вартість, а також можливість використовувати наявну на автомобілі пневмоапаратуру гальмівної системи для живлення стисненим повітрям. Однак зараз вони вже не задовольняють вимогам за масогабаритними показниками, ефективністю, швидкодією, демпфувальними властивостями, високою інертністю під час спрацьовування та неефективною слідкувальною дією, а також експлуатацією за низьких температур, і їх не застосовують [17, 18].

Використання електричної енергії в підсилювачах розширює можливості оптимізації характеристик рульового управління автомобіля з позицій керованості, стійкості руху та ергономіки [17, 18].

Електричні підсилювачі з використанням малогабаритних високооборотних регульованих двигунів постійного струму мають високу швидкодію та забезпечують підсилювачу точну слідкуючу дію. Електричні підсилювачі легко поєднуються з електронними системами управління, що включають мікропроцесори. Подібні системи управління режимом роботи підсилювача володіють великими можливостями логічного опрацювання вихідної інформації – сигналів різних датчиків під час вироблення керувального впливу, можуть виконуватися багаторежимними або програмованими для врахування особливостей конкретного автомобіля та умов його експлуатації.

Сигналом до ввімкнення підсилювача зазвичай слугує певне значення моменту на кермовому колесі, вимірюваного за допомогою датчика. Електронний блок керування залежно від знака і значення моменту, швидкості руху автомобіля і швидкості повороту рульового колеса регулює режим роботи електродвигуна [17, 18].

Як датчик моменту електричного підсилювача може використовуватися безконтактний датчик, що має високу надійність. Принцип дії його заснований

на ефекті поверхневих вихрових струмів. Проведені випробування електропідсилювача, обладнаного даним датчиком, показали, що за швидкістю, плавністю ввімкнення, демпфуванням дорожніх збурень він не поступається гідропідсилювачу, а за рівнем шуму та економічністю перевершує його [17, 18].

Електричний рульовий підсилювач є прогресивною системою, що має, однак, і свої недоліки. Висока вартість, інерційність високооборотного електродвигуна, складнощі регулювання кількості його обертів, труднощі здійснення слідкувальної дії за зусиллям на кермовому колесі, менша потужність електромотора порівняно з потужністю насоса гідропідсилювача, нездатність виробити потрібний крутильний момент - все це призводить до обмеження використання цього вузла на вантажних автомобілях і транспорті масою понад дві тонни. Незважаючи на це, з кожним роком конструкція електричних підсилювачів керма вдосконалюється, що дає змогу нівелювати їхні недоліки.

Комбіновані підсилювачі у вигляді електромеханічних і електрогідромеханічних систем встановлюють на багатоосьових спеціальних шасі та автопоїздах, що являють собою складну і дорогу конструкцію, яка потребує узгодженості дій всіх застосовуваних робочих тіл[17, 18].

Основний вид підсилювача рульового механізму, який застосовують на автомобілях великої вантажопідйомності і високої прохідності, в наш час, є гідравлічний. Це пояснюється низкою їхніх переваг, а саме: вони безшумні в роботі, малогабаритні, слугують амортизаторами ударів, які передають на кермове управління з боку дороги, здатні виробляти потрібне зусилля для повороту керованих коліс на великовантажній техніці, порівняно з електропідсилювачами. Вони дають змогу також зберігати напрямок руху під час сильного відведення в разі раптового розриву передньої шини на великій швидкості. Час спрацьовування гідравлічного рульового підсилювача задовольняє вимогам, що пред'являються до рульового управління. Включення підсилювача відбувається плавно, непомітно для водія [17, 18].

На автомобілях з навантаженням на передню вісь 7...8 т і більше, встановлюють тільки гідравлічні кермові підсилювачі. Це пояснюється насамперед тим, що через порівняно низький тиск повітря в пневмосистемі (6...9 атм.), силові циліндри довелося б робити значних розмірів, щоб створити ті зусилля, які необхідні для повороту керованих коліс; на надважких автомобілях розміри їх стали б неприпустимо великими. Тиск у гідросистемах рульових управлінь автомобіля доводиться до 6...10 МПа, а робочі об'єми силових циліндрів гідросистеми можуть бути майже в 10 разів меншими, ніж у силових циліндрів пневмосистеми [17, 18].

Обмеження застосування на таких автомобілях електричних підсилювачів, так само пов'язане з меншими силовими характеристиками електродвигунів порівняно з гідропідсилювачами [17, 18].

Поряд з цим, у рульовому управлінні з гідропідсилювачем рульового управління є і недоліки [17, 18].

Експлуатація автомобільної техніки у важких дорожніх умовах призводить до перегрівання робочої рідини гідравлічного підсилювача керма та порушення роботи рульового керування [17, 18].

Гідропідсилювач потребує періодичного обслуговування: необхідно міняти рідину, стежити за рівнем робочої рідини в системі, перевіряти стан приводів, цілісність шлангів і насоса підсилювача. Робота насоса гідропідсилювача безпосередньо пов'язана з двигуном, тому насос постійно відбирає у мотора частину потужності, яка при прямолінійному русі, коли гідропідсилювач не задіяний, витрачається даремно. У гідропідсилювачі не можна налаштувати режими роботи механізму залежно від умов руху [17, 18].

Забезпечується хороша інформативність рульового управління на малих швидкостях, але на високих "зворотний зв'язок" значною мірою слабшає. Втім, цей недолік конструктори усувають завдяки застосуванню в механізмі рульового управління додаткових вузлів (рейки зі змінним передавальним відношенням).

При застосуванні гідравлічних підсилювачів керма необхідно знизити непродуктивні енергетичні витрати, які знижують коефіцієнт корисної дії [17, 18].

Вищевказані недоліки гідравлічних підсилювачів керма потребують розгляду і вирішення конструкторами автомобільної техніки [17, 18].

Висновок щодо вибору типу кермових підсилювачів для вантажних автомобілів може бути сформульовано таким чином [17, 18].

Порівняно з іншими типами підсилювачів кермового керування, гідравлічні підсилювачі керма характеризуються необхідними потужносними і масогабаритними показниками, високою швидкодією, хорошими властивостями, що демпфірують, малою трудомісткістю технічного обслуговування, і їх слід віддати перевагу для встановлення на вантажних автомобілях агропромислового комплексу [17, 18].

Взаємне розташування, кількість складальних одиниць підсилювача в рульовому управлінні та їхній взаємозв'язок суттєво впливають на керованість, маневреність і безпеку руху автомобілів. Для підвищення чутливості та точності керування, стабільності характеристик в експлуатації, а також зменшення ймовірності виникнення коливань в підсилювачі доцільно зменшити кількість передавальних ланок у ланцюзі рульовий механізм - розподільник-гідроциліндр і довжину магістралей [17, 18].

Під час оцінки варіантів компоновки підсилювача важливо мати на увазі, що чим ближче один до одного розташовані розподільник і силовий циліндр, тим менше запізнювання спрацьовування силового циліндра відносно початку спрацьовування розподільника, тим більш плавно працює підсилювач і тим вищою є стійкість керування автомобіля в цілому. З іншого боку, для підвищення чутливості підсилювача доцільно розміщувати розподільник ближче до рульового колеса, а силовий циліндр ближче до керованих коліс. Як видно, ці дві вимоги до компоновки вузлів рульового підсилювача на автомобілі є суперечливими. Залежно від ступеня значущості для проєктованого автомобіля

того чи іншого з перерахованих чинників вибирають необхідний варіант компоновальної схеми. Перша схема рис. 1.1 характеризується спільним розташуванням в одному агрегаті рульового механізму, розподільника і силового циліндра. Конструкція рульового механізму цього типу використовується на автомобілях ЗІЛ, КАМАЗ [17, 18].

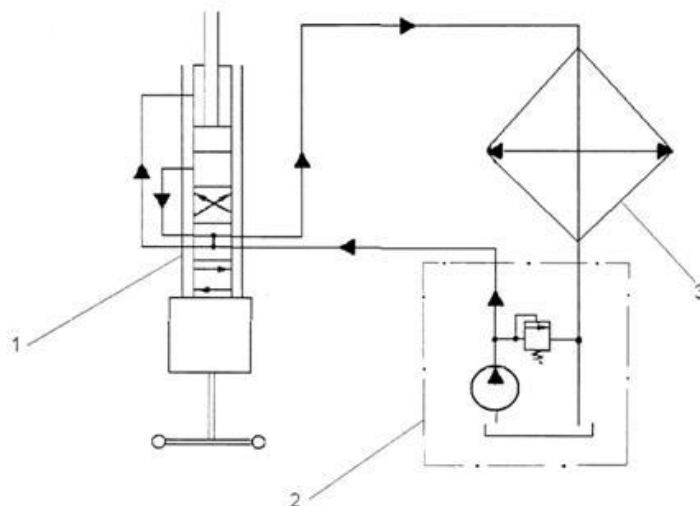


Рис. 1.2. Компоновальні схеми підсилювачів керма ЗІЛ, КАМАЗ: 1 – рульовий механізм, розподільний пристрій і силовий циліндр в одному агрегаті, 2 – масляний насос, 3 – радіатор охолодження [17, 18].

У цій схемі силовий циліндр діє на вал сошки, звільняючи рульову пару від силових навантажень. Вал сошки навантажується повністю моментом, необхідним для повороту керованих коліс [17, 18].

Переваги такого компоновання – компактність, мінімальна кількість трубопроводів, мінімальний час спрацювання підсилювача і мінімальна схильність підсилювача до збудження коливань керованих коліс [17, 18].

До недоліків цієї схеми слід віднести складність виготовлення спеціального загального корпусу, а також підвищену навантаженість деталей рульового приводу. Наявність радіатора в схемі свідчить про її підвищену теплонапруженість [17, 18].

На автомобілях великої вантажопідйомності таке компоновання не може бути застосовано з огляду на те, що удари з боку дороги, які створюють момент

щодо шворнів, сприймаються валом сошки і передаються на картер керма, що неприпустимо [17, 18].

До другої схеми компоновання рис. 1.3 можна віднести підсилювачі з розподільником, приводом до нього і гідравлічні силові циліндри, укладеними в одному картері, але окремо від картера рульового механізму. Така схема компоновання використовується на автомобілях КРАЗ [17, 18].

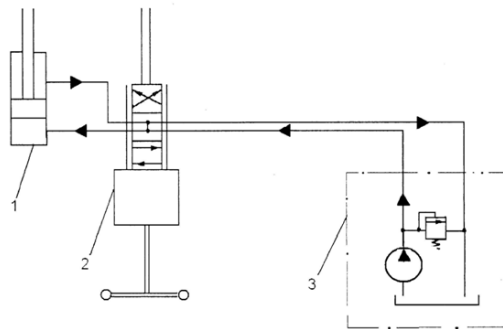


Рис. 1.3. Компонувальні схеми підсилювачів керма КРАЗ: 1 – розподільний пристрій і силовий циліндр, 2 – рульовий механізм, 3 – масляний насос [17, 18].

Силові циліндри цих підсилювачів з одного боку пов'язані з поздовжньою або поперечною тягою. Друга точка опори підсилювача виконана на рамі автомобіля. Сошка рульового механізму пов'язана із золотником або клапаном розподільника кульовим пальцем [17, 18].

Такий підсилювач дає змогу використовувати стандартне кермо, не на багато збільшуючи довжину трубопроводів порівняно з "гідрокермом". Схильність до збудження коливань керованих коліс у такого підсилювача незначна. Недоліком такого компоновання є необхідність розташовувати підсилювач у чітко визначеному місці в ланцюзі ланок механізму рульового управління; причому кульовий палець сошки рульового механізму має керувати золотником, вбудованим у картер силового циліндра [17, 18].

У третій схемі компоновання рис. 1.3 розподільний пристрій розміщується в одному блоці з рульовим механізмом, силовий циліндр окремо [17, 18].

У разі встановлення розподільного пристрою перед рульовим механізмом збільшується чутливість підсилювача. Крім того, при використанні даної компоновальної схеми можлива уніфікація підсилювачів для різних за масою

автомобілів. Недоліками схеми є велика довжина трубопроводів, особливо коли силовий циліндр розташовується на віддаленні від рульового механізму [17, 18].

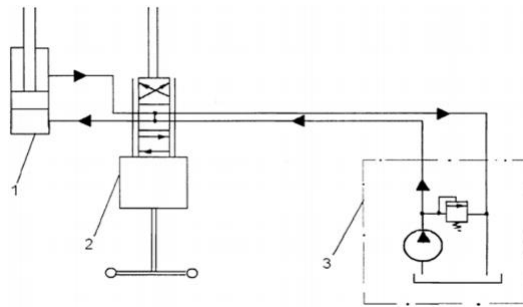


Рис. 1.4. Компонувальні схеми підсилювачів керма вантажних автомобілів: 1 – силовий циліндр, 2 – механізм керування і розподільний пристрій, 3 – масляний насос [17, 18].

Четверта схема компоновки рис. 4 охоплює роздільне розташування механізму рульового керування, гідравлічного силового циліндра і розподільника. Остання схема вимагає великої кількості трубопроводів, але допускає більшу свободу конструктору у виборі місця для силового циліндра і розподільника. Чутливість і швидкодію знижено через збільшення зазорів у ланцюзі керування розподілом [17, 18].

Оскільки зростає кількість деталей у ланцюзі зворотного зв'язку і протяжність магістралей, підвищується ймовірність виникнення коливань в підсилювачі. Така схема компоновки використовується на автомобілях ГАЗ.

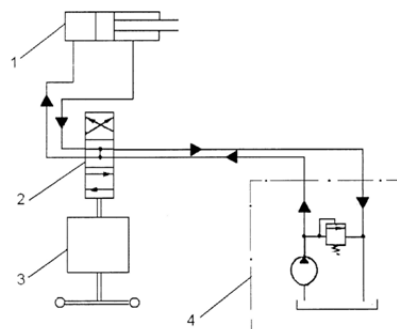


Рис. 1.5. Компонувальні схеми кермових підсилювачів ГАЗ: 1 – силовий циліндр, 2 – розподільний пристрій, 3 – рульовий механізм, 4 – масляний насос.

Гідравлічні силові циліндри можуть бути приєднані до будь-якої ланки механізму кермового керування, розташованої за розподільником ближче до керованих коліс автомобіля, рахуючи від кермового колеса [17, 18].

Істотний вплив на роботу підсилювача має розташування і місце відбору потужності для насоса. Для зменшення втрат тиску рідини та її нагрівання за постійної циркуляції насоси необхідно наблизити до розподільника та силового циліндра [17, 18].

Відповідно до викладеного, на легкові автомобілі доцільно проектувати підсилювачі, скомпоновані за першою схемою компоновання. На автомобілі великої вантажопідйомності слід встановлювати підсилювачі, скомпоновані за схемою силовий циліндр і розподільник в одному картері, розташовуючи їх ближче до керованих коліс, ніж рульовий механізм, або можна проектувати розподільник і силовий циліндр роздільно, але бажано в цьому разі розподільник компоновати на картері рульового механізму. У всіх випадках силовий циліндр має бути пов'язаний з керованими колесами більш жорстко, ніж рульовий механізм. Таким чином, для вантажних автомобілів, переважним є застосування схеми компоновання (рис. 1.4.), розподільний пристрій розміщується в одному блоці з рульовим механізмом, силовий циліндр – окремо [17, 18].

Нині у вітчизняному автомобілебудуванні застосовують, головним чином, розподільчі пристрої золотникового типу, що працюють за принципом осьового переміщення. Вони виконані з відкритим центром золотника, оскільки в нейтральному положенні золотника центральний канал корпусу розподільника відкритий, і рідина циркулює по замкнутому колу: гідронасос – розподільник підсилювача – бачок – гідронасос. Поряд із відмінністю в компонованні вузлів гідравлічних підсилювачів керма вони мають різні конструкції елементів розподільних пристроїв золотникового типу, які забезпечують реактивний вплив підсилювача на рульове колесо [19].

За цією ознакою розрізняють такі розподільні пристрої [19]:

- типу "А" – з реактивними плунжерами в поєднанні з попередньо підтиснутими пружинами;
- типу "Б" – з реактивними майданчиками та самовстановлювальним золотником;

- типу "В" – із попередньо підтиснутою пружиною золотника.

Гідророзподільник тільки з реактивними камерами забезпечує кінематичну і силову слідкуючу дію. У разі припинення повороту автоматичне встановлення золотника в нейтральне положення відбувається за рахунок врівноваження тиску рідини в обох реактивних камерах. У разі випадкового зміщення корпусу гідророзподільника щодо золотника, наприклад, під час наїзду одного з керованих коліс на перешкоду, в одній із реактивних камер виникає тиск напору, а в протилежній реактивній камері – тиск зливу. Через різницю тисків золотник повертається в нейтральне положення. Увімкнення гідропідсилювача відбувається за малого значення сили, прикладеної до рульового колеса, що відображено в статичній характеристиці [19].

Гідророзподільник із реактивними камерами і центрувальними пружинами також забезпечує кінематичну і силову слідкуючу дію [19].

Увімкнення підсилювача відбувається в тому разі, коли на кермовому колесі прикладено силу, достатню для деформації центрувальних пружин [19].

Гідравлічний рульовий підсилювач із таким розподільником має меншу чутливість до ввімкнення. З іншого боку, центрувальні пружини розподільника перешкоджають випадковому зворотному ввімкненню гідропідсилювача і можливому впливлю керованих коліс [19].

Гідророзподільник із центрувальними пружинами, але без реактивних камер (тип В) забезпечує тільки кінематичну слідкувальну дію; водночас зусилля, створюване гідропідсилювачем, постійне [19].

Уніфіковані кермові механізми із золотниковим осьовим розподільником встановлюють на автомобілях МАЗ, КрАЗ, автобусах ЛАЗ і ЛіАЗ [19].

Найбільших змін за останні роки в конструкції рульових управлінь з гідравлічним рульовим підсилювачем зазнав розподільник.

Намітилася чітка тенденція заміни осьового золотникового розподільника роторним. У ньому перерозподіл потоків робочої рідини здійснюється шляхом перекриття крайок на сполучених деталях у процесі їх відносного повороту.

Крайки виконують на торцевих або циліндричних поверхнях сполучених деталей і залежно від цього розрізняють два види роторних розподільників: торцеві й тангенціальні [19].

Торцеві розподільники поки що не знайшли застосування в реальних конструкціях, проте пошукові роботи щодо їхнього використання ведуться.

Тангенціальні розподільники порівняно з осьовими мають низку переваг: простоту конструкції, менші габарити, підвищену чутливість. Однак поширення тангенціальних розподільників довгі роки стримували негативні чинники, з якими стикалися конструктори в спробах реалізувати в цих розподільниках необхідний рівень реактивної дії рульового керування. Реактивна дія рульового керування з гідравлічним підсилювачем значною мірою визначається реактивною дією самого розподільника, яку оцінюють залежністю тиску робочої рідини на вході в розподільник від моменту на рульовому колесі. На цю залежність можна впливати варіюванням жорсткісних параметрів інших елементів розподільника або завданням різного закону зміни тиску в дроселювальній щілині розподільника за кутом повороту рульового колеса.

Жорсткісні параметри розподільника визначаються жорсткістю механічного пружного елемента центрування золотника розподільника, а також наявністю активної площі реактивних камер. Закон дроселювання рідини за заданої подачі насоса визначається формою і взаємним розташуванням робочих, тобто дросельних, крайок розподільника [19].

Конструкційні заходи впливу на жорсткісні параметри пружних елементів розподільника, що успішно застосовуються в осьових розподільниках для забезпечення необхідного рівня їхньої реактивної дії, не набули поширення в тангенціальних розподільниках з таких причин: - реактивні камери дещо ускладнюють конструкцію тангенціального розподільника, що не дають змоги реалізувати його переваги за габаритами та металоємністю; - введення реактивних камер у самого розподільника збільшує гістерезисні втрати, що негативно позначається на керованості автомобіля; - варіювання жорсткістю

пружних елементів розподільника є малоефективним, тому що її вибір обмежений двома заздалегідь заданими параметрами розподільника, які перебувають у вузькому діапазоні, - зоною його нечутливості за зусиллям (зусиллям, що Заходи, спрямовані на розширення області варіювання жорсткістю пружного елемента торсіонного типу, наприклад, введення ступеневої активації різних ділянок торсіона в міру зміни кута повороту рульового колеса, також призводять до значних конструкційних ускладнень [19].

Спосіб впливу на закон дроселювання шляхом профілювання кромки золотника практично не ускладнює конструкцію розподільника, а технологічні методи його реалізації досить прості. Звернення конструкторів до цього способу дроселювання зумовило широке поширення тангенціальних розподільників роторного типу, яке набуло останніми роками широкого поширення в гідравлічних рульових підсилювачах. Досвід дослідження, розробок і випробування кермових управлінь із гідравлічним кермовим підсилювачем свідчить про те, що тангенціальний розподільник, володіючи практично вдвічі вищою чутливістю, в змозі забезпечити показники реактивної дії, які не поступаються відповідним показникам осьового розподільника [19].

У роторних розподільниках робочими поверхнями, на яких виконано розподільні канали, є зовнішня циліндрична поверхня ротора та сполучена з нею внутрішня поверхня гільзи [19].

Крім того, поширення набули такі три схеми формування робочих (дросельних крайок) і каналів роторних розподільників: дроселювальні кромки, утворені поздовжніми пазами – шліцами на роторі та гільзі (схема Bendix); дроселювальні кромки, утворені радіальними свердліннями як у роторі, так і в гільзі (схема Calzoni); дроселювальні кромки, утворені поздовжніми пазами в гільзі та лисками на роторі (схема Burman) [19].

## РОЗДІЛ 2

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 2.1 Методика проведення експериментальних досліджень

Встановлення коефіцієнта опору коченню:

Випробування виконували на повністю рівній ділянці 100 м, поздовжній нахил не був більше 0,5%. Ділянка була розбита на 3 контрольні ділянки: розгону, рівномірного руху і вибігу (рис. 2.1).

Автомобіль, що випробовується, розганяли до швидкості  $V_0 = 10 \pm 0.5$  км/год з метою виключити вплив опору повітря і рухався з постійною швидкістю по ділянці "К" - "О" довжиною  $S_K$  (рисунок 2.1). Час проходження контрольної ділянки "К" - "О" використовувався для визначення початкової швидкості автомобіля  $V_0$ .

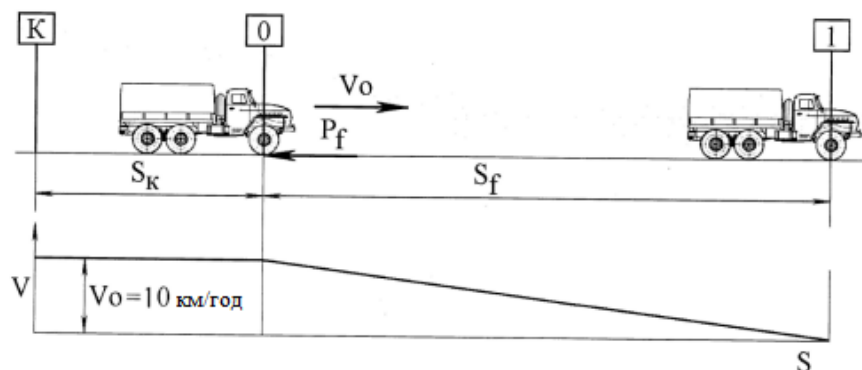


Рис. 2.1. Схема експериментального знаходження коефіцієнтів опору коченню

Після перетину позначки "О", зчеплення було відключено, і транспортний засіб продовжував рух до повного зупинення, проїжджаючи дистанцію  $S_f$ . В цей час кінетична енергія машини спрямовувалася на подолання сили опору кочення  $P_f$  на відстані згасання руху  $S_f$ , а саме

$$\delta' \frac{G_a V_0^2}{2g} = f_c G_a S_f \quad (2.1)$$

Звідки

$$f_c = \delta' \frac{v_0^2}{2gS_f} \quad (2.2)$$

де  $\delta'$  - коефіцієнт обертових мас коліс (оскільки зчеплення вимкнено, тоді приймаємо  $\delta' = 1.1$ ).

Одержані результати залежності коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов наведено в таблиці 2.1

Таблиця 2.1. Залежність коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов

|                          | Асфальтобетон | Ґрунтова суха | Пісок        |
|--------------------------|---------------|---------------|--------------|
| Коефіцієнт опору кочення | 0,017...0,018 | 0,025...0,035 | 0,075...0,08 |

Визначення коефіцієнта зчеплення:

Випробування проводилося на рівній ділянці довжиною 200 м, поздовжній нахил перевищував 0.5%. Ділянка розбивалася на 3 контрольні ділянки: розгону, рівномірного руху і гальмування (рисунок 2.2).

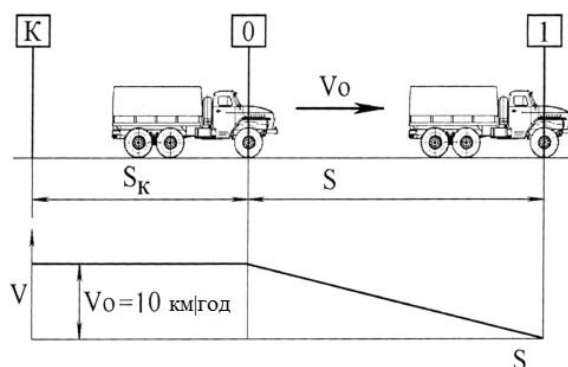


Рис. 2.2. Схема експериментального знаходження коефіцієнтів зчеплення

Автомобіль, що випробовується, розвивав швидкість  $V_0 = 10 \pm 0.5$  км/год з для виключення впливу опору повітря і пересувався з постійною швидкістю за ділянкою "К" - "О" довжиною  $S_K$  (рисунок 2.2). Час проходження контрольної ділянки "К" - "О" використовувався для визначення початкової швидкості автомобіля  $V_0$ .

Після проходження позначки "О" колеса гальмувалися і автомобіль рухався до повної зупинки, проходячи шлях  $S$ .

Коефіцієнт зчеплення визначається за формулою:

$$\varphi = \frac{V_0^2 k_e}{254 \cdot S} \quad (2.3)$$

де  $k_e$  – коефіцієнт ефективності дії гальм (для вантажних автомобілів  $k_e \sim 1,3$ ).

Отримані результати залежності коефіцієнта зчеплення від дорожніх умов наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Залежність коефіцієнта зчеплення від дорожніх умов

|                          | Асфальтобетон | Ґрунтова суха | Пісок       |
|--------------------------|---------------|---------------|-------------|
| Коефіцієнт опору кочення | 0,7...0,8     | 0,5...0,6     | 0,12...0,15 |

## 2.2. Планування та методика проведення експерименту

Відповідно до мети й завдань цього дослідження в розробленій методиці були призначені склад, програма, умови проведення дослідів і порядок обробки результатів експерименту.

Варіювання та оптимізація найбільш значущих факторів експерименту залежно від коефіцієнта опору коченню:

Аналіз досліджень, проведених у розділі, показав, що як варійовані фактори найбільший інтерес представляють такі три з них: частоти обертання колінчастого валу ДВЗ ( $n$ ) -  $x_1$ , час роботи гідропідсилювача ( $t$ ) –  $x_2$ , коефіцієнт опору коченню ( $f$ ) -  $x_3$ . Рівні та інтервали варіювання факторів наведено в таблиці 2.3.

Межі варіювання фактору  $x_1$  обирали, виходячи з умови мінімальної частоти обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння на холостому ходу, рекомендованої частоти обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння; для фактору  $x_2$  обирали, виходячи з умови перегріву робочої рідини, фактору; для  $x_3$  - на основі експериментально отриманих нами максимального і мінімального коефіцієнта зчеплення.

За параметр оптимізації приймалася температура робочої рідини гідропідсилювача рульового керування. Модель об'єкта має вигляд:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 \quad (2.4)$$

де  $b_i$  – коефіцієнти рівняння регресії

Таблиця 2.3 – Рівні та інтервали варіювання факторів

|                     | Частота обертання<br>колінчастого валу<br>об/хв | Час, с | Коефіцієнт<br>опору<br>коченню |
|---------------------|-------------------------------------------------|--------|--------------------------------|
| Позначення          | $x_1$                                           | $x_2$  | $x_3$                          |
| Основний рівень     | 1500                                            | 30     | 0,050                          |
| Інтервал варіювання | 500                                             | 25     | 0,032                          |
| Верхній рівень      | 2000                                            | 55     | 0,08                           |
| Нижній рівень       | 100                                             | 5      | 0,018                          |

Після визначення найбільш значущих чинників, рівнів та інтервалів їх варіювання, з урахуванням значень функцій відгуку, що відповідають сумарному середньому рівню величини температури робочої рідини гідропідсилювача, було складено план проведення експерименту, представлений у таблиці 2.4.

Під час оцінки результатів проведеного експерименту перевіряли його однорідність за критерієм Кохрена. Обчислювали дисперсії дослідів, значення яких наведено в таблиці 2.4, за такою формулою:

$$S_j^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{u=1}^m (y_{ju} - y_j)^2, \text{ при } j=1 \dots 8, m=2 \quad (2.5)$$

Таблиця 2.4. План проведення експерименту з визначення величини температури робочої рідини

| №  | Порядок проведення | Матриця планування |       |       |
|----|--------------------|--------------------|-------|-------|
|    |                    | $x_1$              | $x_2$ | $x_3$ |
| 1. | 8,12               | -                  | -     | -     |
| 2. | 3,13               | -                  | +     | +     |
| 3. | 11,14              | -                  | +     | -     |
| 4. | 6,15               | -                  | -     | +     |
| 5. | 2,7                | +                  | -     | -     |
| 6. | 5,4                | +                  | +     | +     |
| 7. | 1,16               | +                  | +     | -     |
| 8. | 10,9               | +                  | -     | +     |

Під час проведення експерименту за рандомізованим планом, для мінімізації систематичної помилки, було отримано відгуки (параметри оптимізації), які представлені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Робоча матриця і результати експерименту з визначення величини  $T$ , °C робочої рідини

| № | Фактори |       |       | Відгуки<br>(параметри оптимізації) |       |          | Дисперсія<br>досвіду |
|---|---------|-------|-------|------------------------------------|-------|----------|----------------------|
| N | $x_1$   | $x_2$ | $x_3$ | $y_1$                              | $y_2$ | $y_{cp}$ | $S_j^2$              |
| 1 | 700     | 10    | 0,018 | 66,08                              | 67,10 | 66,59    | 0,27                 |
| 2 | 700     | 70    | 0,08  | 74,05                              | 75,06 | 73,55    | 2,29                 |
| 3 | 700     | 70    | 0,018 | 69,57                              | 68,5  | 69,35    | 0,73                 |
| 4 | 700     | 10    | 0,08  | 67,27                              | 67,8  | 67,53    | 0,08                 |
| 5 | 1500    | 10    | 0,018 | 69,23                              | 70    | 69,62    | 0,16                 |
| 6 | 1500    | 70    | 0,08  | 98,76                              | 101   | 99,88    | 1,26                 |
| 7 | 1500    | 70    | 0,018 | 83,87                              | 85,5  | 84,69    | 0,66                 |
| 8 | 1500    | 10    | 0,08  | 70,15                              | 73,1  | 71,63    | 2,17                 |

де  $m$  – кількість повторних дослідів.

Після чого знаходилася сума дисперсій:  $\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7,24$

Значення критерію Кохрена розраховували за формулою:

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{j=1}^8 S_j^2} \quad (2.6)$$

У цьому випадку  $G_p=0,3$ . Після того як визначили число ступенів свободи, для рівня значущості  $\alpha=0,05$  у таблиці  $G_{kp}=0,68$ . Експериментальна величина  $G$  - критерію менша за це значення, отже, гіпотеза про однорідність дисперсії не відкидається.

За методом найменших квадратів знаходили коефіцієнти рівняння регресії. Ці коефіцієнти були розраховані за формулою:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} y_j, \text{ при } j, i=0, 1, 2, \dots, k, j \neq u \quad (2.7)$$

де  $x_{ij}$  - значення  $i$  - го фактора в  $j$  - оопиті;

$y_j$  - середнє значення відгуку за повторними дослідями.

Робочу матрицю планування та взаємодії факторів подано в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Робоча матриця планування та взаємодії факторів

| № | x <sub>0</sub> | Матриця планування |                |                | Матриця взаємодії             |                               |                               |                                              | Відгук |
|---|----------------|--------------------|----------------|----------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------|--------|
|   |                | x <sub>1</sub>     | x <sub>2</sub> | x <sub>3</sub> | x <sub>1</sub> x <sub>2</sub> | x <sub>1</sub> x <sub>3</sub> | x <sub>2</sub> x <sub>1</sub> | x <sub>1</sub> x <sub>2</sub> x <sub>3</sub> | Уср    |
| 1 | +              | -                  | -              | -              | +                             | +                             | +                             | -                                            | 66,59  |
| 2 | +              | -                  | +              | +              | -                             | -                             | +                             | -                                            | 73,55  |
| 3 | +              | -                  | +              | -              | -                             | +                             | -                             | +                                            | 69,35  |
| 4 | +              | -                  | -              | +              | +                             | -                             | -                             | +                                            | 67,53  |
| 5 | +              | +                  | -              | -              | -                             | -                             | +                             | +                                            | 69,62  |
| 6 | +              | +                  | +              | +              | +                             | +                             | +                             | +                                            | 99,88  |
| 7 | +              | +                  | +              | -              | +                             | -                             | -                             | -                                            | 84,69  |
| 8 | +              | +                  | -              | +              | -                             | +                             | -                             | -                                            | 71,63  |

Таким чином, було отримано такі коефіцієнти:

$$b_0=74,355; b_1=6,1; b_2=6,51; b_3=2,7925; b_{12}=4,3175; b_{23}=1,5075; b_{13}=2,055; b_{123}=9,92.$$

Для перевірки значущості отриманих коефіцієнтів визначали дисперсію відтворюваності за формулою:

$$S_{\text{ВОСПР}}^2 = \frac{1}{N} \sum S_j^2 \quad (2.8)$$

У цьому випадку  $S_{\text{ВОСПР}}^2 = 0,9425$ .

Дисперсію помилки визначення коефіцієнтів регресії розраховували за формулою:

$$S_{bi}^2 = \frac{1}{N_m} S_{\text{ВОСПР}}^2 \quad (2.9)$$

Після перетворень отримали  $S_{bi}^2 = 0,2427059$ .

Після визначення чисел ступенів свободи, вибірки рівня значущості, за таблицею знаходили  $t_{кр}$ ,  $t_{кр} = 2,31$ .

Для коефіцієнтів рівняння регресії підраховували довірчий інтервал за формулою:

$$\Delta t_i = \pm t_{кр} S_{bi} \quad (2.10)$$

У цьому випадку довірчий інтервал  $\Delta t_i = \pm 0,56$ .

Коефіцієнт регресії значущий, якщо його абсолютна величина більша за довірчого інтервалу. Таким чином, рівняння регресії отримали в такому вигляді:

$$y = 74,355 + 6,1x_1 + 6,51x_2 + 2,7925x_3 + 4,3175x_1x_2 + 1,5075x_1x_3 + 2,055x_2x_3 + 1,24x_1x_2x_3 \quad (2.11)$$

Отримана функція відгуку, що апроксимується поліномом, коефіцієнти якого знайдено за методом найменших квадратів, може не відповідати (бути неадекватною) спостережуваним значенням величини  $y$ .

Перевірку адекватності математичної моделі виконували за критерієм Фішера (F - критерієм).

Для цього знаходили дисперсію адекватності за формулою:

$$S_{\text{Ад}}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 \quad (2.12)$$

де  $l$  - число значущих коефіцієнтів регресії;

$y_j^*$  - розрахункове за рівнянням регресії значення відгуку;

$y_j$  - середнє значення.

Результати розрахунку дисперсії адекватності, здійснений за методикою, наведено в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Матриця дисперсії адекватності функції відгуку спостережуваним значенням величини  $y$

| № | $Y_{\text{CP}}$ | $y^*$  | $(Y_{\text{CP}} - y^*)^2$ |
|---|-----------------|--------|---------------------------|
| 1 | 66,59           | 66,293 | 0,088209                  |
| 2 | 73,55           | 74,788 | 1,532644                  |
| 3 | 69,35           | 68,1   | 1,5625                    |
| 4 | 67,53           | 66,293 | 1,530169                  |
| 5 | 69,62           | 68,383 | 1,530169                  |
| 6 | 99,88           | 98,63  | 1,5625                    |
| 7 | 84,69           | 85,92  | 1,5129                    |

$$S_{\text{Ад}}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 = 10,85 \quad (2.13)$$

Відповідно значення F - критерію Фішера (дисперсійне відношення) визначалося за формулою:

$$F = \frac{S_{\text{Ад}}^2}{S_{\text{Воспр}}^2} \quad (2.14)$$

У цьому випадку значення  $F=11,512$ .

Після визначення чисел ступенів свободи, вибірки рівня значущості, за таблицею  $F_{кр}=239$ .

Оскільки  $F < F_{кр}$ , то гіпотеза про адекватність моделі не відкидалася, і рівняння регресії вважалось адекватним.

Таким чином, модель об'єкта будували в такій послідовності:

- проводили експеримент;
- оцінювали його результати;
- визначали коефіцієнти регресії;
- перевіряли значущість отриманих коефіцієнтів;
- перевіряли адекватність отриманої моделі досліджуваному об'єкту.

За отриманою адекватною математичною моделлю можна сказати, що найбільший вплив на величину нагрівання робочої рідини гідропідсилювача має фактор:  $x_1$  (частота обертання колінчастого валу ДВЗ), фактор  $x_2$  (час роботи ГРУ); фактор  $x_3$  - коефіцієнт опору коченню, на величину нагріву робочої рідини гідропідсилювача коченню, на величину нагрівання робочої рідини гідропідсилювача чинить найменший вплив. Характер впливу факторів  $x_1$  і  $x_2$  однаковий, за умови збільшення обох факторів температура робочої рідини збільшується.

Як видно, ця методика дала змогу експериментальним шляхом визначити величину нагрівання робочої рідини гідропідсилювача залежно від коефіцієнта опору коченню, частоти обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, часу роботи гідравлічного підсилювача керма.

### **2.3 Варіювання та оптимізація найбільш значущих факторів експерименту залежно від коефіцієнта зчеплення.**

Аналіз досліджень, проведених у розділі 1 показав, що як варійованих факторів найбільший інтерес представляють такі три з них: частоти обертання колінчастого валу ДВЗ ( $n$ ) –  $x_1$ , час роботи ( $t$ ) –  $x_2$ , коефіцієнт зчеплення ( $f$ ) -  $x_3$ . Рівні та інтервали варіювання факторів наведено в таблиці 2.8.

Межі варіювання фактору  $x_1$  обирали, виходячи з умови мінімальної частоти обертання колінчастого валу ДВЗ на холостому ходу, рекомендованої частоти обертання колінчастого валу ДВЗ; для фактору  $x_2$  обирали, виходячи з умови перегріву робочої рідини, фактору  $x_3$  - на основі експериментально отриманих нами максимального і мінімального коефіцієнта зчеплення.

Таблиця 2.8 – Рівні та інтервали варіювання факторів

|                     | Частота обертання колінчастого валу ДВЗ, об/хв | Час роботи, с | Коефіцієнт зчеплення |
|---------------------|------------------------------------------------|---------------|----------------------|
| Позначення          | $x_1$                                          | $x_2$         | $x_3$                |
| Основний рівень     | 1100                                           | 40            | 0,54                 |
| Інтервал варіювання | 400                                            | 35            | 0,39                 |
| Верхній рівень      | 1500                                           | 75            | 0,92                 |
| Нижній рівень       | 700                                            | 5             | 0,16                 |

За параметр оптимізації приймалася температура робочої рідини ГРУ. Модель об'єкта відповідно до має вигляд:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3, \quad (2.15)$$

де  $b_i$  - коефіцієнти рівняння регресії.

Після визначення найбільш значущих чинників, рівнів та інтервалів їхнього варіювання, з урахуванням значень функцій відгуку, що дорівнює суму середньогорівню величини  $T$ , °C робочої рідини, було складено план проведення експерименту, представлений у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – План проведення експерименту з визначення величини температури робочої рідини

| № | Порядок проведення досліду | Матриця планування |   |   |
|---|----------------------------|--------------------|---|---|
| 1 | 8,13                       | —                  | — | — |
| 2 | 3,12                       | —                  | + | + |
| 3 | 11,15                      | —                  | + | — |
| 4 | 6,14                       | —                  | — | + |
| 5 | 2,4                        | +                  | — | — |
| 6 | 5,7                        | +                  | + | + |
| 7 | 1,9                        | +                  | + | — |
| 8 | 10,16                      | +                  | — | + |

Під час проведення експерименту за рандомізованим планом, для мінімізації систематичної помилки, було отримано відгуки (параметри оптимізації), що подано в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Робоча матриця і результати експерименту з визначення величини температури робочої рідини

| № | Фактори        |                |                | Відгуки<br>(параметри оптимізації) |                |                 | Дисперсія<br>досвіду        |
|---|----------------|----------------|----------------|------------------------------------|----------------|-----------------|-----------------------------|
| N | x <sub>1</sub> | x <sub>2</sub> | x <sub>3</sub> | y <sub>1</sub>                     | y <sub>2</sub> | y <sub>ср</sub> | S <sub>j</sub> <sup>2</sup> |
| 1 | 700            | 10             | 0,91           | 65,08                              | 66,10          | 65,59           | 0,26                        |
| 2 | 700            | 70             | 0,15           | 73,05                              | 74,06          | 72,55           | 2,28                        |
| 3 | 700            | 70             | 0,91           | 68,57                              | 67,5           | 68,35           | 0,72                        |
| 4 | 700            | 10             | 0,15           | 66,27                              | 66,8           | 66,53           | 0,07                        |
| 5 | 1500           | 10             | 0,91           | 68,23                              | 69             | 68,62           | 0,15                        |
| 6 | 1500           | 70             | 0,15           | 97,76                              | 100            | 98,88           | 1,25                        |
| 7 | 1500           | 70             | 0,91           | 82,87                              | 84,5           | 83,69           | 0,65                        |
| 8 | 1500           | 10             | 0,15           | 69,15                              | 72,1           | 70,63           | 2,16                        |

Під час оцінки результатів проведеного експерименту перевіряли його однорідність за критерієм Кохрена. Обчислювали дисперсії дослідів за формулою, значення яких наведено в таблиці.

Після чого знаходилася сума дисперсій  $\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 7,24$

Значення критерію Кохрена розраховували за формулою. У цьому випадку  $G_P=0,3$ . Після визначення числа ступенів свободи, для рівня значущості  $\alpha=0,05$  у таблиці  $G_{KP}=0,68$ . Експериментальна величина  $G$  - критерію менша за це значення, отже, гіпотеза про однорідність дисперсій не відкидається.

За методом найменших квадратів знаходили коефіцієнти рівняння регресії. Ці коефіцієнти були розраховані за формулою.

Таким чином, було отримано такі коефіцієнти:

$$b_0=74,355; b_1=6,1; b_2=6,51; b_3=-2,74; b_{12}=4,3175; b_{23}=-1,5075; b_{13}=-2,055; b_{123}=-1,24.$$

Для перевірки значущості отриманих коефіцієнтів визначали дисперсію відтворюваності за формулою.

У цьому випадку  $S_{\text{воспр}}^2 = 0,9425$ .

Дисперсію помилки визначення коефіцієнтів регресії розраховували за формулою. Після перетворень отримали  $S_{bi} = 0,2427059$ .

Після визначення чисел ступенів свободи, вибірки рівня значущості, за таблицею знаходили  $t_{кр}$ ,  $t_{кр} = 2,31$ .

Для коефіцієнтів рівняння регресії підраховували довірчий інтервал за формулою. У цьому випадку довірчий інтервал  $\Delta_{ii} = \pm 0,56$ . Коефіцієнт регресії значущий, якщо його абсолютна величина більша за довірчий інтервал. Таким чином, рівняння регресії отримали в такому вигляді:

$$y = 74,355 + 6,1x_1 + 6,51x_2 - 2,74x_3 + 4,3175x_1x_2 - 1,5075x_1x_3 - 2,055x_2x_3 - 1,24x_1x_2x_3 \quad (2.16)$$

Робочу матрицю планування і взаємодії чинників подано в таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 – Робоча матриця планування та взаємодії чинників

|   | $X_0$ | Матриця планування |       |       | Матриця взаємодії |           |           |               | Відгук   |
|---|-------|--------------------|-------|-------|-------------------|-----------|-----------|---------------|----------|
|   |       | $x_1$              | $x_2$ | $x_3$ | $x_1 x_2$         | $x_1 x_3$ | $x_2 x_3$ | $x_1 x_2 x_3$ | $Y_{ср}$ |
| 1 | +     | -                  | -     | +     | +                 | -         | -         | +             | 65,59    |
| 2 | +     | -                  | +     | -     | -                 | +         | -         | +             | 72,55    |
| 3 | +     | -                  | +     | +     | -                 | -         | +         | -             | 68,35    |
| 4 | +     | -                  | -     | -     | +                 | +         | +         | -             | 66,53    |
| 5 | +     | +                  | -     | +     | -                 | +         | -         | -             | 68,62    |
| 6 | +     | +                  | +     | -     | +                 | -         | -         | -             | 98,88    |
| 7 | +     | +                  | +     | +     | +                 | +         | +         | +             | 83,69    |
| 8 | +     | +                  | -     | -     | -                 | -         | +         | +             | 70,63    |

Отримана функція відгуку, що апроксимується поліномом, коефіцієнти якого знайдено за методом найменших квадратів, може не відповідати (бути неадекватною) спостережуваним значенням величини  $y$ .

Перевірку адекватності математичної моделі виконували за критерієм Фішера (F - критерієм).

Для цього знаходили дисперсію адекватності за формулою (2.16). Розрахунок дисперсії адекватності, проведений за методикою, представлений у таблиці 2.11.

$$S_{\text{Ад}}^2 = \frac{m}{N-1} \sum_{j=1}^N (y_j - y_j^*)^2 = 10,85$$

Відповідно значення  $F$  - критерію Фішера (дисперсійне відношення) визначалося за формулою (2.17). У цьому випадку значення  $F = 11,512$ .

Після визначення чисел ступенів свободи, вибірки рівня значущості, за таблицею  $F_{\text{кр}} = 239$ .

Оскільки  $F < F_{\text{кр}}$ , то гіпотеза про адекватність моделі не відкидалася, і рівняння регресії вважалось адекватним.

Таблиця 2.12 – Матриця дисперсії адекватності функції відгуку спостережуваним значенням величини  $y$

| № | $y_{\text{сп}}$ | $y^*$  | $(y_{\text{сп}} - y^*)^2$ |
|---|-----------------|--------|---------------------------|
| 1 | 65,59           | 65,293 | 0,088209                  |
| 2 | 72,55           | 73,788 | 1,532644                  |
| 3 | 68,35           | 67,1   | 1,5625                    |
| 4 | 66,53           | 65,293 | 1,530169                  |
| 5 | 68,62           | 67,383 | 1,530169                  |
| 6 | 98,88           | 97,63  | 1,5625                    |
| 7 | 83,69           | 84,92  | 1,5129                    |
| 8 | 70,63           | 71,87  | 1,5376                    |

Таким чином, модель об'єкта будували в такій послідовності:

- проводився експеримент;
- оцінювали його результати;
- визначали коефіцієнти регресії;
- перевіряли значущість отриманих коефіцієнтів;
- перевіряли адекватність отриманої моделі наступному об'єкту.

За отриманою адекватною математичною моделлю можна сказати, що найбільший вплив на величину нагрівання робочої рідини гідропідсилювача рульового керування чинить  $x_1$  (частота обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння) і фактор  $x_2$  (час роботи гідропідсилювача рульового управління) і гідропідсилювача рульового керування). Фактор  $x_3$  - коефіцієнт зчеплення, на величину нагрівання робочої рідини гідропідсилювача рульового управління має найменший вплив. Характер впливу факторів  $x_1$  і  $x_2$  однаковий, при збільшенні обох факторів температура робочої рідини гідропідсилювача рульового керування збільшується.

### **Висновки по розділу**

Як видно розроблена методика дала змогу експериментальним шляхом визначити величину нагрівання робочої рідини гідравлічного підсилювача рульового управління залежно від коефіцієнта зчеплення, частоти обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння, часу роботи гідравлічного підсилювача рульового керування.

### РОЗДІЛ 3

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХНЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

Проведені експериментальні дослідження дали змогу створити базу для розроблення методики розрахунку функціонування гідравлічних підсилювачів керма під час експлуатації автомобіля в умовах сільськогосподарського виробництва. Така методика дає змогу оцінювати гідравлічні підсилювачі керма за компонуванням і конструкційними параметрами, визначити інтенсивність нагрівання робочої рідини. Усе це, своєю чергою, дає змогу найточніше та найрізноманітніше оцінювати різні за компонуванням і конструкційними параметрами гідравлічні кермові підсилювачі.

Оснoву методики склала розрахункова схема повороту автомобіля та енергетичний баланс гідравлічного рульового підсилювача, математичний опис формування показника ефективності гідравлічного рульового підсилювача, що розроблений у другому розділі. На підставі розрахункової схеми розроблено алгоритм методики та складено програму розрахунку, блок-схему якої представлено на рис. 3.1.

Методика дає змогу за заданих конструкційних параметрів автомобіля, експлуатаційних параметрів автомобіля, дорожніх умов визначати значення наступних величин: кількість тепла, яке виділяється в гідравлічному підсилювачі керма залежно від режимів руху та дорожніх умов, показник ефективності гідравлічного рульового підсилювача. Розрахункова програма виконана в системі комп'ютерної математики Matcad.

Велика номенклатура одержуваних у результаті розрахунку величин слугує основою для широкого аналізу впливу різних конструктивних виконань гідравлічних підсилювачів керма гідравлічних підсилювачів керма.

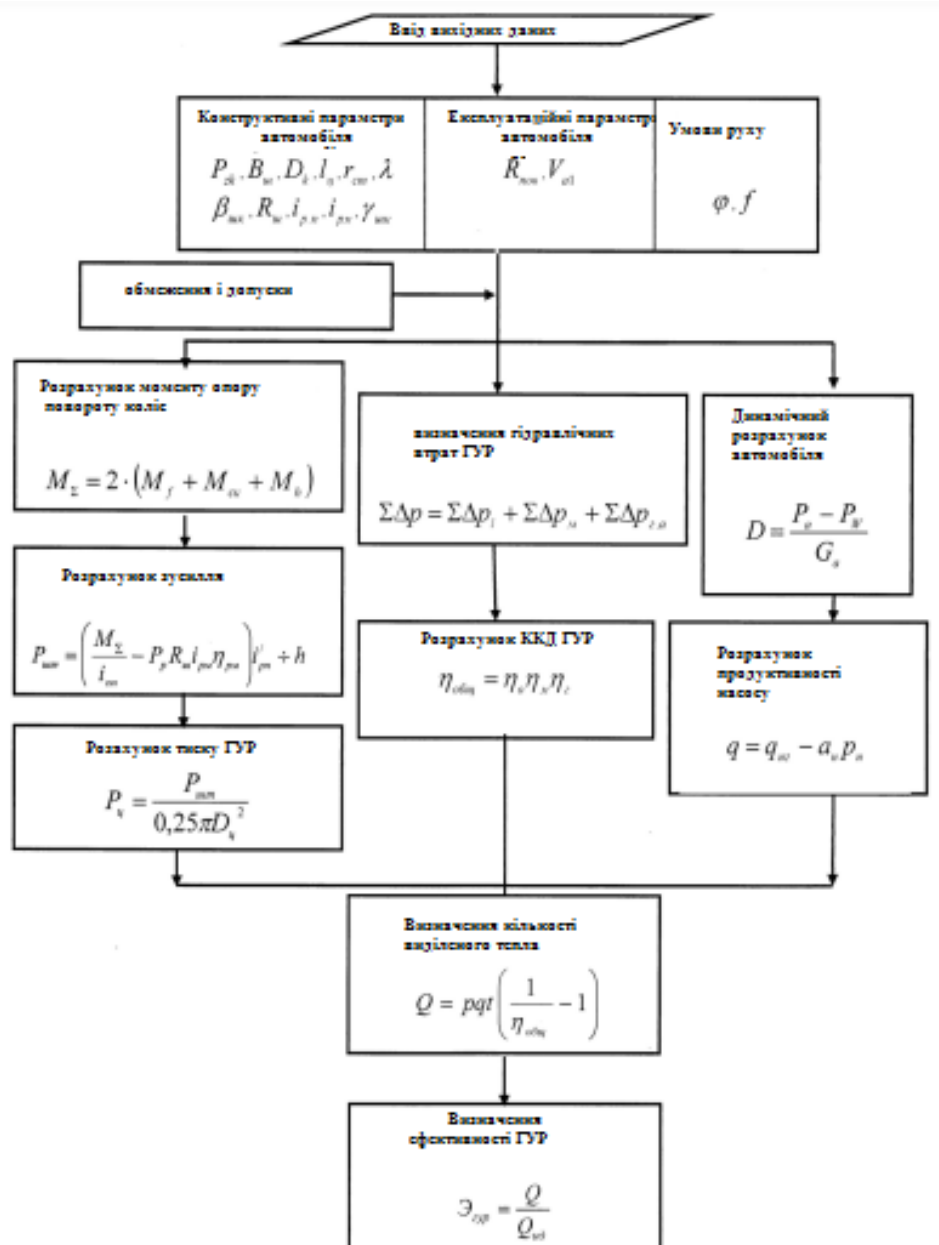


Рис. 3.1. Блок-схема алгоритму розрахунку функціонування гідравлічних підсилювачів керма під час експлуатації автомобіля

У процесі експлуатації автомобілів підвищеної прохідності було виявлено, що під час руху автомобіля в умовах бездоріжжя або пошкодження одного з керованих коліс, гідравлічний кермовий підсилювач може виявитися увімкненим тривалий час, і насос працюватиме за максимального тиску протягом 30 - 60 секунд. Температура оливи при цьому досягає 100 - 120°C. У разі нагрівання оливи вище 80°C її в'язкість і мастильні якості значно знижуються. Під час роботи на такій оливі об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроприводу падає, знижується ефективність гідравлічного рульового підсилювача, а в елементах,

які мають взаємне переміщення, може настати напіврідинне тертя, і вони швидко вийдуть з ладу.

Цю ситуацію ми змоделювали шляхом зменшення тиску в одному із ведучих коліс автомобіля КРАЗ з 0,35 МПа до 0,13 МПа і руху його по піщаній дорозі зі швидкістю 22 км/год.

Інтенсивність нагрівання робочої рідини наведено на рисунку 3.2.

Вивчення діаграми виявляє, що їзда машини по піску з частково здутим колесом протягом п'яти хвилин спричинить перегрів масла.

Масляна плівка в насосі почне руйнуватися через недостатнє підведення мастила, його низької в'язкості. У результаті з'являються задирки і порушення стандартних допусків, що призведе до втрати працездатності насоса гідравлічного підсилювача.

Для підвищення надійності автомобіля і поліпшення ефективності гідравлічного рульового підсилювача необхідно оберегти насос від перегріву.

Одним із методів розв'язання цієї проблеми може бути модернізація конструкції гідравлічного рульового керування за допомогою розміщення пристосування для підвищення ефективності зменшення температури рідини гідропідсилювача керма та пристрою для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса, обладнаного гідропідсилювачем.

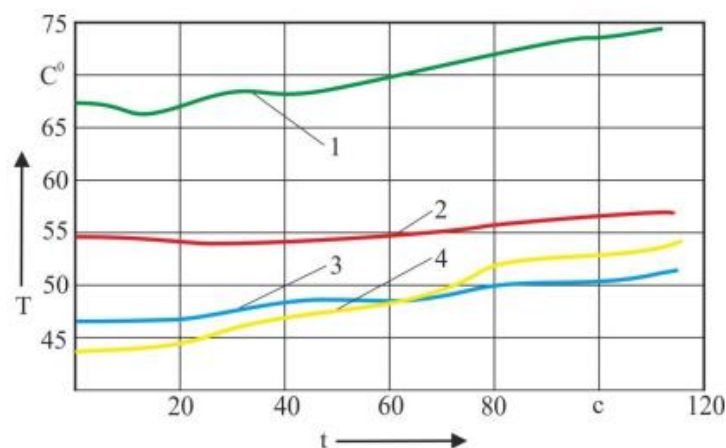


Рис. 3.2. Графік нагрівання робочої рідини: 1 – температура (в насосі), 2 – температура (в баку), 3,4 – температура (на вході та виході із силового циліндра)

Пристрій для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса, обладнаного гідропідсилювачем. Пристрій належить до галузі автомобілебудування, а саме до систем керування автомобільним транспортом і може бути використаний під час конструювання та виготовлення гідравлічних підсилювачів керма транспортних засобів рисунок 3.3.

Пристрій складається з реостата 1, жорстко закріпленого на корпусі 2 транспортного засобу. При цьому вивід "А" реостата 1 електрично з'єднаний з від'ємним полюсом акумулятора 3, а бігунок "Б" - нерухомо закріплений на кермовій тязі 4 і електрично з'єднаний з одним із входів вольтметра 5. Другий вхід вольтметра 5 електрично з'єднаний з позитивним полюсом акумулятора і з виводом "В" реостата 1. Таке з'єднання утворює замкнутий регульований електричний ланцюг.

Пропонований пристрій дає змогу контролювати період несприятливих умов для роботи насоса гідропідсилювача керма за показаннями вольтметра 5.



Рис. 3.3. Пристрій для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса, обладнаного гідропідсилювачем

Ефективність від використання результатів проведених досліджень визначається їхньою практичною значущістю і може бути оцінена з різних сторін: науково-технічної, експлуатаційної, економічної.

Виробничі витрати на вдосконалення серійних рульових управлінь, за допомогою розміщення пристосування для підвищення якості охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристрою для контролю небажаних кутів

повороту рульового колеса, обладнаного гідропідсилювачем, є несуттєвими порівняно з можливими втратами від його відмов у роботі. Крім того, для достовірної економічної оцінки пропонованих технічних рішень, спрямованих на вдосконалення експлуатації рульового управління, що викликають його подорожчання, нині необхідне проведення самостійного дослідження. даний час необхідне проведення самостійного дослідження. В зв'язку з цим ефективність отриманих результатів може бути оцінена лише з позицій зниження витрат на проектування рульового керування.

Використання методики визначення ефективності гідравлічного рульового підсилювача дає змогу скоротити час на розрахунки під час проектування рульового управління з гідравлічним підсилювачем у 2,5 - 3 рази. Оцінка техніко-економічного ефекту від впровадження розробленої методики проводили за витратами часу на проектування виробів деяких автомобільних заводів (таблиця 3.1).

Аналіз представлених даних показує, що технічні розрахунки СР під час проектування становлять  $8.4 \pm 10.6\%$  загальних витрат часу. Під час визначення можливого економічного ефекту слід враховувати, що показники, які характеризують його величину, мають імовірнісний характер.

Тому розмір витрат за варіантами уточнюють, множачи на відповідний коефіцієнт імовірності  $T_p$ . На підставі рекомендацій приймаємо значення  $T_p = 0.75$ .

Використовуючи наведені дані, можна оцінити техніко-економічний ефект  $E_{те}$  від впровадження розробленої методики

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{тз} &= T_p \left( C_p - \frac{C_p}{2.5} \right) \\ \mathcal{E}_{тз} &= 0.75 * \left( 8.4 \pm 10.6\% - \frac{8.4}{2.5} \right) = 3.85 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Таким чином, використання розробленої методики дає змогу скоротити витрати під час проектування автомобілів багатоцільового призначення. Техніко-економічний ефект становить близько 4%.

Таблиця 3.1 – Структура витрат робочого часу під час проектування, %

| Вид робіт                                                | КАМАЗ | КРАЗ | ГАЗ  |
|----------------------------------------------------------|-------|------|------|
| Пошук інформації та узгодження прийнятих рішень          | 8,9   | 5,8  | 9,4  |
| Технічні розрахунки                                      | 10,7  | 10,4 | 8,5  |
| Креслярсько-графічні роботи                              | 39,4  | 22,4 | 42,4 |
| Копіювально-множилі роботи                               | 6,7   | 3,2  | 8,3  |
| Узгодження документів та вирішення організаційних питань | 21,7  | 47,1 | 22,7 |
| Інші                                                     | 13,2  | 11,5 | 9,3  |

Оцінювання функціонування використання гідравлічного рульового підсилювача в експлуатації проводилася за методикою. Згідно з вимогами зазначеної методики було виокремлено суттєву для гідравлічного рульового підсилювача властивість функціонування (передача силового зусилля) і визначено основний оцінний показник ефекту функціонування (кількість тепла, що виділилося функціонування (кількість тепла, що виділилося), після чого за методикою, розробленою в розділі 2, обчислювалося значення основного показника ефективності функціонування гідравлічного рульового підсилювача.

Порівняння технічних засобів пропонується проводити за допомогою інтегрального показника  $U_i$  що враховує ефективність і вартість

$$U_i = \frac{e_i}{C_i}, \quad (3.2)$$

де  $e_i$ - показник ефективності гідравлічного рульового підсилювача;

$C_i$  - комплексний показник вартості гідравлічного рульового підсилювача, що оцінює матеріальні витрати на всі етапи життєвого циклу: розроблення, серійне виробництво, експлуатацію та ліквідацію. циклу: розроблення, серійне виробництво, експлуатацію та ліквідацію.

Аналіз вагомості окремих складових показника  $Q$  показав, що близько 92% його значення становлять матеріальні витрати на його серійне виробництво, що визначаються, як правило, вартістю безпосередньо гідравлічного рульового підсилювача.

Комплексний показник вартості базового гідравлічного рульового підсилювача беремо рівним 1. Тоді комплексний показник вартості гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристроєм для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса дорівнюватиме сумі комплексного показника вартості базового гідравлічного рульового підсилювача та частки вартості пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристрою для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса від вартості базового гідравлічного рульового підсилювача.

Оптова ціна гідравлічного рульового підсилювача, використовуваного в даний час на автомобілі Урал 4320-0010-31, і пропонованого нами гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм для підвищення ефективності (УПЕО) охолодження рідини гідропідсилювача керма і пристроєм для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса.

Таблиця 3.2 – Інтегральні показники функціонування гідравлічного рульового підсилювача з автоматом розвантаження насоса і без нього

| Найменування показника          | базовий | розроблений |
|---------------------------------|---------|-------------|
| Відносний інтегральний показник | 0,14    | 0,78        |

Аналіз даних, наведених у таблиці 3.2, дає змогу констатувати факт безумовної переваги варіанта гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристроєм контролю небажаних кутів повороту рульового колеса для збільшення надійності, безпеки та середнього напрацювання на відмову.

На рис. 3.4 представлено розрахункові та експериментальні залежності впливу типу дорожнього покриття на температуру робочої рідини під час повороту транспортного засобу.

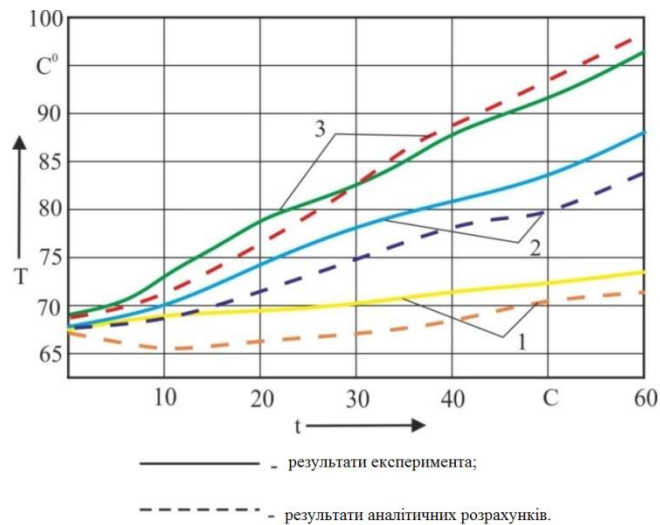


Рис. 3.4. Впливу типу дорожнього покриття та частоти обертання колінвала на температуру робочої рідини під час повороту транспортного засобу (на піску): 1 – 700 об/хв, 2 – 1100 об/хв, 3 – 1500 об/хв..

Як можна помітити, ці залежності, отримані в результаті математичного моделювання процесів теплоутворення, перебувають у межах довірчого інтервалу і досить точно повторюють характер кривих, отриманих у результаті експериментальних досліджень

### Висновки по розділу

1) Розроблено методику розрахунку економічного ефекту запропонованого гідравлічного рульового підсилювача.

2) Технічна та економічна оцінка результатів дослідження дають змогу зробити висновок про перевагу варіанту гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм рульового підсилювача з пристроєм підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристроєм контролю небажаних кутів повороту рульового колеса.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведено аналіз конструкцій схем, режимів роботи та особливостей функціонування гідравлічних підсилювачів керма автомобілів в умовах АПК України. На підставі проведеного аналізу зроблено висновок про те, що найбільш масовим типом підсилювачів керма автомобілів в АПК є гідравлічні підсилювачі, причому через важкі умови експлуатації автомобілів відбувається перегрівання робочої рідини гідравлічного рульового підсилювача.

Розроблено методику і комплект вимірювальної та реєструвальної апаратури, що дали змогу провести натурний експеримент, який можна визнати відтворюваним за всіма параметрами, що реєструвалися на різних варіантах випробувань.

У результаті проведеного експерименту отримано залежність нагрівання робочої рідини гідравлічного підсилювача керма залежно від варійованих факторів: частоти обертання колінчастого валу ДВЗ, часу роботи гідравлічного підсилювача, коефіцієнта опору коченню.

Техніко-економічна оцінка результатів дослідження дає змогу зробити висновок про недоцільність використання в умовах аграрних підприємств варіанта гідравлічного підсилювача керма із застосуванням пристроїв для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та контролю небажаних кутів повороту рульового колеса. Економічний ефект запропонованих розробок становитиме 4% від вартості автомобіля.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Павленко Т. П., Скуріхін В. І., Колотило В. І., Агарков І.В. Аналіз проблем системи рульового керування тролейбусів та перспективи їх вирішення. Збірник наукових праць ДУІТ. Серія : «Транспортні системи і технології»,. 2018. Т. 1, № 32. С. 115–125.
2. Агарков І. В. Визначення механічних параметрів електричного підсилювача керма у системі рульового керування тролейбусу. Збірник наукових праць ДУІТ. Серія : «Транспортні системи і технології»,. 2020. № 35. С. 52–59.
3. Скуріхін В. І., Сорока К. О., Агарков І. В. Математичне моделювання електропідсилювача керма транспортного засобу з черв'ячною передачею. Міжнародний журнал «Світлотехніка та Електроенергетика». 2020. № 59. С. 101–107.
4. Агарков І. В. Моделювання рульового керування тролейбуса з підсилювачем рульового приводу на базі електродвигуна з ротором, що котиться. Збірник наукових праць ДУІТ. Серія : «Транспортні системи і технології»,. 2021. № 38. С. 88–106.
5. Беліков К. О., Губарев О. П. Моделювання руху поршня пневматичного циліндра. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: матеріали науково-технічної конференції (26), Київ. 2021. Р. 341–344.
6. Ширгородський С. А. Підвищення ефективності використання сільськогосподарських машин шляхом модернізації системи гідрооб'ємного рульового керування: дис. канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2006. 265 с.
7. Визначальний параметр стану гідрооб'ємного рульового керування трактора / С. А. Лебедєв та ін. Вісник НТУ «ХП». 2015. № 8(1117). С. 11–18.
8. Гідрооб'ємний рульовий механізм: пат. 65410 Україна : В62D 5/06. Опубл. 15.03.2004.

9. Зубенко Д. Ю. Вдосконалення технології випробування гідропідсилювача керма тролейбуса. Scientific Journal «ScienceRise». 2014. № 2. С. 83–90.
10. Багатоканальне рульове керування з електромеханічним підсилювачем руля з тактильними властивостями : пат. 75946 Україна : B62D 1/00. Опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24/2012.
11. Рульове керування транспортного засобу з корекцією напрямку руху : пат. 131958 Україна : B62D 1/18. Опубл. 11.02.2019, Бюл. № 3/2019.
12. Наній В. В Розвиток теорії та створення ефективних конструктивних виконань електродвигунів з ротором, що котиться : дис. д-ра техн. наук : 05.09.01. Харків, 2014. 335 с.
13. Солтус А. П., Клімов Е. С. Дослідження особливостей кінематики відбитка шини керованого колеса при повороті на місці з розблокованим приводом. Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. 2011. № 1. С. 75–79.
14. Солтус А. П., Клімов Е. С. Дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи. Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. 2012. Т. 1, № 4. С. 88–93.
15. David Meeker. Finite Element Method Magnetics: User's Manual Version 4.2. 2020. 161 с
16. Dynamics analysis and numerical simulation of large-scale hydraulic cylinder actuators / Van-Thuan Truong et al. Applied Mechanics and Materials. 2020. No. 900. P. 14–19. URL: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.900.14>.
17. **Якобчук О.В.** Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування. Матеріали IX Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 5 квітня 2023 року Житомир: Житомирський агротехнічний фаховий коледж, 2023. С. 273-276.

18. **Якобчук О.В.** Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів рульового керування. Студентські читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. 25 жовтня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023 С. 97-100.

19. Ільченко А., **Якобчук О.** Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних підсилювачів керма. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 424-425.