

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ  
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

**ДИПЛОМНА РОБОТА**

другого магістерського рівня

на тему: «Дослідження гідравлічних рульових підсилювачів автомобілів»

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-62

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”  
(шифр і назва)

Лупуляк Д.І.  
(Прізвище та ініціали)

Керівник: Крайник Л.В.  
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: Шарибура А. О.  
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

УДК 621.433.052

Луцуляк Д.І. «Дослідження гідравлічних рульових підсилювачів автомобілів».

//Дипломна робота. – Дубляни: Львівський національний університет природокористування. 2024. – 77с.

Проведено аналіз конструкцій схем, режимів роботи та особливостей функціонування гідравлічних кермових підсилювачів автомобілів. Зроблено висновок про те, що найбільш масовим типом підсилювачів кермового керування автомобілів є гідравлічні кермові підсилювачі, причому через важкі умови експлуатації автомобілів відбувається перегрів робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача.

На основі проведених досліджень температурних режимів гідравлічного кермового підсилювача встановлено, що найбільш інтенсивний нагрівання рідини в ньому відбувається при максимальному моменті опору повороту керованих коліс і частоті обертання колінчастого валу двигуна 1800 об/хв.

Для гідравлічного кермового підсилювача розроблено пристрій для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма, який передбачає встановлення додаткових каналів теплопередачі від рідини системи в навколишній простір по всій довжині трубопроводу.

Економічний ефект запропонованих розробок складе 4% вартості автомобіля.

Таблиць 6; рисунків 16; бібліогр. джерел 39

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| ВСТУП.....   | 7  |
| 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ .....   | 11 |
| 1.1 Призначення та умови застосування автомобільної техніки.....   | 11 |
| 1.2. Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів кермового управління .....  | 13 |
| 1.2.1. Класифікація підсилювачів на вигляд застосовуваного робочого тіла та енергії.....   | 15 |
| 1.2.2. Аналіз компоновальних схем підсилювачів кермового управління .....  | 20 |
| 1.2.3. Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних кермових підсилювачів .....  | 24 |
| 1.3. Аналіз науково-технічної літератури з дослідження керованості автомобілів .....   | 28 |
| 1.4. Сучасні методи оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем їх недоліки та передумови для вдосконалення ..... | 29 |
| Висновки за розділом.....  | 34 |
| 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА.....   | 36 |
| 2.1. Обмеження та припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача.....                                       | 36 |
| 2.1.1. Загальні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача.....                            | 36 |
| 2.1.2. Спеціальні технічні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача.....                 | 37 |
| 2.2. Математичне моделювання теплогідравлічного потоку гідравлічного кермового підсилювача та регулювання параметрів робочої рідини..... | 37 |
| 2.1.2. Формування розрахункової схеми математичної моделі гідравлічного кермового підсилювача.....                                       | 37 |
| 2.2.2. Математичне моделювання розподілу теплогідравлічного потоку робочої рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі.....             | 43 |
| 2.3. Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма.....                                  | 46 |
| 2.3.1. Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль при повороті.....   | 49 |
| 2.4. Визначення режимів роботи гідравлічного кермового підсилювача.....  | 51 |

|  |    |
|--|----|
| 2.4.1. Визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху.....     | 51 |
| 2.4.2. Визначення режимів роботи автомобіля при повороті автомобіля в різних умовах руху.....                      | 51 |
| 2.5. Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача.....  | 54 |
| 2.5.2. Визначення втрат тиску в гідравлічному кермовому підсилювачі.....   | 54 |
| Висновки за розділом.....  | 34 |
| 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....   | 56 |
| 3.1. Цілі та завдання експериментального дослідження .....   | 56 |
| 3.2. Вибір вимірювальної та реєструючої апаратури для проведення експериментальних досліджень .....                | 58 |
| 3.3. Методика проведення експериментальних досліджень .....  | 62 |
| 3.3.1. Визначення коефіцієнта опору коченню.....   | 62 |
| Висновки за розділом.....  | 63 |
| 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА.....  | 64 |
| 4.1. Методика розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів при експлуатації автомобіля.....        | 64 |
| 4.2. Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів.....                            | 65 |
| Висновки за розділом.....  | 67 |
| 4.2.1. Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем.....         | 66 |
| 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....  | 68 |
| 5.1. Структурно функціональний аналіз процесів експлуатації гідропідсилювача керма.....                            | 68 |
| 5.2. Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки.....   | 69 |
| 5.3. Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час експлуатації гідропідсилювача керма..... | 71 |
| 5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях.....   | 74 |
| Висновки за розділом.....  | 74 |
| 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ...   | 76 |
| Висновки за розділом.....  | 76 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВОКИ.....  | 77 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....  | 79 |

## ВСТУП

**Актуальність роботи.** Економічні успіхи в АПК України значною мірою залежать від надійності, продуктивності, грамотної організації транспортної логістики.

На ефективність логістики транспорту сільського господарства України впливає надійність с.г техніки, що визначається її конструкційними та експлуатаційними властивостями.

Аналіз складу с.г. техніки в АПК України показує, що майже половину його кількості займає автомобільна техніка. Основні показники експлуатаційно-технічних характеристик становлять стійкість, маневреність, керованість та безпека. Тому вибір раціональних параметрів таких характеристик впливає на загал на ефективність використання техніки.

Керування автомобілем складає головну виробничу функцію водія та є цілеспрямованою організацією процесу руху. Траєкторія руху любого автомобіля є завжди криволінійною, з кривизною, яка постійно змінюється. Криволінійний характер траєкторії руху зумовлений не тільки наявністю хвильових ділянок дороги, а й впливом на транспортний засіб окремих зовнішніх факторів та дією водія на органи керування для коригування характеру руху, зокрема зміни напрямку руху.

Під час руху на прямих ділянках границі змін радіуса кривизни траєкторії незначні, тому такий рух вважають як умовно прямолінійний.

Аналіз застосування автомобільної техніки на практиці дозволяє зробити висновок, що маневри проходять за криволінійною траєкторією 50...75 % від загального пробігу. У зв'язку з цим до кермового управління мають ставитися підвищені вимоги.

Одним з напрямків покращення активної безпеки автомобіля є обладнання кермового керування підсилювачем, що сприяє зменшенню фізичного навантаження водія під час поворотів кермового колеса і полегшує поштовхи та удари, що передаються від керованих коліс.

Забезпечення відповідності вимог до зниження зусилля, яке прикладається на кермове колесо, не має перевищувати 130 Н [30]. Цим створюються передумови для використання на автомобілях гідропідсилювачів, що мають

відповідати таким вимогам [3]:

1) пониження витрат енергії водія під час маневрування з невеликими швидкостями або під час повороту керованих коліс на місці та на поверхнях, які мають високі зчіпні властивості. При цьому потрібно досягнути необхідної ефективності підсилювача, незважаючи на режим роботи двигуна за значення кутової швидкості кермового колеса до 10 рад/с.

2) досягнення за ергономічними умовами оптимальних швидкісних та навантажувальних характеристик кермового управління під час руху з середніми і високими швидкостями, тобто таких значень зусиль на кермовому колесі, за яких точність дозування впливів керування і чутливість водія є найбільшими, а стомлюваність найменшою. Враховуючи те, що потрібна ефективність підсилювача розраховується для найважчого режиму повороту коліс на місці, під час руху на високих швидкостях вона є досить завищеною. Через це зусилля на кермовому колесі зменшуються настільки, що погіршується безпека руху через зниження точності керування. Тому бажано, щоб із зростанням швидкості руху автомобіля ефективність гідропідсилювача понижувалась у допустимих границях зусиль на кермовому колесі.

3) можливість утримання автомобіля на поверхні дороги у випадку пошкодження підвіски або шини, а також здатності керування автомобілем під час відмови підсилювача.

4) забезпечення стабілізації коліс, достатнє гасіння ударів та поштовхів із боку дороги, усунення появи автоколиваний керованих коліс [9, 25, 26,]. Доцільно використовувати підсилювачі для вимушеного повернення керованих коліс у стан прямолінійного руху під час звільнення кермового колеса.

5) зменшення непродуктивних витрат енергії на роботу підсилювача зменшення довжини та збільшення діаметра магістралей та прохідних перерізів дроселів розподільників, застосування розвантажувальних пристроїв насосів, регуляторів витрат рідини, насосів зі змінним робочим об'ємом, регульованих електроприводів насосів та інших засобів.

Крім перерахованих вимог, кермові підсилювачі мають мати високу надійність деталей та вузлів, технологічність у експлуатації та виробництві, раціональну уніфікацією, малу масу, габарити, рівень шуму.

Пропоновані вимоги до конструкції кермового підсилювача та кермового управління комплексна та складна проблема.

Однією з проблем конструкції гідравлічних кермових підсилювачів є підвищення його температурного режиму та навантаженості внаслідок тривалої дії при крайніх положеннях кермового колеса [27].

Таким чином, актуальним науково-технічним завданням є вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів автомобілів у сільському господарстві, що дозволить виконати вимоги до конструкції рульового підсилювача та рульового управління в цілому.

Тому вже на стадії проектування необхідно прогнозувати відповідність рульових управлінь вимогам, що пред'являються, і вживати заходів, спрямованих на вдосконалення конструкції рульового управління, що для виконання логістичних операцій агропромислового комплексу є актуальним науково-технічним завданням.

**Мета дослідження** - оцінка функціонування гідропідсилювача автомобіля шляхом визначення теплових втрат.

**Завдання дослідження:**

- 1) проаналізувати існуючі конструкції та особливості функціонування ГРП в умовах сільськогосподарського виробництва;
- 2) розробити математичну модель температурного напору робочої рідини ГРП та методику його теплогідравлічного розрахунку на всіх режимах роботи;
- 3) провести експериментальні дослідження на підтвердження розрахункових методів визначення теплового потоку ГРП;
- 4) оцінити техніко-економічний ефект результатів дослідження.

**Об'єкт дослідження** - функціонування ГРП автомобіля в агропромисловому комплексі.

**Предмет досліджень** - процес теплоутворення у ГРП автомобіля в агропромисловому комплексі.

**Практична значимість** роботи полягає в:

- розробленні блок-схеми дослідження функціонування ГРП під час експлуатації автомобіля у сільському господарстві;
- розробці раціональної схеми рульового управління, обладнаного

гідропідсилювачем, що включає пристрої для контролю небажаних кутів повороту рульового колеса і для підвищення ефективності охолодження рідини дослідження функціонування ГРП, що дозволяє запобігти перегріву пластинчастого насоса і оберігати деталі гідравлічного рульового підсилювача.



## РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1 Призначення та умови застосування автомобільної техніки

Україна - одна із провідних аграрних виробників у світі, зараз активно нарощує обсяги експорту та відіграє все більш вагому роль на цьому ринку. У 2022 році Україна експортувала майже 34 млн тонн зерна, у тому числі 24,6 млн тонн пшениці і стала світовим лідером серед експортерів, залишивши позаду США і Канаду. Відомо, що один із факторів збирання хорошого врожаю - якісна та надійна техніка.

Рекордний урожай – справжнє випробування для парку сільськогосподарської техніки. Аграріям необхідно встигнути вчасно зібрати врожай, а також забезпечити його мінімальні втрати під час збирання - на це може вплинути техніка, що використовується, чим вона продуктивніша, ефективніша і надійніша - тим вище ймовірність зібрати врожай з максимальним успіхом.

**А**втомобільна техніка є основною складовою АПК України, застосовується у більшості його структур і служить для виконання різноманітних видів транспортних завдань, перевезення людей та вантажів.

Від технічного стану автомобільної техніки значною мірою залежить успіх розв'язання с.г завдань, можливість в повній мірі реалізувати економічні плани.

АПК України потрібна автомобільна техніка усіх наявних типорозмірів і класів вантажопідйомності.

Під час проектування нових моделей автомобільної техніки треба враховувати важливість питання забезпечення таких техніко-експлуатаційних властивостей автомобіля, як стійкість, маневреність, керованість і безпека.

Одним з напрямів покращення активної безпеки є установка підсилювача в кермовому управлінні, яке дозволяє скоротити фізичне навантаження на водія під час поворотів кермового колеса і понизити поштовхи та удари, що передаються від опорної поверхні на керовані колеса.

Також доцільно враховувати, що переміщення автомобільної техніки може здійснюватися в різних дорожніх умовах: по ґрунтових та шосейних дорогах різного класу та типу, а в низці випадків і по бездоріжжю.

Під час руху автомобілів у несприятливим дорожніх умовах і поза їх

межами, всі агрегати та вузли схильні до суттєвих навантажень, а під час частого маневрування - вузли кермового управління. Експлуатація автомобільної техніки у несприятливих умовах (коли є вплив великих сил, що заважають повороту коліс чи водій вимушений тривалий час утримувати кермове колесо у крайньому положенні) призводить до перегрівання робочої рідини і складових рульового гідропідсилювача і, як наслідок, змін в роботі гідропідсилювача [8] .

Під час експлуатації в районах теплого клімату та пустинно-пісочній місцевості, на яку приходиться близько 20 % території країни, у кермових гідропідсилювачах зростає схильність робочої рідини до піноутворення, через що йде зниження робочого тиску, зростання відкладень смол, погіршення працездатності гідравлічного кермового підсилювача [2, 14, 21, 34, 37, 38].

У такому разі треба зробити висновки:

- в агропромисловому комплексі України широко використовується автомобільна техніка, яка призначена для виконання різних видів транспортних завдань та технологічних, переміщення вантажів, людей;
- під час експлуатації автомобільної техніки зростає значення питання забезпечення багатьох техніко-експлуатаційних властивостей автомобіля, як стійкість, керованість, маневреність і безпека;
- аналіз структури та складу парку вантажних автомобілів уможливорює яє зробити висновок, що більше 90% автомобільної техніки є обладнані кермовим гідропідсилювачем;
- експлуатація автомобілів у складних дорожніх умовах сприяє перегріву робочої рідини гідропідсилювача та порушенню роботи кермового управління, що з огляду безпеки дорожнього руху є неприпустимим та призводить до порушення агротермінів у с.г. господарстві, що, безперечно, суттєво знижує його ефективність.

## **1.2 Класифікація та аналіз конструктивних схем підсилювачів кермового управління**

Кермовим підсилювачем називається механізм, який здатний створювати

під тиском стиснутого повітря або рідини додаткове зусилля на кермовий привод, необхідне для повороту в той чи інший бік керованих коліс автомобіля. Підсилювач призначений щоби полегшити управління автомобілем, підвищити його маневреність та безпеку руху. Він також може пом'якшувати удари та поштовхи нерівностей дороги, що передаються на кермо від керованих коліс. Маневреність автомобіля з кермовим гідропідсилювачем зростає через швидкість та точність його дії. Проте наявність гідропідсилювача ускладнює конструкцію кермового управління, підвищує вартість, погіршує зворотного зв'язку з керованими колесами автомобіля.

До кермових підсилювачів є вимоги, стосовно яких вони мають забезпечувати:

- кінематичне стеження за дією (переміщенням), тобто співвідповідність між кутами повороту керованих коліс та рульового колеса;
- силове слідкування за дією (за силою опору повороту коліс), тобто відповідність між силами опору повертання керованих коліс та зусиллям на кермовому колесі;
- можливість керування автомобілем під час виходу підсилювача з ладу;
- дію тільки тоді, коли зусилля на кермовому колесі перевищує 25...100 Н;
- незначний час спрацьовування;
- мінімальну дію на стабілізацію керованих коліс;
- поглинання та пом'якшення ударів і поштовхів, що передаються на рульове колесо від керованих коліс.

Кінематичне слідкування впливає на пропорційність між кутом повороту керованих коліс і кутовим переміщенням рульового колеса. Кожному зафіксованому положенню керма має відповідати конкретне положення керованих коліс, а під час фіксування кермового колеса в проміжному положенні поворот керованих коліс має припинятися.

Підсилювач кермового управління мав починати діяти під час певного зусилля, прикладеного до кермового колеса. Воно залежить від значення сил тертя в кермовому механізмі та типу застосованого центруючого пристрою. Центруючий пристрій обов'язково має бути у всіх підсилювачах, оскільки він не дозволяє йому включатися за незначних поштовхів з боку керованих коліс. За

центруючих та реактивних пристроїв у підсилювачах рульового керування застосовують пружини, плунжери, торсіони, реактивні камери та їх комбінації.

Вмикання підсилювача рульового управління здійснюється через зворотній зв'язок від керованих коліс, що реалізується через рульовий привод.

Силовий вплив досягає пропорційності між прикладеною до кермового колеса силою та величиною сили опору повороту керованих коліс. Силова стежка забезпечує водію «почуття дороги».

На рис. 1.1 зображено класифікацію майже всіх використовуваних кермових підсилювачів [20].

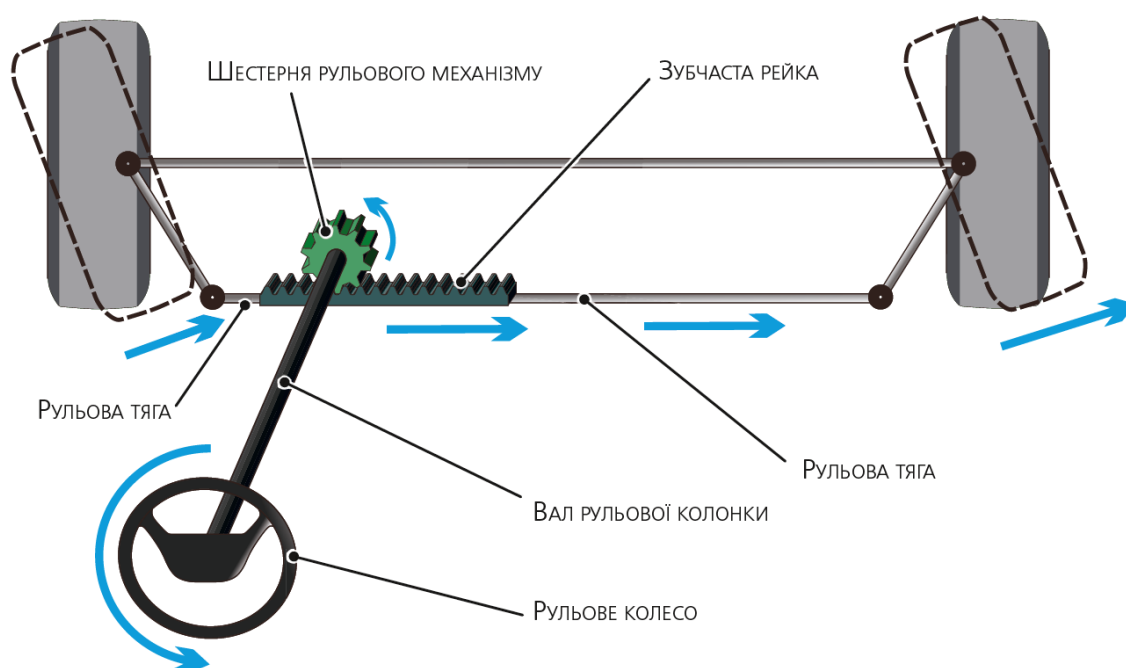




Рисунок 1.1 – Класифікація кермових підсилювачів

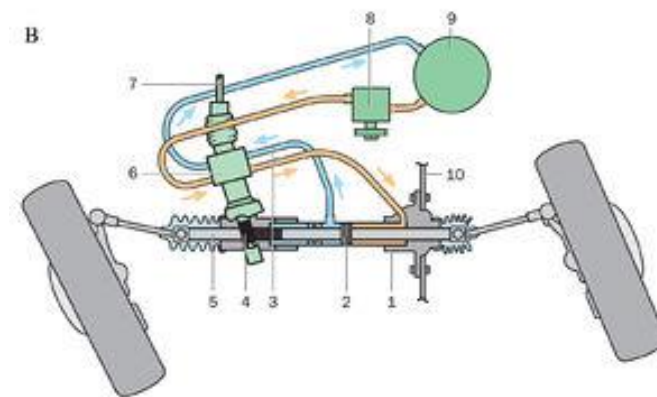
На даний час кермові підсилювачі служать як обов'язкові агрегати у всіх вантажних автомобілів середньої та великої вантажопідйомності, автомобілів високої прохідності, автобусів великої місткості легкових автомобілів класу [20, 29].

### 1.2.1 Класифікація підсилювачів на вигляд застосовуваного робочого тіла та енергії

Підсилювачі за видом використання енергії класифікують на гідравлічні, механічні, електричні, пневматичні і комбіновані.

Вакуумні і механічні підсилювачі виготовляли дрібними серіями. На даний час дані підсилювачі не використовуються через ненадійність та складність конструкції, порівняно з кермовими гідропідсилювачами.

В автомобілебудуванні широкого поширення набули в основному підсилювачі трьох типів: електричні, пневматичні та гідравлічні.



Пневмопідсилювачі стали спочатку поширеними через порівняно просту конструкцію та її невелику вартість, а також здатність використовувати пневмоапаратуру гальмівної системи автомобіля для живлення стисненим повітрям. Проте вони на даний час задовольняють існуючим вимогам стосовно масогабаритних показників, швидкодії, ефективності, високої інертності під час спрацювання демпфуючих властивостей. Має неефективну слідкуючу дію, та певні недоліки під час експлуатації за низьких температур.

Застосування електричної енергії у підсилювачах збільшує можливості вибору оптимальних характеристик кермового управління з точки зору керованості, ергономіки і стійкості руху. Електропідсилювачі із застосуванням високооборотних малогабаритних регульованих електродвигунів постійного струму характеризуються високою швидкістю та уможливають підсилювачу точне стеження.

Електропідсилювачі легко поєднуються з системами електронного керування, які мають мікропроцесори. Подібні системи керування режимом роботи підсилювача є перспективними в плані логічної обробки вихідної інформації - сигналів різних датчиків під час вироблення керуючого впливу,

виконуються програмованими і багаторежимними з метою врахування особливостей певного автомобіля та умов його експлуатації.

Сигналом до вмикання підсилювача переважно слугує певне значення моменту на рульовому колесі, про який сигналізує давач. Електронний блок керування залежно від значення моменту та знаку, швидкості повороту рульового колеса, швидкості руху автомобіля вибирає режим роботи електродвигуна.

В якості електричного підсилювача може застосовуватися безконтактний давач, що характеризується високою надійністю. Принцип його дії заснований на ефекті вихрових поверхневих струмів. Здійснені випробування електричного підсилювача, обладнаного даним давачем показали, що за плавністю і швидкодією включення демпфування дорожніх збурень він нічим не поступається гідравлічним підсилювачам та перевершує його за економічністю та рівнем шуму.

Електропідсилювач є прогресивною системою, проте має свої недоліки. Інерційність високооборотного електродвигуна, висока вартість, складність зміни числа його обертів, труднощі під час здійснення слідкування, більше зусилля на кермовому колесі, в порівнянні з потужністю насоса гідروпідсилювача менша потужність електромотора, неможливість забезпечити потрібний крутний момент в сукупності приводить до обмеженого його використання на автомобілях і транспорті масою більше двох тонн. Проте незважаючи на дані фактори конструкція електричних підсилювачів керма з кожним роком удосконалюється, завдяки чому нівелюються їхні недоліки.

Комбіновані підсилювачі, які виконані у виді електрогідромеханічних та електромеханічних систем застосовують на автопоїздах та спеціальних багатовісних шасі, що є складною і дорогою конструкцією, що в свою чергу вимагає узгоджених дій всіх використовуваних робочих тіл.

Основним видом підсилювача кермового механізму, що використовується на автомобілях високої прохідності та великої вантажопідйомності, зараз є гідравлічний. Це пояснюється низкою їх переваг, оскільки вони є безшумними в роботі, малогабаритними, служать амортизаторами ударів, що передаються з боку дороги на кермо, можуть забезпечувати на великовантажній техніці потрібне зусилля для повороту керованих коліс, порівняно з

електропідсилювачами. Вони також при сильному відведенні дозволяють зберігати напрямок руху, яке може виникнути на великій швидкості під час раптового розриву передньої шини. Час спрацьовування гідропідсилювача відповідає вимогам до рульового керування. Включення підсилювача є плавним, непомітним для водія [28].

Автомобілі, які мають навантаження 7-8 т і більше на передню вісь, облаштовані тільки гідравлічними кермовими підсилювачами. Це можна пояснити тим, що через досить низький в пневмосистемі тиск повітря (6-9 атм.), силові циліндри мали б бути суттєвих розмірів, які б дозволяли створити зусилля, необхідні для повертання керованих коліс. Для суттєво важких автомобілів розміри б їх стали неприпустимо великими. У гідросистемах кермових управлінь автомобіля тиск забезпечується в межах 6-10 МПа, а робочі об'єми силових циліндрів гідросистеми є в 10 разів меншими, чим в силових циліндрах пневмосистеми [3].

Обмеження використання в таких автомобілях електропідсилювачів пов'язані з нижчими силовими характеристиками електродвигунів відносно гідропідсилювачів.

Разом з цим кермове управління з гідропідсилювачем має недоліки.

У важких дорожніх умовах експлуатація автомобілів призводить до перегріву робочої рідини гідропідсилювача та порушує роботу кермового управління.

Гідропідсилювач вимагає періодичного обслуговування: потрібно змінювати рідину, слідкувати в системі за рівнем робочої рідини, здійснювати перевірку стану приводів, цілісність насоса підсилювача і шлангів. Функціонування насоса гідропідсилювача пов'язана з двигуном, через що насос постійно забирає від двигуна частину потужності, яка під час прямолінійного руху, коли гідравлічний підсилювач не використовується, витрачається марно. У гідропідсилювачі залежно до умов руху не вдається налаштувати режими роботи механізму.



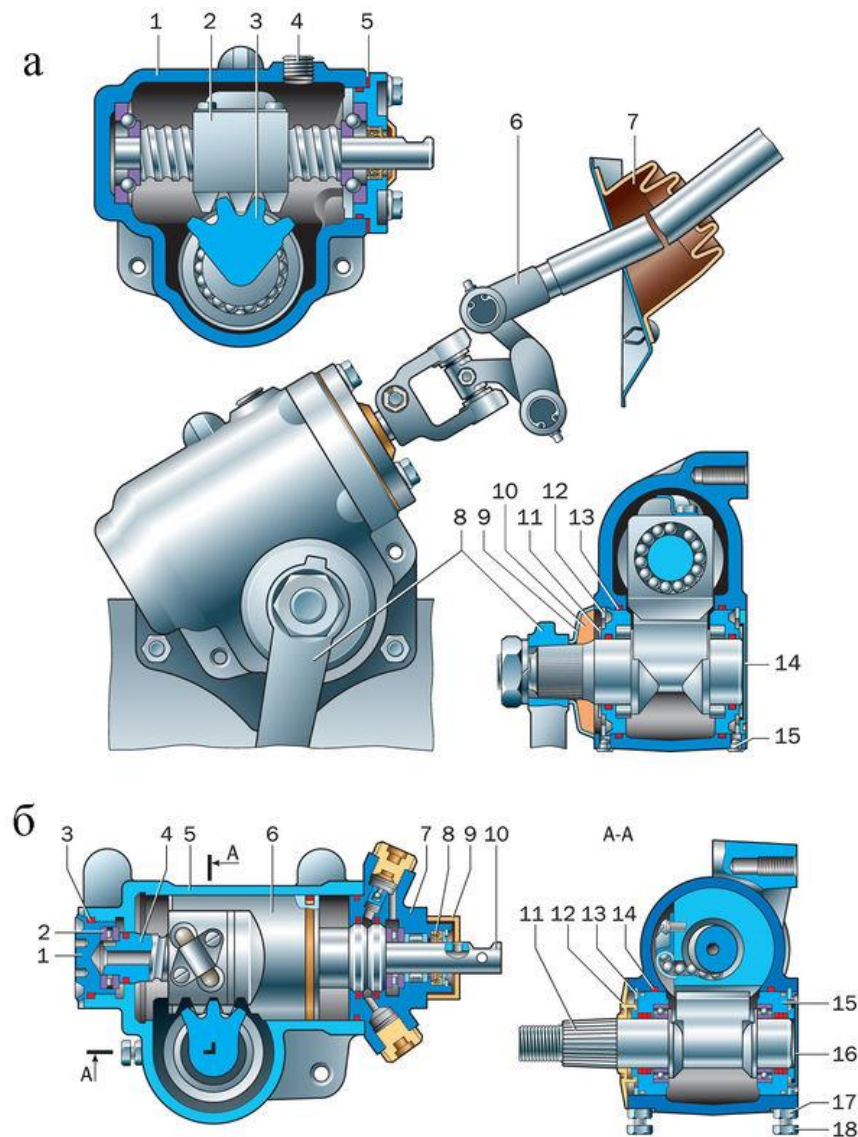


Рисунок 1.2 – Загальна будова гідروпідсилювача кермового механізму

Забезпечується хороша інформативність рульового керування на невеликих швидкостях, проте на високих «зворотній зв'язок» суттєво слабшає. Проте цей недолік усувається завдяки застосуванню в механізмі кермового управління додаткового вузла (рейки із змінним передатним відношенням).

Під час застосування кермових гідропідсилювачів доцільно скоротити непродуктивні енергетичні витрати, через що знижується коефіцієнт корисної дії.

Вищевказані недоліки кермових гідропідсилювачів вимагають розгляду та вирішення конструкторами автомобілів.

Висновок відносно вибору типу кермових гідропідсилювачів для вантажних автомобілів можемо сформулювати наступним чином.

Порівняно з іншими типами підсилювачів керма гідропідсилювачі характеризуються достатніми масогабаритними і потужнісними показниками,

хорошими демфуючими властивостями, високою швидкістю, малою трудомісткістю ТО. Тому їм необхідно віддати перевагу під час установки на вантажних автомобілях.

### **1.2.2 Аналіз компоувальних схем підсилювачів кермового управління**

Кількість складальних одиниць підсилювача, взаємне розташування в рульовому керуванні та їх взаємозв'язок суттєво впливають на маневреність, керованість та безпеку руху автомобілів. Для збільшення точності та чутливості управління, стабільних експлуатаційних характеристик, а також скорочення у підсилювачі ймовірності виникнення коливань слід зменшити у ланцюзі «кермовий механізм - розподільник-гідроциліндр» кількість передавальних ланок та довжину магістралей.

Під час оцінки варіантів компоування гідропідсилювача треба мати на увазі, що чим ближче розташовані один до одного силовий циліндр і розподільник, то запізнювання спрацьовування силового циліндра щодо початку спрацьовування розподільника є меншим, тоді підсилювач працює плавніше і вищою є стійкість керування автомобіля в цілому [35].

З другого боку, для підвищення чутливості гідропідсилювача слід розподільник розміщувати ближче до кермового колеса, а силовий циліндр найближче до керованих коліс. Проте ці дві вимоги до компоування вузлів підсилювача керма на автомобілі є суперечливими. Тому залежно від ступеня значущості того чи другого з перерахованих факторів вибирають доцільний варіант схеми компоновки для проектного автомобіля.

Перші схемі (рис. 1.3) характерно спільну розташування в одному агрегаті силового циліндра, розподільника та кермового механізму. Така конструкція кермового механізму застосовується на автомобілях MAN, IVECO.

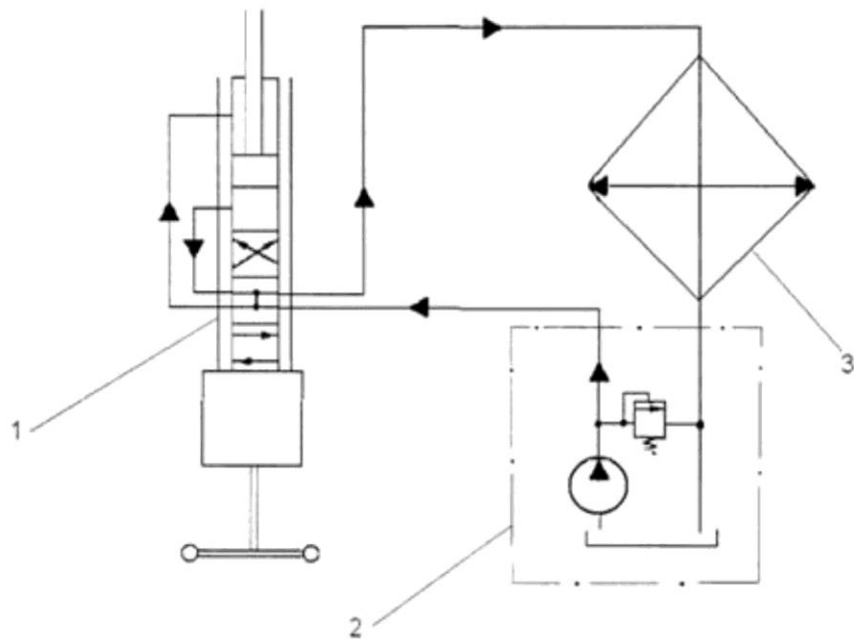


Рисунок 1.3 - Компонувальні схеми кермових підсилювачів MAN, IVECO

1 - кермовий механізм, розподільний пристрій та силовий циліндр в одному агрегаті; 2 - масляний насос; 3 - радіатор охолодження

Відповідно до цієї схеми силовий циліндр впливає на вал сошки, вивільняючи від силових навантажень рульову пару. На вал сошки повністю накладається момент, необхідний для повороту керованих коліс [28].

Таке компонування має переваги - мінімальна кількість трубопроводів, компактність, мінімальна схильність гідропідсилювача до порушення коливань коліс, мінімальний термін спрацьовування підсилювача.

До недоліків такої схеми треба віднести складність виробництва загального спеціального корпусу, також збільшення навантаженості деталей рульового приводу. Наявність радіатора у схемі свідчить про її дещо підвищену теплонапруженість.

На автомобілях, в яких велика вантажопідйомність, таке компонування не можна застосувати через те, що удари з боку дороги створюють момент відносно шворнів. Вони сприймаються валом сошки, далі передаються на картер керма, що є неприпустимим фактором.

До іншої схеми компонування (рис. 1.4) слід віднести гідропідсилювачі з розподільником, гідравлічні силові циліндри, привод до нього, які влаштовані в одному картері, але роздільно від картера кермового механізму. Саме така схема

компонування застосовується на автомобілях MAN.

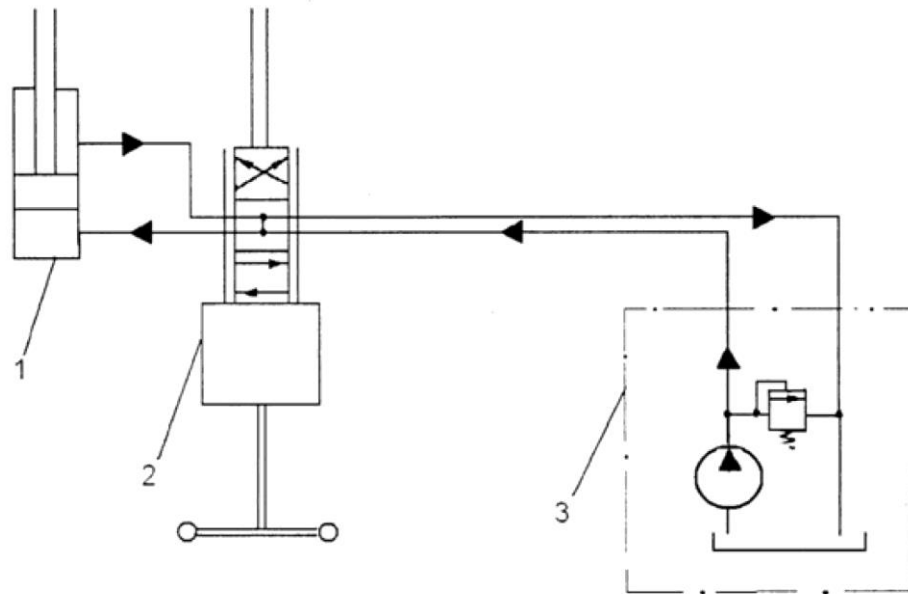


Рисунок 1.4 - Компонувальні схеми кермових підсилювачів MAN  
1 - розподільний пристрій і силовий циліндр; 2 - кермовий механізм; 3 -  
оливний насос

Силові циліндри даних підсилювачів зв'язані між собою поздовжньою або поперечною тягою. Інша точка опори гідропідсилювача розміщена на рамі автомобіля. Сошка, як один з елементів кермового механізму, зв'язана із клапаном розподільника або золотником за допомогою кульового пальця.

Такий гідропідсилювач дозволяє застосовувати стандартне кермо, незначно збільшуючи довжину гідропроводів порівняно з "гідрорулем". Схильність до деяких коливань керованих коліс такого гідропідсилювача є незначною. Як недолік такого компонентування є необхідність розміщення підсилювача у чітко визначеному місці ланок ланцюга механізму кермового управління. До речі кульовий палець сошки кермового механізму має керувати золотником, вбудованим у картер силового циліндра.

У третій схемі компоновки (рис. 1.5) розподільний пристрій розташовується в єдиному блоці з кермовим механізмом, а окремо силовий циліндр. Під час розміщення розподільного пристрою до кермового механізму збільшується чутливість підсилювача. Крім цього, під час використання такої схеми компоновки можна уніфікувати підсилювачі для різних за вагою автомобілів. Недоліками цієї схеми є досить велика довжина гідропроводів,

особливо коли гідроциліндр розміщується на деякій відстані від кермового механізму. Такі схеми компоновки відповідають автомобілі КАМАЗ.

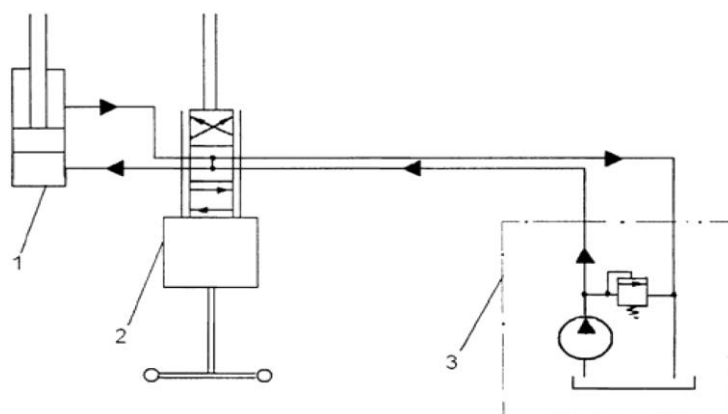


Рисунок 1.5 - Компоновальні схеми кермових підсилювачів КАМаз

1 - силовий циліндр, 2 - розподільний пристрій і кермовий механізм, 3 - насос масляний

Наступна схема компоновки (рис. 1.6) передбачає роздільне розміщення механізму кермового управління, розподільника і гідравлічного силового циліндра. Така схема вимагає достатньої кількості гідропроводів, але дозволяє конструктору більший вибір місця для розподільника і силового циліндра. Швидкодія і чутливість знижуються внаслідок збільшення зазорів у ланках керування розподілом. Оскільки збільшується число деталей у ланках протяжність магістралей - зворотний зв'язок, зростає ймовірність появи коливань у підсилювачі. Така схема компоновки застосовується на автомобілях ГАЗель.

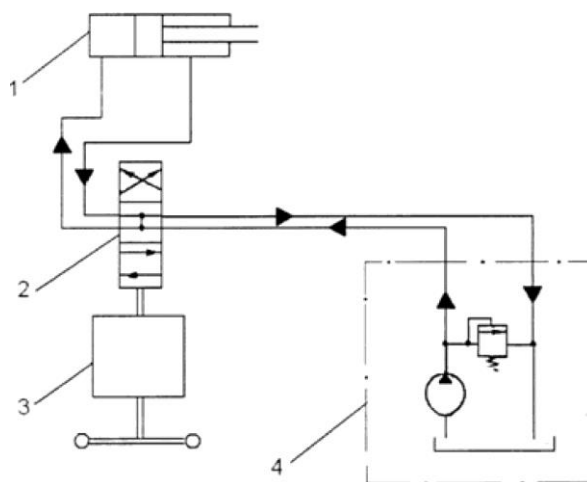


Рисунок 1.6 - Компоновальні схеми кермових підсилювачів ГАЗель

1 - циліндр силовий, 2 - пристрій розподільний, 3- механізм кермовий, 4 - насос масляний

Гідроциліндри можуть бути доєднані до будь-якої частини механізму

рульового керування, розміщеного за розподільником ближче до кермових коліс автомобіля, починаючи від керсового колеса [28].

Суттєвий вплив на роботу гідропідсилювача має місце відбору потужності та розміщення для насоса. Для скорочення втрат тиску рідини та зменшення її нагріву за постійної циркуляції насоси слід наблизити до силового циліндра і розподільника.

Відповідно до вищезазначеного, для легкових автомобілів слід проектувати підсилювачі, яким відповідає перша схема компоновання. На автомобілі значної вантажопідйомності потрібно розміщувати підсилювачі, компоновання яких відповідає схемі – розподільник і силовий циліндр в одному картері, розміщуючи їх ближче до коліс, чим кермовий механізм або можна встановлювати силовий циліндр і розподільник окремо. Проте в останньому випадку доцільно встановлювати розподільник на корпусі картера кермового механізму. У всіх зазначених випадках силовий циліндр має бути зв'язаний із керованими колесами набагато жорсткіше, чим кермовий механізм. Тобто, для вантажних автомобілів, треба застосовувати схеми компоновки (рис. 1.5), де силовий циліндр розміщується окремо, а розподільчий пристрій в єдиному блоці з кермовим механізмом.

### **1.2.3 Аналіз конструкцій розподільників гідравлічних кермових підсилювачів**

В даний час у вітчизняному автомобілебудуванні застосовують, головним чином, розподільні пристрої золотникового типу, що працюють за принципом осьового переміщення. Вони виконані з відкритим центром золотника, тому що в нейтральному положенні золотника центральний канал корпусу розподільника відкритий, і рідина, що циркулює по замкнутому колу: гідронасос - розподільник підсилювача - бачок - гідронасос. Поряд з відмінністю в компонованні вузлів гідравлічних кермових підсилювачів вони мають різні конструкції елементів розподільних пристроїв золотникового типу, які забезпечують реактивну дію підсилювача на кермо.

За цією ознакою розрізняють такі розподільні пристрої:

- типу «А» - з реактивними плунжерами у поєднанні з попередньо

підтисненими пружинами, розподільники цього типу встановлюються на автомобілях MAN, IVECO, КАМАЗ;

- типу «Б» - з реактивними майданчиками та самовстановлюваним золотником, який встановлюється на автомобілях ГАЗ, МАЗ-543, МАЗ-7911, MAN;

- типу "В" - з попередньо підібганою пружиною золотника, ним оснащені автомобілі старих марок МАЗ-537, МАЗ-535, БелАЗ-540 [20].

Гідророзподільник тільки з реактивними камерами забезпечує кінематичну та силову слідкуючу дію. При припиненні повороту автоматичне встановлення золотника в нейтральне положення відбувається за рахунок врівноваження тиску рідини в обох реактивних камерах. При випадковому зміщенні корпусу гідророзподільника щодо золотника, наприклад, при наїзді 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 становище. Включення гідропідсилювача відбувається при малому значенні сили, прикладеної до кермового колеса, що відображено у статичній характеристиці.

Гідророзподільник з реактивними камерами та центруючими пружинами також забезпечує кінематичну та силову стежку. Включення підсилювача відбувається в тому випадку, коли на рульовому колесі прикладена сила, достатня для деформації пружин, що центрують. Гідравлічний кермовий підсилювач з таким розподільником має меншу чутливість до включення. З іншого боку, пружини розподільника, що центрують, перешкоджають випадковому зворотному включенню гідропідсилювача і можливого впливню керованих коліс.

Гідророзподільник із центруючими пружинами, але без реактивних камер (тип В) забезпечує лише кінематичне стеження за дією; водночас зусилля, створюване гідропідсилювачем, постійне.

Уніфіковані кермові механізми із золотниковим осьовим розподільником встановлюють на автомобілях МАЗ, MAN (рис 1.7).



Рисунок 1.7 – Розміщення кермового механізму на автомобілях MAN

Найбільших змін за останні роки в конструкції кермових управлінь з гідравлічним кермовим підсилювачем зазнав розподільник. Намітилася чітка тенденція заміни осьового золотникового розподільника роторним. У ньому перерозподіл потоків робочої рідини здійснюється шляхом перекриття кромки на сполучених деталях у процесі їхнього відносного повороту. Краї виконують на торцевих або циліндричних поверхнях сполучених деталей і в залежності від цього розрізняють два види роторних розподільників: торцеві та тангенціальні. Торцеві розподільники поки що не знайшли застосування в реальних конструкціях, проте пошукові роботи з їх використання ведуться [20].

Тангенціальні розподільники в порівнянні з осьовими мають ряд переваг: простоту конструкції, менші габарити, підвищену чутливість. Однак поширення тангенціальних розподільників довгі роки стримували негативні фактори, з якими стикалися конструктори у спробах реалізувати у цих розподільниках необхідний рівень реактивної дії кермового керування. Реактивна дія рульового управління з гідравлічним підсилювачем значною мірою визначається реактивною дією самого розподільника, яке оцінюють залежністю тиску робочої рідини на вході в розподільник від моменту на рульовому колесі. На цю залежність можна впливати варіюванням жорсткості параметрів інших елементів розподільника або завданням різного закону зміни тиску в щілині дроселя



розподільника по куту повороту рульового колеса. Жорсткі параметри розподільника визначаються жорсткістю механічного пружного елемента центрування золотника розподільника, а також наявністю активної площі реактивних камер. Закон дроселювання рідини при заданій подачі насоса визначається формою та взаємним розташуванням робочих, тобто дроселюючих, крайок розподільника.

Конструкційні заходи впливу на жорсткісні параметри пружних елементів розподільника, які успішно застосовуються в осьових розподільниках для забезпечення необхідного рівня їх реактивної дії, не набули поширення в тангенціальних розподільниках з наступних причин:

- реактивні камери дещо ускладнюють конструкцію тангенціального розподільника, що не дозволяють реалізувати його переваги за габаритами та металоємністю;

- введення реактивних камер у самому розподільнику збільшує гістерезисні втрати, які негативно позначаються на керованості автомобіля;

- варіювання жорсткістю пружних елементів розподільника малоефективно, оскільки її вибір обмежений двома заздалегідь заданими параметрами розподільника, що знаходяться у вузькому діапазоні - зоною його нечутливості по зусиллю (зусиллям включення) і максимальним кутом неузгодженості розподільника (конструктивним люфтом). Заходи, спрямовані на розширення області варіювання жорсткістю пружного елемента торсійного типу, наприклад, введення ступінчастого включення різних ділянок торсіону у міру зміни кута повороту кермового колеса, також призводять до значних конструкційних ускладнень [20].

Спосіб 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 в гідравлічних рульових підсилювачах, що отримало в останні роки. Досвід дослідження, розробок і випробування рульових керувань з гідравлічним кермовим підсилювачем свідчить про те, що тангенціальний розподільник, володіючи практично вдвічі більш високою чутливістю, може забезпечити

показники реактивної дії, що не поступаються відповідним показникам осьового розподільника.

У роторних розподільниках робочими поверхнями, на яких виконані розподільні канали, є зовнішня циліндрична поверхня ротора і пов'язана з нею внутрішня поверхня гільзи.

Крім того, поширення набули наступні три схеми формування робочих (дросельних кромок) і каналів роторних розподільників:

- дроселюючі кромки, утворені поздовжніми пазами - шліцами на роторі та гільзі (схема Bendix); MAN, IVECO, КАМАЗ;
- дроселюючі кромки, утворені радіальними свердліннями як у роторі, так і в гільзі (схема Calzoni);
- дроселюючі кромки, утворені поздовжніми пазами в гільзі та лисками на роторі (схема Burman).

У розподільниках з роторними золотниками внаслідок спрощення приводу до золотника, вільний хід рульового колеса при включенні підсилювача може бути зменшений до 0,03 - 0,05 рад (2 - 3°), що суттєво підвищить чутливість рульового управління до керуючого впливу.

Велика різноманітність поширених конструкцій розподільників викликана, як традиціями фірм, що історично склалися, так і конкурентними міркуваннями. Тому віддамо перевагу найбільш надійним та конструктивно простим модифікаціям.

Таким найбільш простим і таким, що забезпечує реактивну дію розподільником можна вважати розподільник типу "Сайгінау", застосований заводом КАМАЗ на автомобілях сімейства МОТОВОЗ [28].

### **1.3 Аналіз науково-технічної літератури з дослідження керованості автомобілів**

Дослідженню керованості автомобілів присвячено низку праць [4, 7, 8, 9, 11, 27, 28, 29].

В них наведено короткий огляд основних конструкцій та механізмів кермового управління, відомості з теорії та розрахунку кермових механізмів та підсилювачів, встановив параметри та критерії для їх оцінки. Описано

експериментально-дослідницьке обладнання та наведено результати випробувань кермового управління, кермових механізмів та підсилювачів, результати теоретичних досліджень конструкцій. Дано рекомендації щодо вибору розмірів найважливіших деталей механізмів кермового управління.

В роботах [27, 28] наведено опис конструкцій, розрахунку та випробування гідравлічних кермових підсилювачів зарубіжного та вітчизняного виробництва. Було відзначено, що в процесі експлуатації автомобіля насоси гідропідсилювача керма виходять з ладу в основному на автомобілях, що працюють в умовах бездоріжжя, оскільки при русі в колії гідропідсилювач може бути включеним тривалий час і насос буде працювати при максимальному тиску протягом 30-60 секунд, у цьому випадку температура олії досягає  $120^{\circ}\text{C}$ , що веде до порушення роботи підсилювача.

В інших роботах описано конструкції кермових управлінь різного типу, дано загальну методику розрахунку, розглянуто основні способи керування автомобілем, описано методики оцінки схем та конструкцій кермових управлінь. Також описано пристрої та недоліки різних конструкцій кермового механізму, кінематику при жорсткому мості та незалежній підвісці коліс.

Таким чином, наведений аналіз робіт уможливило зробити висновок, що процес утворення тепла гідро підсилювачі вивчений недостатньо, не виявлено закономірностей виділення тепла в гідравлічному підсилювачі кермового керування від експлуатаційних і конструкційних параметрів. У даних роботах не відслідковуються єдині принципи вибору ефективної та економічної схеми гідравлічного підсилювача кермового управління.

#### **1.4 Сучасні методи оцінки параметрів кермового управління з гідравлічним підсилювачем їх недоліки та передумови для вдосконалення**

Вивченню методик оцінки параметрів кермового управління із гідропідсилювачем присвячено достатньо зарубіжних та вітчизняних робіт [7, 8, 27]. У них пропонують оцінити підсилювачі за наступними показниками:

- ефективності дії;
- реактивної дії на кермо;
- прямому та зворотному включенню підсилювача та амортизуючої дії

при розриві шини передньої осі;

- чутливості дії;
- маневреності автомобіля під час повороту;
- витрати робочої рідини.

Крім зазначених параметрів оцінки є параметри, що суттєво доповнюють основні. Зокрема, зміна в силовому циліндрі тиску або термін спрацювання підсилювача уможливають зробити оцінку втрат трубопроводів тощо.

Ефективну дію підсилювача оцінюють за показником ефективності:

$$E = \frac{P_K}{P} \quad (1.1)$$

де  $E$  – ефективність дії;

$P_K$  - зусилля, що прикладається до кермового колеса за відсутності підсилювача, Н;

$P$  - зусилля, що прикладається до кермового колеса з присутнім підсилювачем, Н.

Зусилля, що прикладається до керма:

$$P = P_K - P_y, \quad (1.2)$$

де  $P_y$  – прикладене зусилля до керма, Н.

За таких умов показник ефективності

$$\frac{P_K}{P_K - P_y} = \frac{1}{1 - \frac{P_y}{P_K}} \quad (1.3)$$

Коли є малі опори коліс повороту і вільне відкриття впускного клапана або переміщення золотника, тоді показник  $E$  є високий. Зі зростанням опору коліс повороту він суттєво спадає і зміна проходить за кривою  $BE$  (рис. 1.8).

Коли у гідророзподільнику появляється сили тертя, зворотних чи центруючих пружин або інші сили, що запобігають вільному вмиканню підсилювача, тиск  $p$  у силовому гідроциліндрі за малих опорів коліс повертанню стає не максимальним, а пропорційно змінюється до опору повороту (лінія пунктиром).

Під час появи в розподільнику сил, що не дають переміщенню золотника, гідропідсилювач вмикається не відразу під час повороту кермового колеса, а тільки по досягненню сили, що є вищою від сили опору розподільника. Через це

показник  $E$  міняється від одиниці, яка відповідає моменту вмикання підсилювача за опуклою кривою  $AC$  (за пропорційного зростанню тиску в гідроциліндрі), досягає найбільшого значення в точці  $C$  (за досягненні найбільшого тиску) і потім спадає по кривій  $CE$  (за постійного у силовому циліндрі максимального тиску).

Є очевидним, що за малих опорів коліс повертання дія підсилювача мусить бути невеликою, а за великих опорів - високим, чим більший опір коліс повертання, тим більше мусить бути вплив підсилювача.

Із рисунку 1.8 бачимо, що область ефективності впливу  $M$  є непродуктивною і область  $N$  є робочою.

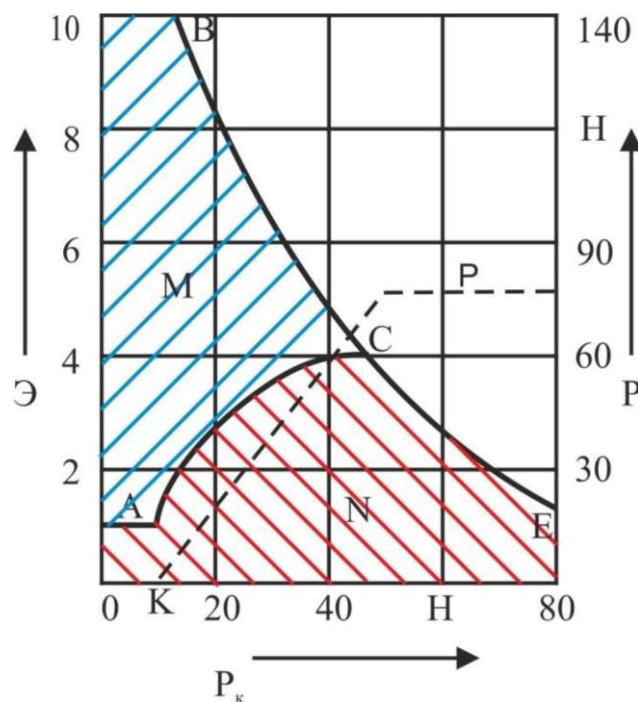


Рисунок 1.6 - Зміна тиску та ефективності дії підсилювача в залежності від опорів керування коліс повороту

$P$  - тиск у гідроциліндрі за малого опорів коліс повороту,  $H$ ;  $BE$  - показник ефективності за малого опорів коліс повороту;  $AC$  - показник ефективності в момент вмикання підсилювача.

За постійних конструктивних відомостей гідропідсилювач має тільки одну характеристику  $ACI$ , і через це між показником ефективності, розмірами гідроциліндра та тиском робочого середовища існує пряма залежність.

Тому оцінюваним параметром ефективності гідропідсилювача виступає її максимальна величина показника  $E$ , що є у точці  $C$  досягнення найбільшого тиску в гідроциліндрі та певному опорі  $P_k$  керування коліс повертання.

Можна здійснювати оцінку дії підсилювача за іншими окремими параметрами, зокрема,

- за питомою дією, в Н/кг, що розвиває силовий циліндр,

$$k_1 = \frac{V}{m_k} = \frac{FL}{m_k}, \quad (1.4)$$

- за питомим об'ємом м<sup>3</sup>/кг гідроциліндра,

$$\frac{P_y}{m_k} = \frac{P_{\max}}{m_k} F, \quad (1.5)$$

за коефіцієнтом роботи в Па\*м<sup>3</sup> гідроциліндра,

$$k_2 = V P_{\max} \quad (1.6)$$

де  $p_{\max}$  - максимальний у системі тиск, Па;

V- робочий об'єм гідроциліндра, м<sup>3</sup>;

F і L - площа, м<sup>2</sup> та робочий хід поршня гідроциліндра, м;

$m_k$  - припадаюча на передні колеса маса автомобіля, кг.

В даному випадку можна стверджувати, що значення P залежить від передатного числа приводу (важеля) до гідроциліндра від керованих коліс.

Значення  $V p_{\max}$  представляє діючу на шток поршня максимальну силу.

Знаючи ці передумови, можна зробити наступний висновок.

Питоме зусилля E зовсім не може відображати розташування в системі кермового управління силового циліндра і не характеризувати здатність підсилювача для даного автомобіля.

Питоме значення  $k_1$  також не характеризує здатність підсилювача для даного автомобіля.

Коефіцієнт потужності  $K_2$  встановлює і діючу силу, і компоновку силового циліндра, але не може характеризувати ступінь полегшення керування під час повороту коліс автомобіля.

Зусилля  $P_k$  і P можна визначити розрахунком та експериментально як на ходу автомобіля, так і в лабораторних умовах за допомогою динамометричного рульового колеса.

За зусиллями на колесі можна судити і про інші якості підсилювача, як, наприклад, про зусилля на рульовому колесі, що відповідає включенню, про

реактивну дію підсилювача на рульове колесо та інших.

Підвищення зусилля на рульовому колесі характеризує одну з важливих властивостей рульового управління - «почуття дороги», тобто відчуття водієм повороту, що виробляється ним, і оцінюється показником реактивного впливу підсилювача на рульове колесо. Цей показник виражений відсотковим підвищенням зусилля  $P_0$ , при якому підсилювач включається в дію, або кутом тангенсом нахилу дотичної до кривої зміни зусилля  $P$ . Однак ці величини не пов'язані з зусиллям на колесі  $P_k$  при роботі без підсилювача. Якщо відносити їх тільки до зусилля  $P$ , то може вийти, що та саме зміна показника  $p$  при різних змінах сил  $P_k$  буде однаково характеризувати два абсолютно різних підсилювача. Тому необхідно віднести величину збільшення зусилля  $P_k$  прирощенню зусилля  $P$  на колесі при роботі без підсилювача.

$$\begin{aligned} P_0 &= R \frac{1}{i_1 \eta_1}, \\ &= R \frac{1}{i_2 \eta_2} = R \frac{i}{i_1 \eta_2}, \end{aligned} \quad (1.7)$$

де  $R=Q+S$  - опір розподільника включенню, що складається з зусилля  $Q$ ) центруючої пружини та сили опору  $S$ , що дорівнює сумі сил тертя та тиску на впускний клапан або золотник;

$i_1 \eta_1$  - пряме передатне число та прямий ККД передачі від рульового колеса до золотника або впускного клапана розподільника;

$i$  - повне передавальне число рульового керування від рульового колеса до поздовжньої тяги;

$i_1 \eta_2$  - зворотне передатне число та зворотний ККД передачі від поздовжньої тяги до розподільника.

Тобто оцінку роботи підсилювача і розрахунок його характеризуючих параметрів можна проводити також за зусиллям, що прикладається до рульового колеса.

Пряме вмикання гідропідсилювача визначається зусиллям  $P_0$ , що прикладається до керма, за якого гідропідсилювач вмикається в дію. Зворотне вмикання характеризується дією поздовжньої тяги зусиллям  $T$ , де гідропідсилювач діє зі сторони керованих коліс. Ця дія розраховується за допомогою таких

рівнянь:

$$\rho = \frac{\Delta P}{\Delta P_k} \quad (1.8)$$

Теоретичний розхід рідини (в л/хв) у гідропідсилювачі та повітря у пневмопідсилювачі розраховується з рівнянь:

$$q_{ж} = FI \frac{2\pi n}{\varphi},$$

$$q_{в} = FI p_x \frac{2\pi n}{\varphi} \quad (1.9)$$

де  $F$  і  $I$  – відповідно площа і хід поршня гідроциліндра,  $m^2$ ,  $m$ ;

$n$  і  $\varphi$  – відповідно максимальна кількість оборотів і кут повертання керма під час переміщенні поршня з одної крайньої точки до іншої;

$p_x$  – значення тиску повітря в ресивері, Па.

Проведеним аналізом наведених методів оцінки параметрів кермового управління з гідропідсилювачем встановлено, що за допомогою показника ефективності  $E$  точніше можна характеризувати основну якість гідропідсилювача - силову дію.

Проте ця методика характеризує тільки силову дію гідропідсилювача, але не може забезпечити комплексну оцінку його параметрів на етапі розробки.

У цьому визначенім напрямом є розроблення методики, що уможливилює на етапі проектування оцінювати і проектувати кермові управління, які найповніше відповідають встановленим до них вимогам.

### **Висновки за розділом**

Аналізом умов застосування вантажних автомобілів та багатьох робіт з дослідження кермового управління з гідропідсилювачем можна зробити наступні висновки:

1. Вантажні автомобілі мають важливу роль в АПК України. Успішна реалізація покладених на них задач визначає продовольчу безпеку країни та її економічну складову. Полоска кожної машини призводить до зриву виконання цих задач. Тому любе рішення, скероване на зростання безвідмовності автомобілів, є безперечно актуальним.



2. Найпоширенішим типом гідропідсилювачів, які використовуються на вантажних автомобілях АПК України, є кермові гідро підсилювачі. Аналізом низки робіт встановлено, що процес утворення тепла в гідропідсилювачі вивчений недостатньо, не виявлено закономірностей тепловиділення в ГРУ залежно від експлуатаційних і конструкційних параметрів. У проаналізованих роботах не відслідковуються єдині підходи вибору ефективної і економічної схеми гідропідсилювача.

3. Наявне кермове управління повинне забезпечувати виконання значної кількості часто різних вимог, однак зараз є відсутньою методика, яка здатна оцінити рульове управління з гідропідсилювачем керма відповідно до існуючих вимог для вдосконалення його параметрів відсутня.

## **РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПІДСИЛЮВАЧА**

### **2.1 Обмеження та припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача**

У зв'язку зі складністю дослідження гідравлічних та теплофізичних процесів, що відбуваються в гідравлічному кермовому підсилювачі на різних режимах його роботи, сформовано загальні та спеціально-технічні припущення при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача.

#### **2.1.1 Загальні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача**

У зв'язку з тим, що в розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача відбувається перетворення механічної, гідравлічної та теплової енергії, основні припущення та обмеження визначені стосовно їх галузей науки механіки, гідравліки та теплотехніки [35].

У механічній системі гідропідсилювача рульового керування прийняті такі припущення та обмеження:

1) рух автомобіля відбувається по рівній, горизонтальній поверхні. Опір на гаку не враховується. Дані припущення прийнято виходячи з чинних нормативних документів щодо оцінки стійкості автомобіля [10];

2) оскільки криволінійний рух автомобіля відбувається з невеликими швидкостями, впливом аеродинамічних сил нехтуємо.

Допущення та обмеження, прийняті в гідравлічній системі гідропідсилювача рульового керування:

1) ідеальна рідина має рух, що встановився;

2) меридіональна швидкість поперек потоку не змінюється і тому всі розрахунки можна вести для середньої лінії струму.

Допущення та обмеження, прийняті у теплотехнічних розрахунках гідропідсилювача рульового управління:

1) у теплотехнічних розрахунках перебігу теплоносіїв вважається таким, що встановився;

- 2) агрегатний стан теплоносіїв не змінюється;
- 3) теплоємність теплоносіїв та коефіцієнт теплопередачі є постійними величинами і не залежать від просторової координати температури;
- 4) теплові втрати через трубки та шланги гідравлічної системи у зовнішнє середовище малі і ними можна знехтувати.

### **2.1.2 Спеціальні технічні припущення та обмеження при розрахунку характеристик гідравлічного кермового підсилювача**

У роботі розрахункова схема базується на гідравлічній схемі рульового гідравлічного підсилювача автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5)

Взятий за прототип гідравлічний кермовий підсилювач автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5) для виконання теоретичного обґрунтування та визначення діапазону високих значень коефіцієнта корисної дії, прийнятний для існуючих вантажних автомобілів, оскільки вони однакові за фізичним принципом роботи та відрізняються компоновочними схемами та геометрією. Тому обраний прототип для розрахунку його характеристики можна перетворити за теорією подібності і порівняти з будь-яким з гідравлічних кермових підсилювачів, встановлених, наприклад, на IVECO 4310 і т.д.

## **2.2 Математичне моделювання теплогідравлічного потоку гідравлічного кермового підсилювача та регулювання параметрів робочої рідини**

### **2.2.1 Формування розрахункової схеми математичної моделі гідравлічного кермового підсилювача**

Аналіз методик розрахунку показав, що гідравлічний кермовий підсилювач є складною комплексною системою, в якій відбуваються перетворення механічних, гідравлічних і теплових потоків, кожен з яких розраховується за своїми законами. У зв'язку з цим визначення єдиних принципів розрахунку гідравлічного рульового підсилювача як теоретичної бази необхідно прийняти теорію силового потоку [2, 7, 29].

Згідно цієї теорії гідравлічний кермовий підсилювач можна подати у вигляді окремих силових потоків: механічного, гідравлічного та теплового.

Для формування розрахункової схеми як силовий фактор механічного потоку прийнятий момент  $M$  (Нм), а як швидкісний - кутова швидкість валу  $\omega$  (рад/с). Як силовий фактор гідравлічного потоку прийнята масова витрата рідини  $q$  (кг/с), а як швидкісний - напір  $H$ (м). Як силовий фактор теплового потоку прийнята повна теплоємність масової витрати рідини  $W$ (Вт/°C), а як швидкісний - температура рідини  $T$  (°C).

Добуток силових і швидкісних факторів дозволяє відповідно отримати потужнісний фактор механічного потоку - механічну потужність  $N = M\omega$ , потужнісний фактор гідравлічного потоку - гідравлічну потужність  $N^G = qH$ , потужності фактор теплового потоку - потужність теплового потоку  $Q = WT$  з єдиною розмірністю Вт.

Відповідно до теорії силового потоку все різноманіття перетворюючих пристроїв, що входять до розрахункової схеми, може бути умовно представлено трьома типами вузлових точок: розгалужувальної, кінетичної та узагальненої. У вузловій точці, що розгалужується, відбувається перетворення тільки силових факторів, а в кінетичних - швидкісних. Узагальнена вузлова точка - об'єднання кінетичних та розгалужуючих вузлових точок. У ній відбувається одночасно перетворення силових та швидкісних факторів.

Розрахункова схема гідравлічного рульового підсилювача (рисунок 2.1) включає наступні вузлові точки:

- 1) кінетичні: бачок масляного насоса, радіатор охолодження - пристрій для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма, розподільний пристрій, фільтр;
- 2) узагальнені: двигун, пластинчастий насос, силовий циліндр, опір.

У кінетичних вузлових точках відбувається перетворення лише швидкісних факторів – напору чи температури рідини. У насосі та силовому циліндрі (узагальнені вузлові точки) здійснюється акумулювання втрат гідравлічної потужності, а в двигуні та опорі здійснюється перетворення механічної потужності. При потужності, що постійно підводиться до насоса, силовий фактор гідравлічного потоку не змінюється.

Втрати напору у розрахунковій схемі гідропідсилювача умовно пов'язані з масляним бачком. Теплогідравлічний потік перерозподіляється від гідравлічного



Основними силовими потоками в розрахунковій схемі гідравлічного кермового підсилювача є: механічний та гідравлічний потоки, а тепловий потік – відносним.

Для кожного потоку окремо складемо рівняння нерозривності балансу у вузлових точках. Для складання рівнянь балансу скористаємося другим та третім принципами теорії силового потоку. Відповідно до другого принципу теорії силового потоку сума швидкісних факторів замкнутого силового потоку дорівнює нулю.

$$\sum_{k=1}^n U_k = 0, \quad (2.1)$$

де  $U_k$ -швидкісний фактор до-потоку;

$n$ -кількість потоків.

У розрахунковій схемі перетворення швидкісного фактора теплового потоку відбувається в замкненому силовому контурі - гідравлічному кермовому підсилювачі.

У замкнутому силовому контурі для кінетичних вузлових точок бачок масляного насоса, радіатор охолодження, розподільний пристрій, фільтр та узагальнених вузлових точок пластинчастий насос, силовий циліндр перетворення швидкісного фактора - температури визначатиметься відповідно:

$$T_n = T_1 - T_2 \quad (2.2)$$

$$T_{ур} = T_3 - T_4, \quad (2.3)$$

$$T_{сц} = T_5 - T_6, \quad (2.4)$$

$$T_p = T_7 - T_8, \quad (2.5)$$

$$T_{ф} = T_9 - T_{10}, \quad (2.6)$$

$$T_{мб} = T_{11} - T_{12}, \quad (2.7)$$

де  $T_n$ ,  $T_{ур}$ ,  $T_{сц}$ ,  $T_p$ ,  $T_{ф}$ ,  $T_{мб}$  - температури відповідно насоса, пристроїв розподільчого, силового циліндра, радіатора, фільтра, масляного бачка, °С.

$T_{12}$ - температура робочої рідини насоса гідравлічної лінії між виходом насоса та входом розподільчого пристрою;

$T_{34}$  - температура робочої рідини розподільного пристрою гідравлічної лінії

між виходом розподільчого пристрою та входом у силовий циліндр;

$T_{56}$ - температура робочої рідини силового циліндра гідравлічної лінії між виходом силового циліндра та входом у радіатор;

$T_{78}$ - температура робочої рідини радіатора гідравлічної лінії між виходом радіатора та входом у фільтр;

$T_{910}$ - температура робочої рідини фільтра гідравлічної лінії між виходом фільтра та входом в масляний бачок;

$T_{1112}$ - температура робочої рідини масляного бачка гідравлічної лінії між масляним бачком та входом у насос.

Згідно з третім принципом теорії силового потоку сума потужностей всіх потоків, що підводяться та відводяться від вузлової точки дорівнює нулю.

Або загалом:

$$\sum_{i=1}^n N_i = 0, \quad (2.8)$$

де  $N_1$ -потужний фактор 1 - го потоку;

$n$  – кількість потоків.

До кожної вузлової точки розрахункової схеми застосуємо третій принцип теорії силового потоку і, вважаючи всі вихідні силові потоки негативними, а всі вхідні - позитивними, отримаємо:

1) Для розподільчого пристрою:

$$Q_2 - Q_1 - Q_{ур} = 0, \quad (2.9)$$

де  $p_1$  - потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом з розподільного пристрою і входом в радіатор, Вт;

$p_2$  - потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом з насоса та входом у розподільний пристрій, Вт;

$P_{ур}$  - теплота, що передається розподільчим пристроєм навколишньому середовищу, Вт;

Для радіатора - пристрої для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма:

$$Q_1 - Q_3 - Q_p = 0, \quad (2.10)$$

де  $Q_3$ -потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом з радіатора і входом в масляний бачок, Вт;

$Q_p$ -теплорозсіювальна здатність радіатора, Вт;

2) Для масляного бачка:

$$Q_3 - Q_4 - Q_{мб} = 0, \quad (2.11)$$

де  $Q_4$  - потужність теплового потоку робочої рідини гідравлічної лінії між виходом масляного бачка і входом в насос, Вт;

$Q_{мб}$  - теплота, що передається масляним бачком навколишньому середовищу, Вт;

3) Для насосу:

$$N_d - N_H^r - \Delta N_H = 0, \quad (2.12)$$

де  $N_d$ -механічна потужність, що підводиться від двигуна, Вт;

$N_H^r$  - гідравлічна потужність, що відводиться від насоса, Вт;

$\Delta N_H$  – втрати потужності, Вт.

Відповідно до теорії силового потоку [7] енергетичні можливості гідроприводу повністю характеризуються його потужністю. Баланс потужності можна представити у вигляді:

$$N_{вх} = N_{вух} + \Delta N, \quad (2.13)$$

де  $N_{вх}$  - вхідна потужність, Вт;

$N_{вух}$  - вихідна потужність, Вт;

$\Delta N$  - втрати потужності в гідроприводі, Вт.

Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача матиме вигляд:

$$N_{вх} = N_{вух} + \Delta p_H q + \Delta N_H + \Delta p_{ур} q + \Delta p_{рад} q + \Delta p_{ф} q + \Delta p_{сц} q + \Delta N_{сц}$$

Усі втрати потужності гідроприводу перетворюються на тепло.

Таким чином, отримана розрахункова схема відображає в загальному вигляді процеси перетворення механічного, гідравлічного та теплового потоків гідравлічного кермового підсилювача, так як їх силові, швидкісні та потужнісні фактори пов'язані між собою другим та третім принципами теорії силового потоку.



## 2.2.2 Математичне моделювання розподілу теплогідравлічного потоку робочої рідини в гідравлічному кермовому підсилювачі

Безпосереднє визначення коефіцієнта корисної дії гідравлічного кермового підсилювача ускладнюється тим, що теоретично практично дуже складно визначити втрати у всіх точках характеристики гідропідсилювача. Єдина точка характеристики, яка може бути визначена розрахунком більш – менш достовірно – точка максимального коефіцієнта корисної дії.

У загальному вигляді рівняння сумарних втрат потужності гідравлічного кермового підсилювача має вигляд [9]

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}}(1 - \eta_{\text{ГРУ}}), \quad (2.14)$$

Так як у формулі (2.14) невідомо значення  $N_{\text{вх}}$ , то дане рівняння виразимо через коефіцієнт корисної дії, тим самим, визначивши аналітичний зв'язок між втратами потужності та коефіцієнтом корисної дії гідравлічного кермового підсилювача.

$$\sum \Delta N = N_{\text{вх}}(1 - \eta_{\text{ГРУ}}), \quad (2.15)$$

звідки

$$\eta_{\text{ГРУ}} = \frac{N_{\text{вх}} - \sum \Delta N}{N_{\text{вх}}}, \quad (2.16)$$

Для подальшого опису математичної моделі, яка включає параметр  $\sum \Delta N$  у формулі (2.16), все різноманіття втрат потужності перетворюється на тепло [22]. Тобто, в роботі висунута гіпотеза про те, що сумарні втрати на режимах роботи гідравлічного кермового підсилювача, що встановилися, дорівнюють кількості теплоти, яку необхідно відвести від гідропідсилювача.

$$\sum \Delta N = Q_{\text{ГРУ}}, \quad (2.17)$$

У параметр  $Q_{\text{ГРУ}}$  не входить кількість тепла, необхідне на нагрівання робочої рідини і деталей гідропідсилювача, а також конвекцією, що відводиться в

навколишнє середовище. Тобто передбачається, що відсотковий вміст  $Q_{гру}$  набагато більший, ніж перераховані складові тепловиділення.

Таким чином, метою математичної моделі є визначення кількості тепла, що відводиться, на встановлених режимах роботи гідравлічного рульового підсилювача для того, щоб в подальшому точніше визначати коефіцієнт корисної дії гідропідсилювача [4, 52, 90].

Змінними параметрами математичної моделі механічного потоку є: кутова швидкість валу насоса  $\omega_H$ , швидкість руху штока поршня  $V_{ш}$ , вхідна потужність  $N_{вх}$ , а для теплового потоку - кількість теплоти  $Q_{гру}$ , що відводиться від гідравлічного кермового підсилювача.

При детермінованому процесі, коли швидкісні температурні поля теплоносія не змінюються, немає необхідності вирішувати рівняння теплового балансу в диференційній формі.

Для складання системи рівнянь теплового балансу гідропідсилювача кермового управління знову скористаємося положеннями теорії силового потоку. Використовуючи рівняння нерозривності теплових потоків у вузлових точках, складемо систему рівнянь:

$$\sum \Delta N = Q_{гру},$$

У систему рівнянь підставимо значення силового та швидкісного факторів теплогідравлічних потоків:

$$\left. \begin{aligned} Q_2 - Q_1 - Q_{ур} &= 0 \\ Q_1 - Q_3 - Q_p &= 0 \\ Q_3 - Q_4 - Q_{мб} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Для визначення  $Q_{хр}$ ,  $Q_{ур}$ ,  $Q_{об}$  згідно з теорією силового потоку необхідно використовувати рівняння характеристик. Для  $Q_{гру}$  рівняння має вигляд

$$\left. \begin{aligned} W_{рж} T_1 - W_{рж} T_4 - Q_{ур} &= 0 \\ W_{рж} T_4 - W_{рж} T_7 - Q_p &= 0 \\ W_{рж} T_7 - W_{рж} T_{12} - Q_{мб} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

де  $K_1$  - коефіцієнт теплопередачі розподільчого пристрою, Вт/м<sup>2</sup> \* °С;

$R_1$ -поверхня охолодження розподільчого пристрою, м<sup>2</sup>;

$T_{ур}$ ,  $T_{воз}$  - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, °С;

$$Q_{ур} = K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}), \quad (2.21)$$

де  $K_2$ -коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/м<sup>2</sup>\*°С;

$R_2$  – поверхня охолодження радіатора, м<sup>2</sup>;

$T_p$ ,  $T_{воз}$  - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, °С;

$$Q_p = K_2 F_2 (T_p - T_{воз}), \quad (2.22)$$

де  $K_3$ -коефіцієнт масляного бочка, Вт/м<sup>2</sup>\*°С;;

$R_3$ -поверхня масляного бачка, м<sup>2</sup>;

$T_{мб}$ ,  $T_{воз}$ - середні температури відповідно робочої рідини та повітря, °С;

У системі рівнянь (2.19) невідомі чотири параметри, а в рівнянні - три.

Але так як наше завдання визначити різницю температур гідравлічного кермового підсилювача, то два невідомі параметри замінюємо їх різницею  $\Delta T_{рж}^{гру}$ .

З системи рівнянь (2.19) висловимо  $\Delta T_{рж}^{гру}$

$$Q_{мб} = K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз}), \quad (2.23)$$

$$\Delta T_{рж}^{гру} = \frac{K_1 F_1 (T_{ур} - T_{воз}) + K_2 F_2 (T_p - T_{воз}) + K_3 F_3 (T_{мб} - T_{воз})}{C_{рж} Q},$$

де  $\Delta T_{рж}^{гру}$  - питома теплоємність робочої рідини, Дж/кг\*°С;

$Q$  - витрата робочої рідини, кг/с.

Таким чином, розроблена математична модель встановленого температурного напору робочої рідини гідравлічного кермового підсилювача.

Далі встановимо аналітичну залежність між температурним напором робочої рідини та коефіцієнтом корисної дії гідравлічного кермового підсилювача. Для цього скористаємося залежністю (2.15), підставивши замість ДАК кількість теплоти, що відводиться від гідропідсилювача.

Отже, знаючи температурний тиск робочої рідини, можна визначити коефіцієнт корисної дії гідравлічного рульового підсилювача на будь-яких

режимах його роботи. Отримане рішення дає нові можливості при проектуванні гідравлічних кермових підсилювачів.

### 2.3 Фізична модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма

Аналіз залежностей свідчить, що з підвищенням к.к.д гідропідсилювача керма слід необхідно понизити температурний тиск робочої рідини. Для пониження температурного тиску слід понизити значення температури робочої рідини гідравлічного підсилювача. Оскільки головним джерелом нагрівання є насос гідропідсилювача, то нам слід понизити об'єм теплоти, яка виділяється у насосі гідропідсилювача.

Кількість теплоти, що виділяється насосом гідропідсилювача керма розраховується:

$$Q_n = p_n q \left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right), \quad (2.24)$$

де  $Q_n$  – кількість теплоти, що виділяється на виході з насоса в гідравлічній системі за 1 с, Вт:

$p_n$  – значення тиску у гідросистемі на виході з насоса, Па;

$q$  – значення продуктивності насоса за тиску  $p$ , м<sup>3</sup>/с.

Запропонована гідросистема гідропідсилювача керма дозволяє реалізувати ці умови завдяки встановленню пристрою для покращення ефективності охолодження робочої рідини гідравлічного підсилювача керма.

Запропонований винахід спрямований на покращення ефективності охолодження рідини в гідропідсилювачі керма, особливо під час знаходження керма в крайніх положеннях, коли робота насоса суттєво інтенсифікується, що призводить до розігрівання рідини в системі, аж до моменту її закипання.

Технічний результат можна досягнути тим, що в пристосуванні, який включає кермовий механізм, механічно зв'язаний з кермом, а також гідроциліндр, насос, бачок і фільтр зв'язані між собою за допомогою гідропроводу. В тілі

гідропроводу за всією довжиною зроблені пластинчасті вставки, які з одного боку проходять всередину гідропроводу та контактують безпосередньо з гальмівною рідиною (олією), а з іншого виходять за межі гідропроводу на значення, не менше ніж половина його зовнішнього діаметра. Крім цього кріплення у тілі трубопроводу вставок виконується різними способами, що сприяє запобіганню видавлюванню цих вставок за його межі та руйнуванню гідропроводу - паянням, зварюванням, запресовуванням, клеюванням тощо. Матеріал, з якого виготовлені вставки характеризується вищим коефіцієнтом теплопровідності, чим основний матеріал гідропроводу.

Суть цього рішення є в тому, що виготовлення додаткових каналів сприяє теплопередачі від робочої рідини системи гідропідсилювача керма в навколишній простір за всією довжиною трубопроводу. Принципова схема гідропідсилювача з запропонованим пристроєм покращення ефективності охолодження рідини наведено рис. 2.2, де зображено поперечний переріз гідропроводу.

До складу пристрою входить гідропровід 1, всередині якого є робоча рідина 2, а в його тілі за всією довжиною гідропроводу 1, зроблені вставки 3, що характеризуються вищим коефіцієнтом теплопровідності, ніж основний матеріал гідропроводу 1. Вставки 2 мають контакт з робочою рідиною 2, яка заповнює гідропровід 1, з іншого боку - з навколишнім простором. Довжина цих зовнішніх частин вставок 3 є більшою, ніж значення половини зовнішнього діаметра гідропроводу 1. Вона є достатньою для проведення інтенсивного теплообміну з навколишнім повітрям. Вставки жорстко закріплюють в тілі гідропроводу 13 одним із відомих способів - зварюванням, паянням, запресовуванням, клеюванням т.п.

Робота пристрою полягає в наступному: під час роботи гідропідсилювача керма гальмівна рідина 2 рухається всередині трубопроводу 1 і починає омивати вставки 3. За рахунок того, що в них вищий коефіцієнт теплопровідності, ніж у матеріала трубопроводу 1, через ці вставки 3 розпочинається інтенсивний теплообмін між рідиною 2 і навколишнім середовищем. Цей теплообмін

проходить за всією довжиною трубопроводу 1, який з'єднує гідравлічно кожен елемент гідропідсилувача керма.

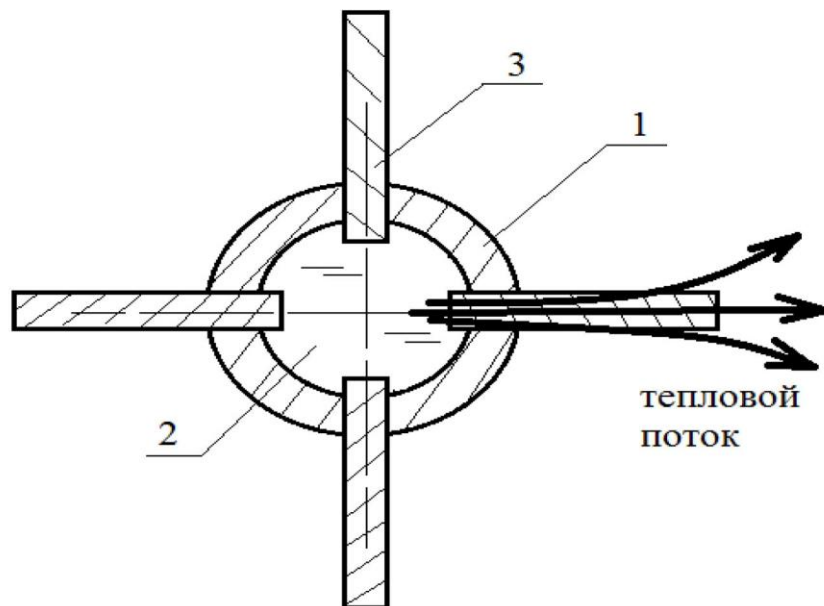


Рисунок 2.2 – Схема пристрою для покращення ефективності охолодження рідини ГПК

1 - гідропровід; 2 – гальмівна рідина; 3 – вставки

За умови зростання температури гальмівної рідини 2, наприклад через інтенсифікацію роботи гідропідсилувача керма, вставки 3 розпочинають мати роль локальних охолоджувачів (теплохвильоводів).

Таким чином запропонований пристрій сприяє запобіганню перегрівання пластинчастого насоса, підвищує ефективність охолодження гальмівної рідини гідравлічного підсилувача керма та оберігає його деталі від надмірних значень навантажень, підвищує коефіцієнт корисної дії гідропідсилувача керма [8].

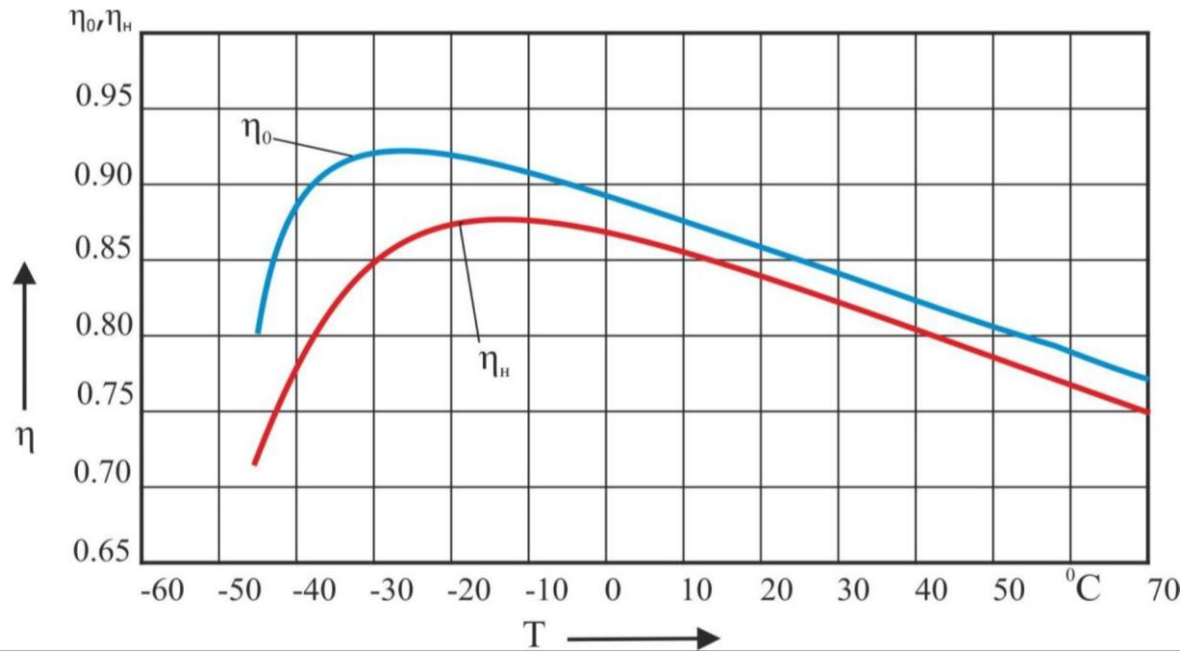


Рисунок 2.4 - Залежність зміни об'ємного ККД насоса ГРУ та ККД насоса ГРУ залежно від температури робочої рідини

### 2.3.1 Математична модель визначення реакцій, що діють на автомобіль при повороті

Для коліс одного керованого моста момент опору повороту дома визначається [28]:

$$(\gamma_1 + \alpha) = \exp\left(\frac{\alpha}{T_E}\right), \quad (2.25)$$

$$M_{\Sigma} = 2 M_f + M_{ск} + M_h \quad (2.26)$$

де  $M_f$  - момент опору коченню колеса, Нм;

$M_{ск}$  - момент опору повороту колеса Нм;

$M$  - момент опору підйому через стабілізацію керованого колеса, Нм.

Момент опору підйому керованого колеса знаходять, використовуючи вираз [50]:

$$M_{ск} = 0,25 * \varphi_n * m_k * g * l_0,$$

$$M_h = a_{шк} * m_k * g * [\lambda(\sin a_{cp} + \sin \beta_{cp}) + \gamma_{шк} * (\cos a_{cp} + \cos \beta_{cp})]$$

- середні кути повороту внутрішнього та зовнішнього коліс автомобіля, радий;

$\gamma_{шк}$  – кут нахилу шворня назад, радіан.

Як приклад проведемо розрахунок для автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5).

Для більш точного визначення  $P$  використовуємо формулу Селіфонова-Тіткова, в якій прийmemo раніше розраховані  $f$  та  $f_0$ :

$$f = f_0 * (1 + A * V_{a1}^2) * \left(1 + \frac{V_{a2}^2}{\varphi * g * R_{пов}}\right),$$

де  $A$  -експериментальне значення- $(4-5) \times 10^{-5}(\text{Ч})^2$ ,

$V_{a1}$ -швидкість автомобіля, км/год;

$V_{a2}$  – швидкість автомобіля, м/с;

$R_{пов}$ -радіус повороту автомобіля, м.

Для визначення максимального моменту опору керованих коліс при русі автомобіля у важких умовах підставляємо знайдені нами коефіцієнти  $f$  та  $f_0$  описаний раніше нами розрахунок (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1

Залежність моменту опору керованих коліс від дорожніх умов

| Дорожні умови   | Коефіцієнт опору коченню, $f$ | Коефіцієнт зчеплення, $\varphi$ | Момент опору керованих коліс автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5) при швидкості 30 км/год, радіусі повороту 11 метрів, $M_{\Sigma}$ (Н*м) | Момент опору керованих коліс автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5), $M_{\Sigma}$ (Н * м) |
|-----------------|-------------------------------|---------------------------------|---|---|
| Асфальтобетон   | 0,012                         | 0,9                             | 5830  | 5789  |
| Гравій          | 0,02                          | 0,65                            | 4686  | 4365  |
| Грунтова суха   | 0,025                         | 0,7                             | 5130  | 4756  |
| Грунтова мокра  | 0,05                          | 0,55                            | 5179  | 4229  |
| Пісок           | 0,1                           | 0,19                            | 8300  | 2803  |
| Ущільнений сніг | 0,03                          | 0,2                             | 3297  | 2049  |



## 2.4. Визначення режимів роботи гідравлічного кермового підсилювача

### 2.4.1. Визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху

Визначаємо частоту обертання колінчастого валу двигуна при повороті автомобіля за різних умов руху [71]:

### 2.4.2. Визначення режимів роботи автомобіля при повороті автомобіля в різних умовах руху

Для визначення загального передавального числа трансмісії при повороті автомобіля в різних умовах руху розраховуємо та будуємо динамічні характеристики автомобіля (рис. 2.6 – рис. 2.11).

$$n_d = \frac{30V_a U_{mp}}{\pi r_k},$$

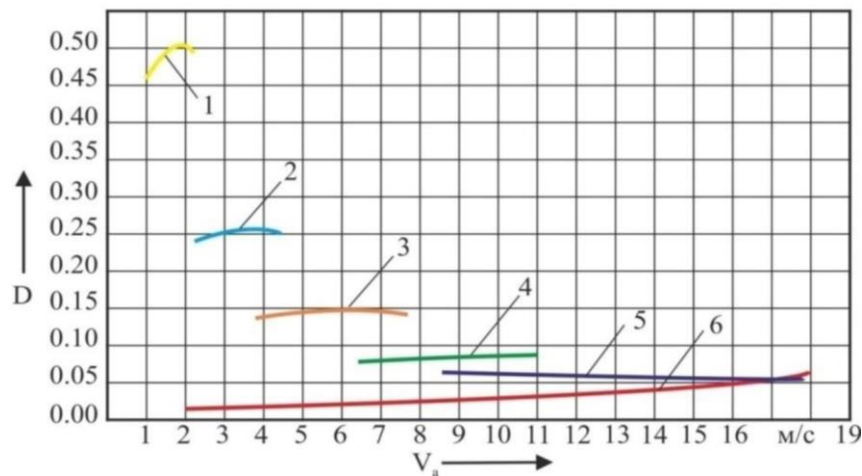


Рисунок 2.6 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по асфальту

1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача,

6 - опір руху по асфальту по асфальту

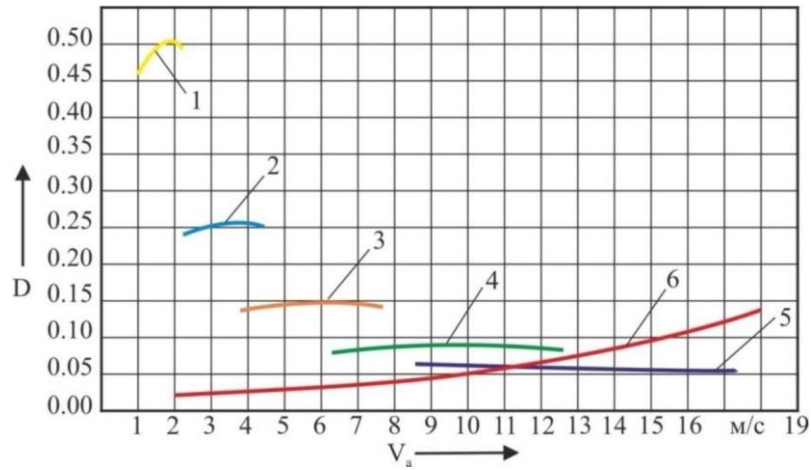


Рисунок 2.7 – Динамічна характеристика автомобіля під час руху по гравію  
1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача, 6 -  
опір руху гравієм

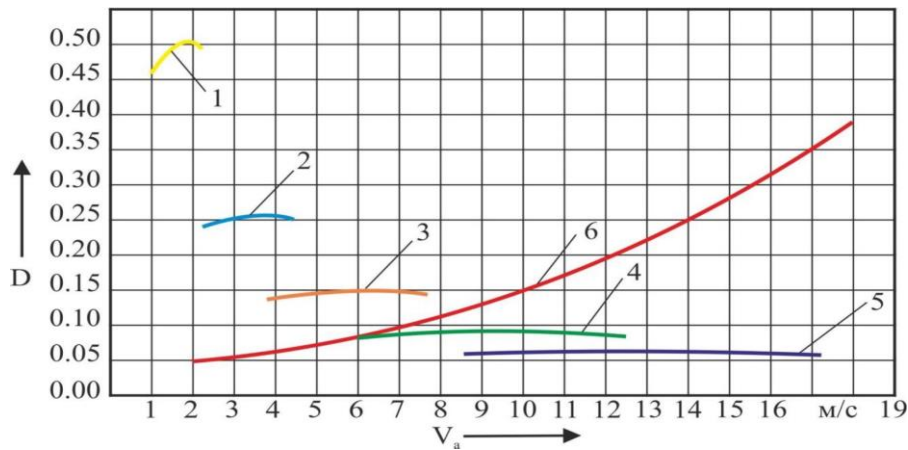


Рисунок 2.8 Динамічна характеристика автомобіля під час руху мокрим  
грунтом

1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5  
передача, 6 - опір руху по мокрому ґрунту

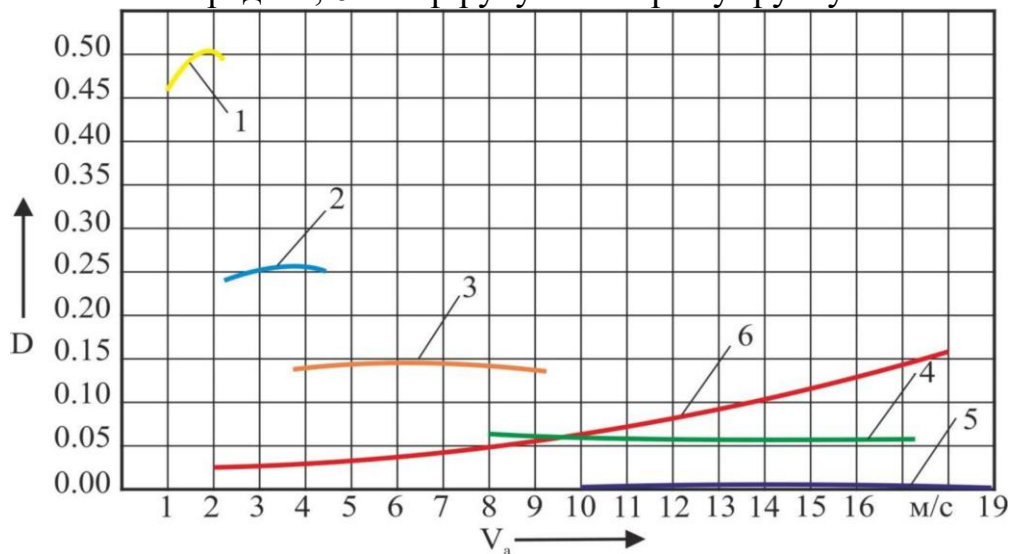


Рисунок 2.9 Динамічна характеристика автомобіля під час руху сухим  
грунтом

1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5

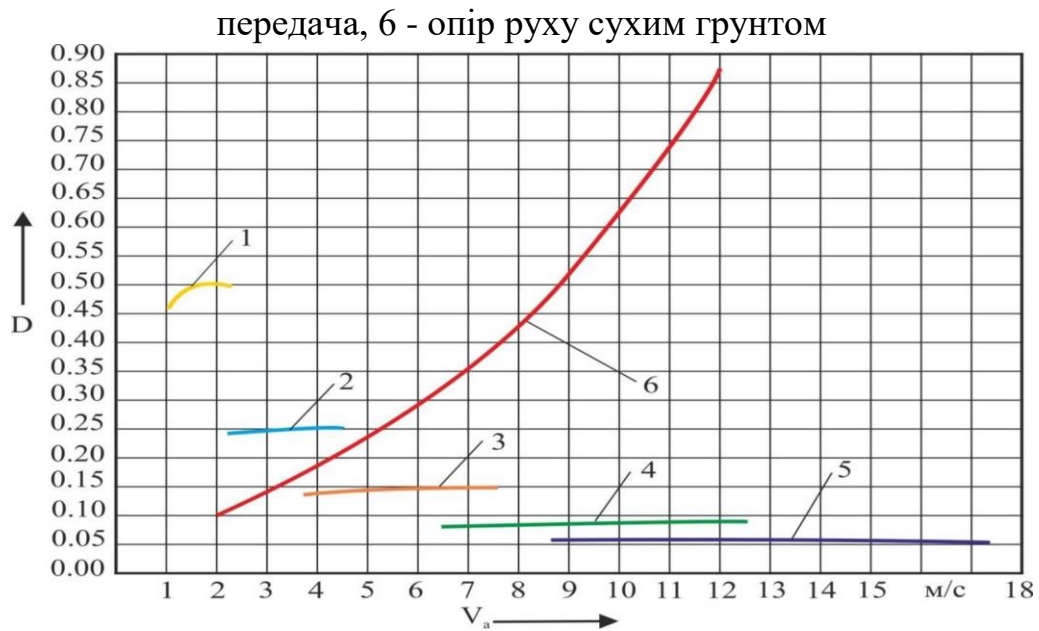


Рисунок 2.10 - Динамічна характеристика автомобіля під час руху

1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5 передача,  
6 - опір руху по піску

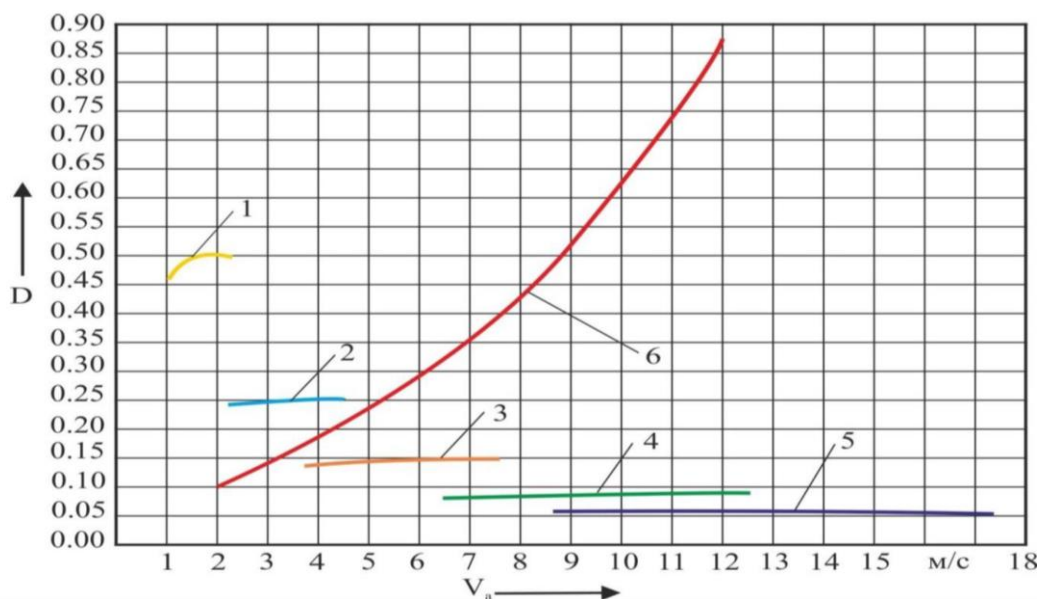


Рисунок 2.11 Динамічна характеристика автомобіля під час руху по  
ущільненому снігу

1 - 1 передача, 2 - 2 передача, 3 - 3 передача, 4 - 4 передача, 5 - 5  
передача, 6 - опір руху по ущільненому снігу

Проведемо аналіз графіків:

- Рис. 2.6 показує, що при повороті автомобіля на асфальті його динамічна характеристика дозволяє рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 17 м/с;

- Рис. 2.7 показує, що при повороті автомобіля на гравії його динамічна характеристика дозволяє рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 17 м/с;

- Рис. 2.8 показує, що при повороті автомобіля на мокрому ґрунті його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1,2,3 передачах зі швидкістю автомобіля менше ніж 6 м/с;

- Рис. 2.9 показує, що при повороті автомобіля сухим ґрунтом його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на всіх передачах зі швидкістю автомобіля менше 10 м/с;

- Рис. 2.10 показує, що при повороті автомобіля піском його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися тільки на 1,2 передачах зі швидкістю автомобіля менше 4,3 м/с;

- Рисунок 2.6 – 2.11 показує, що при повороті автомобіля на гравії та на ущільненому снігу його динамічна характеристика дозволяє йому рухатися на 1, 2, 3 передачах.

Надалі всі розрахунки будуть вестися тільки в умовах руху по піску, так як на режимах, що залишилися, припускаємо тепловиділення буде менше.

## **2.5 Енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача**

### **2.5.1 Визначення втрат тиску в гідравлічному кермовому підсилювачі**

Сумарні втрати тиску в гідроприводі складаються із втрат тиску в окремих складових елементах [18]:

Таблиця 2.2 – Залежність продуктивності насоса від тиску

| Тиск у гідравлічній системі, 105 Па    | 05  | 10   | 15  | 20   | 25   | 30   | 35   | 40   | 45   | 50   |      |
|--|-----|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $Q \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^{-4}$ | 3,1 | 3,05 | 3,0 | 2,93 | 2,91 | 2,86 | 2,83 | 2,78 | 2,73 | 2,68 | 2,63 |

### Висновки за розділом

З аналізу результатів досліджень, проведених у другому розділі, можна зробити такі висновки:

1) Виходячи з теорії силового потоку сформована розрахункова схема, що враховує всі потоки, що перетворюються на гідропідсилювач рульового управління. В результаті чого, за допомогою систем рівнянь теплового та гідравлічного балансів потужності, була отримана математична модель температурного напору робочої рідини ГРУ, що дозволила визначити аналітичну залежність між температурним режимом і коефіцієнтом корисної дії, минаючи розрахунок безпосередньо втрат потужності.

2) Розроблено фізичну модель пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача рульового управління, застосування якого дозволяє збільшити коефіцієнт корисної дії в гідравлічному підсилювачі керма.

На підставі математичної моделі температурного напору робочої рідини, що встановився, в ГРУ розроблена методика теплогідравлічного розрахунку гідропідсилювача рульового управління на всіх режимах його роботи, яка дозволила визначити, що максимальне нагрівання рідини відбувається при частоті обертання колінчастого валу двигуна 1800-2100 об/хв.

## РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 3.1 Цілі та завдання експериментального дослідження

Експериментальні дослідження проводилися з метою перевірки теоретичних положень, обґрунтованих у другому розділі, а також визначення функціональної залежності величини температури робочої рідини від часу роботи гідروпідсилювача рульового управління, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта опору коченню, кількості обертів колінчастого валу. Перевірка теоретичних положень включала експериментальне підтвердження розрахункових методів визначення температури робочої рідини від часу роботи гідропідсилювача рульового управління, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта опору кочення, кількості оборотів колінчастого валу автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5).



Рисунок 3.1 - Загальний вигляд випробуваного КАМАЗ-65207-87 (S5).

Вирішення завдань експериментального дослідження включало:

- розробка програми та плану експерименту;
- вибір випробувальних трас, підготовку об'єкта експериментального дослідження та розробку комплекту вимірювально-реєструючої апаратури;
- розробку та випробування методики проведення експерименту;
- безпосередньо виконання експериментів;

- обробку результатів експериментів

Відповідно до цілей та завдань експериментального дослідження програмою експериментальних досліджень передбачалося вирішення наступних приватних завдань:

1) визначення коефіцієнтів зчеплення та кочення при русі автомобіля КАМАЗ-65207-87 (S5) по асфальту, піску, ґрунтовому покриттю.

2) оцінка адекватності математичної моделі встановлення закономірності тепловиділення у ГРП залежно від режимів його роботи.

Під час підготовки до експериментальних досліджень проводилося технічне обслуговування №1 та загальна перевірка технічного стану автомобіля. Перевірялися та регулювалися вузли та механізми, що впливають роботу ГРУ. На автомобіль монтувався вимірювально-реєструючий комплекс.

Для проведення натурального експерименту з визначення величини коефіцієнта зчеплення, визначення величини коефіцієнта опору коченню, температури робочої рідини ГУР при русі по піску, ґрунтовій та асфальтовій дорогах як об'єкт дослідження використовувався автомобіль КАМАЗ-65207-87 (S5) представлений на малюнку 3.1

Випробування проводилися в літній період при температурі навколишнього повітря від +20 до +24 ° С. Стан атмосфери забезпечував видимість до 1000 м. Асфальтобетонне, піщане, ґрунтове покриття дороги, на яких проводилися випробування, було горизонтальним, сухим, рівним, чистим. Загальні умови випробувань відповідали вимогам галузевих стандартів [31, 32].

Випробувальні заїзди виконувалися на спеціально підготовлених майданчиках. На випробувальній ділянці розмічалася траєкторія руху по колу радіусом повороту 9,5 метра. Тиск повітря в шинах встановлювався рівним 350 кПа та підтримувався під час випробувань незмінним.

Відповідно до поставлених завдань методика передбачала випробування зразка з серійним кермовим управлінням при русі на повороті з мінімальним радіусом повороту, при різній частоті обертання колінчастого валу.

Додатково було перевірено агрегати КАМАЗ-65207-87 (S5), які

відповідають за формування сили тяги: двигун внутрішнього згоряння та трансмісія. Для отримання достовірних результатів двигун внутрішнього згоряння КАМАЗ-65207-87 (S5) був прогрітий до нормального температурного режиму, агрегати та механізми трансмісії були доведені до робочого температурного режиму.

### **3.2 Вибір вимірювальної та реєструючої апаратури для проведення експериментальних досліджень**

Дослідження проводили із застосуванням контрольно-вимірювального комплексу УКТ 38-Щ4, спільно з перетворювачем АС2-М, чотирма термопарами ТСМ 100М W100=1.426 (рисунок 3.2). Контрольно-вимірювальний комплекс інтегрується в мережу RS-485 за допомогою протоколів Modbus RTU/ASCII, ОВЕН. Засобом збору та обробки інформації стала ПЕОМ HP Pavilion 17 Notebook PC із встановленою програмою конфігуратора.

УКТ 38 8-канальний вимірювач з аварійною сигналізацією призначений для контролю температури, тиску, вологості, рівня або іншої фізичної величини в декількох зонах одночасно (до 8-ми), а також для реєстрації вимірних параметрів на ПК.

УКТ 38 застосовується як пристрій контролю фізичних величин за допомогою термопар (термоперетворювачів) у металургійній, верстатобудівній, автомобілебудівній та інших галузях промисловості.

Спільно з перетворювачем АС2-МУКТ38 інтегрується в мережу RS-485 за допомогою протоколів Modbus RTU/ASCII, ОВЕН.





Рис. 3.2 - Контрольно-вимірювальний комплекс УКТ38-Щ4

Функціональні можливості приладу:

- контроль температури або іншої фізичної величини (тиску, вологості, рівня тощо) у кількох зонах одночасно (до 8-ми); вісім входів для підключення датчиків: термоперетворювачів опору типу ТСМ и ТСП 50/100, Pt 100; термопар ТХК, ТХА, ТНН, ТЖК, ТПП(S), ТПП(R); датчиків з уніфікованим вихідним сигналом струму 0(4)...20 мА, 0...5 мА або напруги 0...1;
- підключення до різних входів датчиків різних типів з наведених у списку для однієї модифікації;
- сигналізація «Аварія об'єкта» про вихід будь-якої з контрольованих величин за задані межі;
- сигналізація «Аварія датчика» при обриві або короткому замиканні датчика;
- індикація виміряних величин та заданих для них установок на двох вбудованих індикаторах;
- програмування кнопками на лицьовій панелі приладу;
- збереження заданих параметрів при вимкненні живлення.

УКТ38-Щ4 здійснює цифрову фільтрацію вхідного сигналу від перешкод. Для датчиків із уніфікованим вихідним сигналом струму чи напруги здійснюється масштабування шкали.

Два 4-розрядні цифрові індикатори в режимі РОБОТА відображають у вибраному для індикації каналі:

- верхній - значення контрольованого параметра;
- нижній- значення установки.

Можливі два режими індикації:

- циклічний режим - результат вимірів та встановлення виводяться на заданий час послідовно для кожного задіяного каналу;
- статичний режим - результат вимірювань та встановлення виводяться для каналу, вибраного користувачем.

У режимі ПРОГРАМУВАННЯ верхній індикатор відображає програмований параметр, нижній - його значення.

8 світлодіодів «КАНАЛ» показують номер каналу, що виводиться в даний момент на індикатор (постійне свічення), або сигналізують про аварію у відповідному каналі контролю (блимає підсвітка).

Технічні характеристики УКТ38-Щ4 представлені в таблиці 3.1, а вимірювальних датчиків таблиці 3.2

Таблиця 3.1 – Характеристика модуля збору даних N1 9211

| Найменування   | Од. вимірювання                  |
|--|----------------------------------|
| Номінальна напруга живлення  | 12-24В                           |
| Кількість входів для підключення датчиків  | 8                                |
| Межа допустимої основної похибки вимірювання вхідного параметра (без урахування похибки датчика) | ±0,5%                            |
| Тривалість циклу опитування 8-ми датчиків:   |                                  |
| - УКТ38-Щ4.ТС  | 3,6 с                            |
| - УКТ38-Щ4.ТП (ТПП)  | 2,2 с                            |
| - УКТ38-Щ4.АТ(АН)  | 2,1 с                            |
| Кількість вихідних пристроїв   | 2                                |
| габаритні розміри  | 96x96x145 мм                     |
| Ступінь захисту корпусу  | IP54 з боку передньої панелі     |
| Тип інтерфейсу зв'язку з ПК  | послідовний,<br>RS-232           |
| Підключення до ПК  | через адаптер мережі<br>ОВЕН AC2 |

Таблиця 3.2 - Характеристика вимірювальних датчиків

| Тип датчика            | Тип входу | Діапазон вимірювань | Роздільна здатність |
|------------------------|-----------|---------------------|---------------------|
| TSM 100M<br>W100=1,426 | ТС        | -50...+200 °С       | 0,1 °С              |

Розміщення контрольно-вимірювального комплексу показано рис. 3.3 – 3.5.



Рисунок 3.3 – Місце підключення термопар до трубопроводу оливного насосу



Рисунок 3.4 – Місця під'єднання термопар №2 та №3 до трубопроводів силового циліндра



Рисунок 3.5 - Місце вимірювання температури робочої рідини у бачку насосу

### 3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

#### 3.3.1 Визначення коефіцієнта опору коченню

Випробування проводилося на рівній ділянці з довжиною 100 м, поздовжній ухил якої не перевищував 0,5%. Траса була розбита на 3 контрольні ділянки: розгону, рівномірного руху та вибігу (рисунок 3.6).

Випробуваний автомобіль розганявся до швидкості  $V_0 = 10 \pm 0.5$  км/год з метою виключити вплив опору повітря і рухався з постійною швидкістю ділянкою «К» - «0» завдовжки 8К (рисунок 3.6). Час проходження контрольної ділянки "К" - "0" використовувався для визначення початкової швидкості автомобіля  $U_0$ .

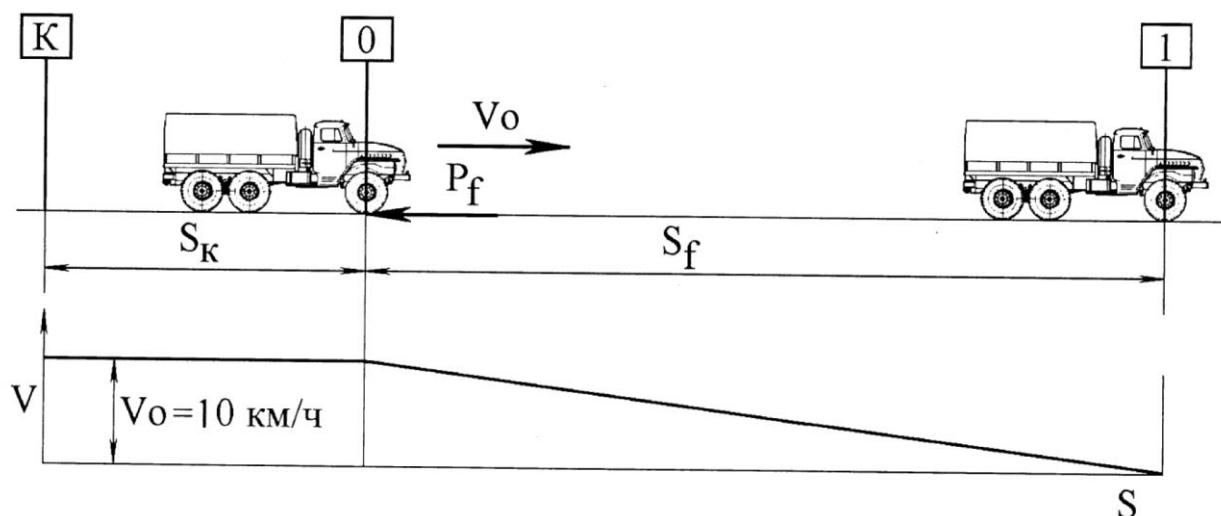


Рисунок – 3.6. Схема експериментального знаходження коефіцієнтів опору коченню

Після проходження позначки "О" зчеплення вимикалося і автомобіль рухався до повної зупинки, проходячи шлях  $S_f$ . У цьому кінетична енергія автомобіля витрачається працювати з подолання сили опору коченню  $P_f$  шляху вибігу  $S_f$  тобто.

Таблиця 3.3

Залежність коефіцієнта опору коченню від дорожніх умов

|                          | Асфальтобетон | Грунтова суха | Пісок        |
|--------------------------|---------------|---------------|--------------|
| Коефіцієнт опору коченню | 0,017-0,018   | 0,025-0,035   | 0,075 – 0,08 |

### Висновки за розділом

1. Запропоновані методика і комплект вимірювальної та реєструючої апаратури дозволили провести натурний експеримент, який можна визнати відтвореним по всіх параметрах, що реєструвалися на всіх варіантах випробувань на загальноприйнятому рівні  $P = 0,95$ . У методиці експериментального дослідження основну увагу приділено мінімізації необхідної кількості дослідів, можливості одночасного варіювання всіма змінними. Ця методика дозволила приймати обґрунтовані рішення після кожної серії експерименту.

2. Математична модель визначення теплового потоку в гідравлічному кермовому підсилювачі з довірчою ймовірністю 0,95 описує досліджувані процеси в зазначених межах варіювання факторів. Похибка моделі для різних параметрів не перевищує 5%, що є задовільним для інженерних розрахунків.

3. При збільшенні частоти обертання колінчастого валу, часу роботи ГРП, коефіцієнта зчеплення, коефіцієнта опору коченню збільшується тепловий потік ГРП.

## РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

### 4.1 Методика розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів при експлуатації автомобіля

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволили створити базу для розробки методики розрахунку функціонування гідравлічних кермових підсилювачів під час експлуатації автомобіля. Така методика дозволяє оцінювати гідравлічні кермові підсилювачі за компоунанням та конструкційними параметрами, визначити інтенсивність нагріву робочої рідини. Все це, у свою чергу, дозволяє найбільш точно і різнобічно оцінювати різні за компоунанням і конструкційними параметрами гідравлічні кермові підсилювачі.

Оснoву методики склала розрахункова схема повороту автомобіля та енергетичний баланс гідравлічного кермового підсилювача, математичний опис формування показника ефективності гідравлічного кермового підсилювача розробленого у другому розділі.

Методика дозволяє при заданих конструкційних параметрах автомобіля, експлуатаційних параметрів автомобіля, дорожніх умов визначати значення наступних величин: кількість тепла, що виділяється в гідравлічному кермовому підсилювачі залежно від режимів руху та дорожніх умов, показник ефективності гідравлічного кермового підсилювача. Розрахункова програма виконана у системі комп'ютерної програми Matcad.

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

## **4.2 Пропозиції щодо вдосконалення експлуатації гідравлічних кермових підсилювачів**

У процесі експлуатації автомобілів підвищеної прохідності було виявлено, що при русі автомобіля в умовах бездоріжжя або пошкодження одного з керованих коліс, гідравлічний кермовий підсилювач може бути включеним тривалий час, і насос працюватиме при максимальному тиску протягом 30 - 60 секунд. Температура олії у своїй досягає 100 - 120°C. При нагріванні олії вище 80°C її в'язкість та мастильні якості значно знижуються. При роботі на такому маслі об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроприводу падає, знижується ефективність гідравлічного кермового підсилювача, а в елементах, що мають взаємне переміщення, може наступити напіврідинне тертя, і вони швидко вийдуть з ладу.

Ця ситуація була змодельована нами шляхом зниження тиску в одному з керованих коліс автомобіля KAMAZ-65207-87 (S5) 4320-0010-31 з 0,4 МПа до 0,15 МПа та руху його по піску зі швидкістю 20 км/год.

Інтенсивність нагрівання робочої рідини наведено рис. 4.1.

Аналіз графіка показує, що рух автомобіля по піску навіть при частково спущеному колесі протягом 5 хвилин призведе до перегріву олії. Масляна плівка в насосі почне руйнуватися через недостатнє підведення масла, його низьку в'язкість. В результаті з'являються задири та порушення стандартних допусків, що призводить до виходу насоса гідравлічного кермового підсилювача з ладу.

Для підвищення надійності автомобіля та покращення ефективності гідравлічного кермового підсилювача необхідно захистити насос від перегріву [5, 6].

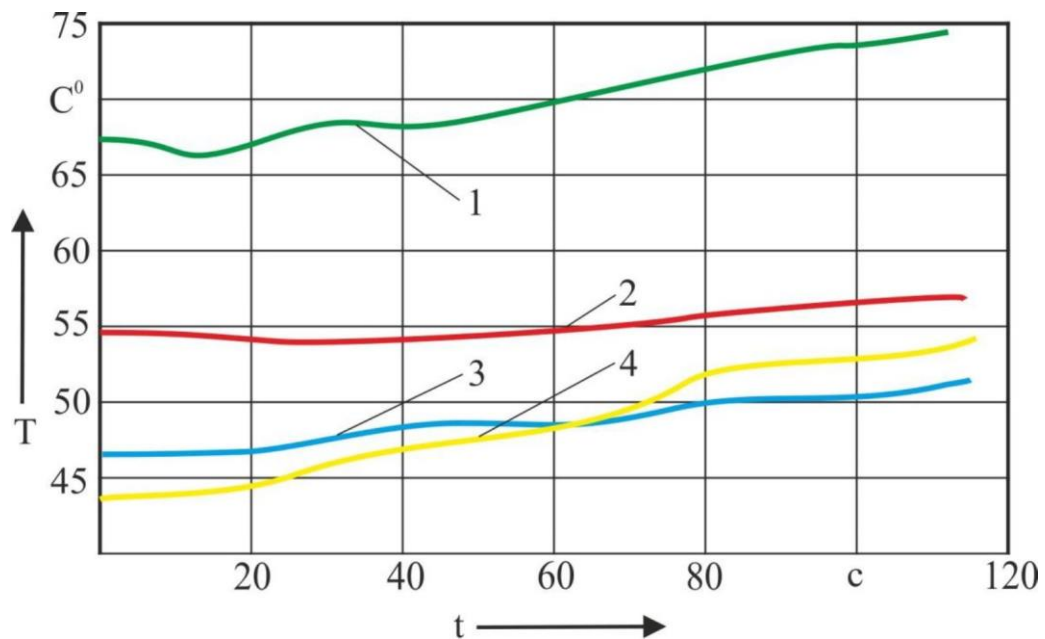


Рисунок 4.1 - Графік нагрівання робочої рідини

1 - температура в насосі, 2 - температура в бачку, 3,4 - температура на вході та виході з силового циліндра

#### 4.2.1 Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідروпідсилювачем

Пристрій відноситься до галузі транспортного машинобудування, а саме до систем кермового керування транспортних засобів, і може бути використаний при конструюванні та виготовленні гідравлічних кермових підсилювачів транспортних засобів рисунок 4.2.

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



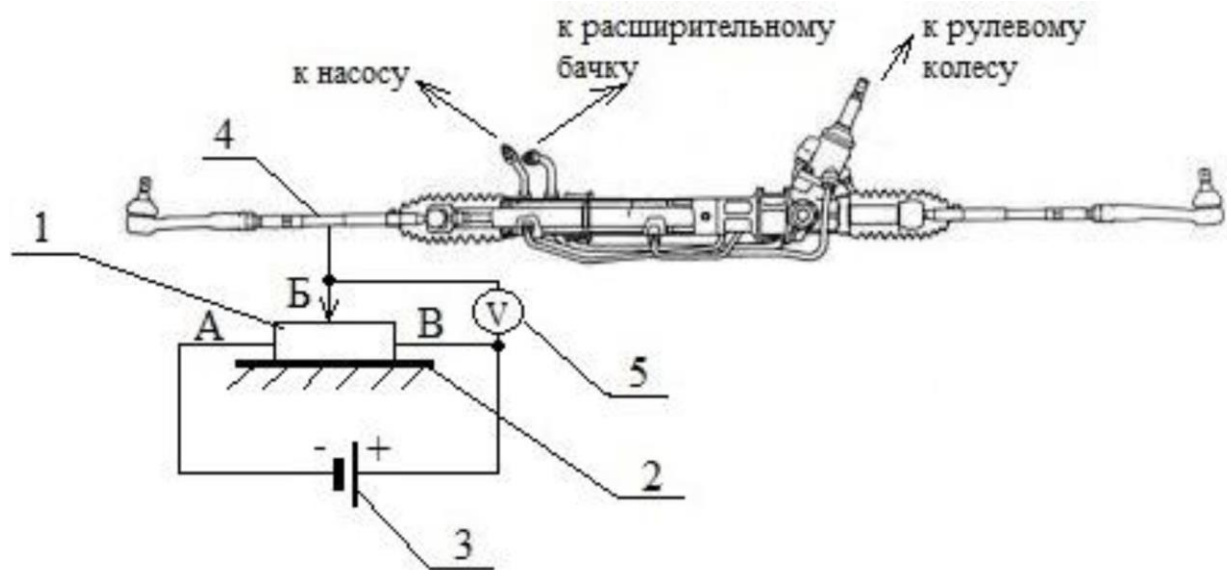


Рисунок 4.3 – Пристрій для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем

Пропонований пристрій дозволяє контролювати період несприятливих умов роботи насоса гідропідсилювача керма за показаннями вольтметра 5.

### Висновки за розділом

Розроблено методику розрахунку економічного ефекту запропонованого гідравлічного кермового підсилювача.

Технічна та економічна оцінка результатів дослідження дозволяють зробити висновок про перевагу варіанта гідравлічного рульового підсилювача з пристроєм підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристроєм контролю небажаних кутів повороту рульового колеса

## **5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **5.1. Структурно функціональний аналіз процесів експлуатації гідропідсилювача керма**

Під час експлуатації гідропідсилювача керма на оператора діють різноманітні середовища: механічні (тиск робочої рідини), хімічні (мастило у баку), електричні (електропроводи живлення, електросхеми). Оператор реагує на зовнішні впливи за умови, що вони не перевищують допустимих рівнів і тривалості. За межами цих рівнів і тривалості може виникати пошкодження організму, яке за певних умов кваліфікують як нещасний випадок, травма.

Процес експлуатації гідропідсилювача керма за допомогою спеціального обладнання характеризується певною травмо- та аварійною небезпекою, яка може вплинути на стан здоров'я оператора машини. Стан безпеки праці на робочому місці оператора, значним чином впливає на використання робочого часу і на результати роботи. Тому, створення безпечних умов праці на робочу місці є одним із шляхів підвищення ефективності роботи.

Чинники травмонебезпечних та аварійних ситуацій характеризуються певними особливостями, що зумовлюють формування умов та підвищення ймовірності виникнення нещасних випадків на виробництві. Для їх аналізу потрібно проаналізувати види операцій, що відбуваються під час експлуатації гідропідсилювача керма.

Для приводу гідронасоса насос безперервно подає у гідропідсилювач робочу рідину під тиском (спеціальне мастило), яка або повертається назад у бачок, або подається в одну з робочих порожнин силового циліндра через трубопроводи. Інша порожнина при цьому з'єднана через зливну магістраль з резервуаром. Для демонстрування роботи гідропривода повертають рульове колес вліво і вправо і рульова сошка через кульовий палець переміщує золотник у бік від нейтрального положення. При цьому нагнітальна і зливна порожнини в

корпусі золотника розділяються, і рідина починає надходити у відповідну порожнину силового циліндра, переміщаючи циліндр щодо поршня, закріпленого на штоку. Рух циліндра передається керованим колесам через кульовий палець і пов'язану з ним поздовжню рульову тягу. Якщо припинити обертання керма, золотник зупиниться, а корпус насунеться на нього, встановлюючи в нейтральне положення, масло почне зливатися в бачок, і поворот коліс припиниться.

Таким чином під час роботи внаслідок різних подій можуть виникати різні шкідливі і небезпечні чинники 1) ймовірний розрив гідропроводу та ураження олією під тиском; 2) механічне травмування рухомими елементами агрегатів у т.ч. приводом; 3) підвищена чи знижена температура повітря робочої зони; 4) підвищений рівень шуму на робочому місці та ін.

## **5.2. Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки**

Під час експлуатації гідропідсилювача керма виникають різні небезпечні чинники, які можуть негативно вплинути на життя та здоров'я працівників за умови недотримання правил техніки безпеки.

Для запобігання механічного травмування, зменшення впливу шуму потрібно проаналізувати розвиток процесів формування і виникання травмонебезпечних та аварійних ситуацій.

Небезпечні зони обладнання повинні бути недоступні для випадкового попадання в них частин одягу чи тіла оператора, тобто огорожені або захищені огороженнями з відповідним фарбуванням.

Розглянемо найбільш поширені ймовірні ситуації, які можуть призвести до травмувань за умови порушення обслуговуючим персоналом вимог безпеки табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Аналіз процесів формування травмонебезпечних ситуацій

| Вид роботи, виробничий підрозділ                           | Виробнича небезпека  |  |   | Можливі наслідки     | Заходи запобігання   |
|--|--|--|---|----------------------|--|
|  | Небезпечна умова НУ  | Небезпечна дія НД  | Небезпечна ситуація НС                      |                      |  |
| 1  | 2  | 3  | 4   | 5                    | 6  |
| Експлуатація гідропідсилювача.<br><br>Блок-схема           | НУ <sub>1</sub> – гідропідсилювач не обладнаний захисним пристроєм;<br>НУ <sub>2</sub> – перебування оператора у зоні дії важелів.<br>НУ <sub>1</sub> →<br>НУ <sub>2</sub> → | НД <sub>1</sub> – повертання керма;<br><br>НД <sub>2</sub> → | НС – різкий рух важеля.<br><br>НС →         | Т – травма;<br><br>Т | Розробка і впровадження захисних пристроїв згідно вимог охорони праці.<br>Контроль безпеки машини перед роботою. |
| Ремонт і обслуговування гідропідсилювача<br><br>Блок-схема | НУ – агрегати необладнані захисними і обгороджуючими пристроями<br>НУ →  | НД – ввімкнення агрегатів в роботу без попередження<br>НД →  | НС – нанесення травми оператору<br><br>НС → | Т – Травма.<br><br>Т | Розробити захисні конструкції, проводити інструктажі з техніки безпеки.  |

Ураження електричним струмом виникає в результаті несправностей діагностичного обладнання, або під час неправильної його експлуатації. Під дією цього чинника може відбутися ураження обслуговуючого персоналу. Для запобігання цьому необхідно вчасно проводити перевірки стану електрообладнання та заземлення.

Під час процесу обслуговування обладнання може відбутися випадкове вмикання електродвигуна, за умови якщо частини одягу чи тіла перебувають у небезпечній зоні обертових чи рухомих частин може виникнути небезпечна ситуація, яка за певних умов і обставин може спричинити травмування.

У робочій зоні під час обслуговування гідросистеми механізму керування

також може бути утворення випарів робочої рідини, відповідно для уникання загазованості робочої зони необхідна витяжка або вентиляція приміщення.

Відповідно у процесі роботи з гідропідсилювачем за певних умов і небезпечних дій, можуть виникати різні травмонебезпечні та аварійні ситуації, їх аналіз дає змогу розробити ефективні заходи запобігання – організаційні (навчання, інструктажі, перевірка знань, перевірка заземлення, контроль безпеки техніки та ін.), технічні (розробка і встановлення захисних огорожень, встановлення захисних засобів від ураження струмом, перевірка і за потреби влаштування вентиляції та ін.).

### **5.3. Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час експлуатації гідропідсилювача керма**

У процесах формування, виникнення небезпек та аварій чи виробничих травм випадкові події, що утворюють аварійну або травмонебезпечну ситуацію, пов'язані між собою причинно-наслідковими зв'язками. В них є початкові, проміжні та кінцеві події [19].

Початкові події (небезпечні умови, небезпечні дії) виявляють у процесі обстеження об'єктів виробництва, а проміжні та кінцеві входять до схеми на основі аналізу можливих варіантів перебігу подій.

Методика побудови логічно-імітаційної моделі є наступною. За наявності домінуючого явища (події) – травми внаслідок удару важеля розпочинають побудову моделі (“дерева подій”). Використовуючи оператори “і” та “або”, аналізують набір ситуацій, які можуть призвести до головної події.

Визначають травмонебезпечні ситуації та їх кількості, що можуть мати місце в процесі, визначають ще й інші події, що входять до кожної такої ж ситуації, логічним аналізом із застосуванням операторів. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені основні базові події, що визначають межу моделі. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності необхідно встановити, наскільки (у відсотках) від

ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 20% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,2 і 0,3.

Після встановлення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначають номерами випадкові події, що увійшли до моделі (рис. 4.1).

Побудована логіко-імітаційна модель процесу, формування і виникнення аварій та травм містить базові події з певним значенням ймовірності його виникнення (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

## Значення ймовірностей випадкових подій

| № п/п | Назва події                   | Ймовірність       |
|-------|-------------------------------|-------------------|
| 1.    | Стан контролю з охорони праці | $P_1 = 0,3$       |
| 2.    | Професійний рівень оператора  | $P_2 = 0,25$      |
| 3.    | Досвід оператора              | $P_4 = 0,15$      |
| 4.    | Стан контролю з охорони праці | $P_5 = 0,05$      |
| 5.    | Стан оператора                | $P_6 = 0,2$       |
| 6.    | Досвід роботи                 | $P_{7.1} = 0,15;$ |

Розглядаємо травмонебезпечну ситуацію, що виникає за умови травмування оператора важелями чи приводом насоса, а також визначаємо ймовірності виникнення подій, що формують логіко-імітаційну модель процесу і призводить до травми (рис. 5.1).

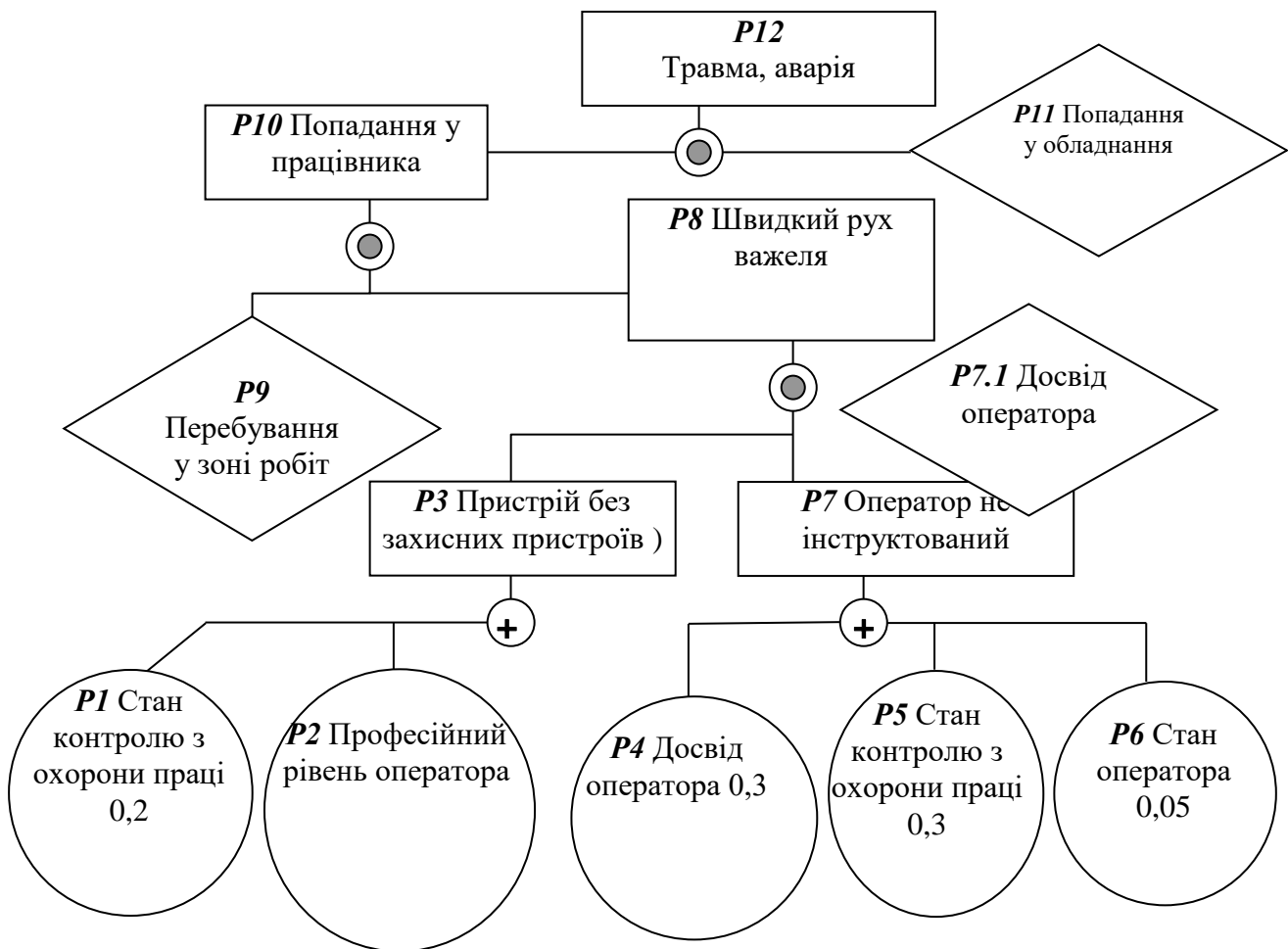


Рисунок 5.1 – Логіко-імітаційна модель процесу формування та виникнення аварій і травм під час експлуатації лабораторного стенда гідропідсилювача керма (матриця логічних взаємозв'язків між окремими подіями травмонебезпечної ситуації).

Ймовірність виникнення подій  $P_3 - P_{12}$  визначають за відомими формулами булевої алгебри, які відображають ймовірності настання чи не настання травмонебезпечних подій [19]. За розрахунками ймовірність виникнення травми оператора під час експлуатації лабораторного стенда гідропідсилювача керма становить  $P_{12} = 0,000025$ , тобто на 100 таких робочих місць може виникати приблизно 0,0025 травм, тобто ймовірність настання травм досить низька для конкретного стенду.

Дослідження аварій і травм за принципом “ логіко-імітаційної моделі”, та обґрунтування заходів безпеки праці, дають змогу знизити ймовірність

виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій.

#### **5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях**

На території підприємства можливе виникнення небезпечних природних явищ і процесів геологічного, гідрогеологічного та метеорологічного походження. До них належать зливи, град, сильні вітри, снігопади та ожеледі, урагани тощо.

Стихійні лиха виникають раптово і носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будівлі, споруди, знищують цінності, порушують процес виробництва і шкодять людям. Стихійні явища, як правило, виникають у комплексі, що значно посилює їх негативний вплив. Небезпечні природні явища, в основному, визначаються проявом трьох груп факторів - ендегенних, екзогенних та гідрометеорологічних процесів.

До техногенних надзвичайних ситуацій на території закладу, і які можуть відбуватись у регіоні належать: транспортні аварії, аварії під час обслуговування техніки, обладнання, несправності у електричних підстанціях, пожежі тощо.

Для реагування на надзвичайні ситуації природного, техногенного та соціально-політичного характеру у державі функціонує Державна служба України з надзвичайних ситуацій.

Основними завданнями служби є: реалізація державної політики з цивільного захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, запобігання їх виникненню, ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, рятувальної справи, тощо.

Державна служба України з надзвичайних ситуацій виконує низку завдань щодо керівництва діяльністю єдиної державної системи цивільного захисту; формує проекти планів у сфері цивільного захисту і подає їх Міністрові внутрішніх справ для розгляду Кабінетом Міністрів України, організовує планування заходів цивільного захисту центральними та місцевими органами



виконавчої влади; завчасно готує органи управління функціональних і територіальних підсистем єдиної державної системи цивільного захисту та їх ланок до кваліфікованих дій у разі виникання надзвичайних ситуацій; також служба забезпечує разом з відповідними органами та підрозділами цивільного захисту, місцевими держадміністраціями контроль за готовністю зазначених споруд до використання за призначенням; здійснює заходи щодо впровадження інженерно-технічних заходів цивільного захисту, радіаційного і хімічного захисту, координує та контролює заходи захисту населення і територій у разі виникнення радіаційних аварій та надзвичайних ситуацій, пов'язаних із виливом (викидом) небезпечних хімічних речовин та ін.

### **Висновки за розділом**

1. Під час обслуговування, діагностики удосконаленої конструкції гідропідсилювача керма слід застосувувати найменшу кількість ручних робіт, що значно зменшує ймовірність виникнення аварій, травм та небезпечних ситуацій під час виконання певних операцій;

3 Під час оцінки рівня безпеки виникнення аварій та травм в процесі експлуатації гідропідсилювача керма побудовано логічно-імітаційну модель, яка дозволяє передбачити усі потрібні заходи безпеки.

## **РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Ефективність від використання результатів проведених досліджень визначається їх практичною значимістю та може бути оцінена з різних сторін: науково-технічної, експлуатаційної, економічної.

Виробничі витрати на вдосконалення серійних кермових управлінь шляхом встановлення пристрою для підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма та пристрою для контролю небажаних кутів повороту кермового колеса, обладнаного гідропідсилювачем, несуттєві порівняно з можливими втратами від його відмов у роботі. Крім того, для достовірної економічної оцінки пропонованих технічних рішень, спрямованих на вдосконалення експлуатації кермового управління та викликають його подорожчання, наразі необхідне проведення самостійного дослідження. У зв'язку з цим ефективність отриманих результатів можна оцінити лише з позицій зниження витрат за проектування рульового управління.

Використання методики визначення ефективності гідравлічного кермового підсилювача дозволяє скоротити час на розрахунки при проектуванні кермового управління з гідравлічним підсилювачем [76] в 2.5 - 3 рази.

Таким чином, використання розробленої методики дозволяє скоротити витрати при проектуванні автомобілів багатоцільового призначення. Техніко-економічний ефект становить близько 4% вартості автомобіля.

### **Висновки за розділом**

1. Економічна оцінка результатів дослідження дозволяє стверджувати, що пристрій підвищення ефективності охолодження рідини гідропідсилювача керма є досить ефективним з точки зору збільшення надійності його роботи.

2. Техніко-економічний ефект становить близько 4% вартості автомобіля.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Здійснено аналіз конструктивних схем, особливостей функціонування і режимів роботи гідروпідсилювачів керма автомобілів. На його основі аналізу виконано висновок про те, що наймасовішим типом підсилювачів рульового керування автомобілів виступають гідропідсилювачі керма, проте через несприятливі умови експлуатації автомобілів проходить перегрів гальмівної рідини гідропідсилювача керма.

2. На основі виконаних теоретичних дослідів з визначення температурних режимів гідропідсилювача керма виявлено:

- розподілення теплогідравлічного потоку гальмівної рідини в гідропідсилювачі керма, що уможлиблює визначення його коефіцієнта корисної дії за будь-яких режимів роботи;

- фізична модель запропонованого пристрою покращення ефективності охолодження гальмівної рідини гідропідсилювача керма;

- енергетичний баланс гідропідсилювача керма за умов руху по піску, на якому найтяжче здійснити поворот, дозволяє стверджувати, що найінтенсивніше нагрівання рідини в гідропідсилювача керма проходить за максимального моменту опору повертанню керованих коліс і частоти обертання колінвалу двигуна 1800 об/хв;

- максимальне значення ефективності гідропідсилювача керма спостерігається під час повороту автомобіля на снігу - 0.1, а найменше його значення – під час повороту автомобіля на піску - 0.004.

3. Запропоновано методику та комплекти реєструючої та вимірювальної апаратури, що дозволяють виконати експериментальні дослідження, які можна визнати відтворюваними по всіх параметрах, що реєструвалися на досліджуваних варіантах випробувань.

4. За результатами проведеного експерименту отримані залежності нагрівання гальмівної рідини гідропідсилювача керма залежно від регульованих факторів: часу роботи гідропідсилювача керма, частоти обертання колінвалу ДВЗ, коефіцієнта опору коченню.

На підставі техніко-економічної оцінки отриманих результатів можна зробити висновок про доцільність застосування варіанта гідروпідсилювача керма із використанням пристроїв для покращення ефективності охолодження гальмівної рідини гідропідсилювача керма та проведення контролю недоцільних кутів повороту керма. Економічний ефект пропонованих розробок складає 4% від ціни автомобіля.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 3649:2008. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. На зміну ДСТУ 3649:2017. – Київ: – Держспоживстандарт. – 54с.
2. Дударенко О. В., Сосик А. Ю., Щербина А. В. Використання МЕМС датчиків при випробуванні автомобілів на керованість і стійкість. Матеріали IV Міжнародної науково–практичної інтернет–конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту»: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет. – Вінниця: ВНТУ. 2016.– С. 15-17.
3. Ечеїстів Ю. А. Вплив встановлення керованих коліс на опір руху автомобіля. Автомобільна промисловість. 1958. № 7. С. 13-15.
4. Єфименко А. М. Поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук. Київ: НТУ, 2016. 23 с.
5. Грищук О. К., Щербина А. В. Аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля. Автошляховик України. 2009. № 12. С. 176-178.
6. Грищук О. К., Щербина А. В. Теоретичні дослідження сил в місці контакту коліс з дорогою з врахуванням розвалу і сходження. Матеріали 7 Міжнародної науково-технічної конференції «Наука – освіті, виробництву, економіці». БНТУ, 2009. С. 313-314.
7. Грищук О. К., Щербина А. В. Вплив на показники керованості і стійкості автомобіля змін кутів сходження коліс під час їх руху. Матеріали 8 Міжнародної науково-технічної конференції «Наука – освіті, виробництву, економіці». БНТУ, 2010. С. 6.
8. Грищук О. К., Щербина А. В. Поліпшення показників керованості та стійкості автомобіля за рахунок застосування автоматичних систем регулювання кутів сходження коліс. XXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: Тези доповідей. К. НТУ, 2010. С. 46-47.

9. Hrabar I.H., Ivanchenko V.M. Prohramno-aparatnyy kompleks dlya analizu roboty dvyhuna MeMZ-2457 za fluktuatsiyeyu chastoty obertannya.
10. Lomakin V.O., Kalinkin D.L., Kukharchuk O.P. Naukovi notatky LNTU. Mizhvuzivs'kyu zbirnyk. Luts'k, 2010. №28. S. 151-156.
11. Il'chenko A.V., Lomakin V.O. Zmina momentu inertsii kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma dvyhuna z prychipnym shatunom. Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnykh trudov. Tematycheskyu vyypusk. 2019. S. 26-32.
12. Il'chenko A.V., Lomakin V.O. «Avtomobile- y traktorostroenye». Khar'kov: NTU «KhPY». 2010. № 1. S. 30- 36.
13. Il'chenko A.V., Lomakin V.O. Eksperymental'ne doslidzhennya nerivnomirnosti khodu porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z'horyannya. Visn. Skhidnoukr. derzh. un-tu. 2010. №7(149). S. 57-60.
14. Il'chenko A.V. Pryvedenyu moment inertsii kryvoshypno-shatunnoho mekhanizma odnotsyndrovoho porshnevoho dvyhuna vnutrishn'oho z'horyannya. Skhidnoukr. derzh. un-tu. 2010. №7(149). S. 93-100.
15. Il'chenko A.V., Kubrak Yu.O., Lomakin V.O. Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnykh trudov. Tematycheskyu vyypusk «Novye reshenyya v sovremennykh tekhnolohyyakh». Khar'kov: NTU «KhPY». 2011. № 10. S. 23-32.
16. Il'chenko A.V., Lomakin V.O. Vplyv masovo-heometrychnykh parametriv kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu bahatotsyndrovoho dvyhuna na yoho pryvedenyu moment inertsii. Visnyk SevNTU. Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya «Mashynopryladobuduvannya ta transport». Sevastopol': SevNTU. 2011. № 122. S. 13-18.
17. Il'chenko A.V., Lomakin V.O. Vplyv zminy pryvedenoho momentu inertsii kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu na sumarnyy moment dvyhuna Visnyk NTU. Naukovo-tekhnichnyu zbirnyk. Kyiv: NTU. 2012. № 25. S. 135-137.
18. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник. К: В-во "КВІЦ", 2004. 174 с.
19. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І.

Автомобільні двигуни: підручник. [3-тє видання]. К.: Арістей, 2007. 476с.

20. Александров Е.Е., Шатохин В.М., Гущенко Є.В. Динамичний синтез нелінійних моделей машинних агрегатів з ДВЗ. Двигуни внутрішнього згорання. 2004. № 5. С. 100-104.

21. Борисенко А.Н., Литвиненко С.А., Обод П.С., Халанська Є.В., Гусельников А.В. Визначення інформативних параметрів і діагностичних ознак та формування навчальних сукупностей під час оцінки технічного стану дизель-генераторів. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автоматика та приладобудування. Харків: НТУ «ХПІ». 2008. №57. С. 16-22.

22. Борщенко Я.А. Разработка метода диагностирования автомобильных дизелей по неравномерности вращения коленчатого вала: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта». Курган. гос. ун-т. – К., 2003. – 21 с.

23. Пат. 74909 Україна, МПК В 21 D 26/14. Спосіб магнітно – імпульсного обробки тонкостінних металевих заготовок. Батігін Ю. В., Лавінський В. І., Хавін В. Л.; заявник та патентовласник ХПІ. № 2004010542; заявл. 26.01.04; опубл. 15.02.06, Бюл. №2.

24. Баранов М. І. Петро Леонідович Капіца – основоположник техніки сильних імпульсних магнітних полів. Електротехніка та електромеханіка. 2005. № 3. С. 5-8.

25. Чаплигін Є. А. Розробка циліндричних індукційних індукторних систем для магнітно-імпульсного тяжіння тонких металевих листів: дис. ... кандидата техн. наук : 05.09.13. Харків, 2009. 169 с.

26. Пат. 3,196,649 USA (США), Devices for metal-forming by magnetic tension. Harold P. Furth; заявник та патентовласник Advanced Kinetiks, Inc., Costa Mesa, California. № 173,680; зав'ял. 16.02.1962; опубл. 27.07.1965.

27. Пат. 3,998,081 USA (США), B21D 26/14. Electromagnetic dent puller. Hansen Karl A., Hendrickson Glen I.; заявник та патентовласник The Boeing Company, Seattle, Wash. № 489,290; заявл. 17.07.1974; опубл. 21.12.1976.

28. Пат. 4,148,091 USA (США), H02M 5/40. Electromagnetic force machine with universal portable power supply. Hansen Karl A., Hendrickson Glen I.; заявник та патентовласник The Boeing Company, Seattle, Wash. № 864,735; заявл. 27.12.1977; опубл. 03.04.1979.

29. Пат. 4,986,102 USA (США), B21D 26/14. Electromagnetic dent remover with tapped work coil. Hendrickson Glen I., Hansen Karl A.; заявник та патентовласник The Boeing Company, Seattle, Wash. № 355,563; заявл. 23.05.1989; опубл. 22.01.1991.

30. Пат. 5,046,345 USA (США), B21D 1/06. Power supply for electromagnetic proof load tester and dent remover. Zieve Peter B.; заявник та патентовласник Peter B. Zieve. № 451,106; заявл. 15.12.1989; опубл. 10.09.1991.

31. Electromagnetic Dent Removal [Електронний ресурс]. 2012. Режим доступу: <http://www.electroimpact.com/EMAGDR/overview.asp>.

32. Electromagnetic Dent Removal [Електронний ресурс]. 2013. Режим доступу: <http://www.fluxtronic.com>.

33. Batygin Yu. V., Lavinsky V.I, Khimenko L.T. Direction Change of Force Action upon Conductor un Frequency Variation of Acting magnetic Field : proceedings of 1-st International Conference «High Speed Metal Forming», Dortmund, March 31 April 1, 2004. P. 157-160.

34. Пат. 75676 Україна, МПК В 21 D 26/14. Спосіб магнітно-імпульсного обробки тонкостінних металевих заготовок. Батігін Ю. В., Лавінський В. І., Хіменко Л. Т.; заявник та патентовласник ХПІ. № 2004010512; заявл. 23.01.04; опубл. 15.05.06, Бюл. №5.

35. Батігін Ю.В., Лавінський В.І., Хіменко Л.Т. Фізичні засади можливих напрямів розвитку магнітно-імпульсного обробки тонкостінних металів. Електротехніка та електромеханіка. Х., 2004. № 2. С. 80-84.

36. Батігін Ю.В., Лавінський В.І., Хіменко Л.Т. Імпульсні магнітні поля для прогресивних технологій. Т. 1. 2 вид. Харків: МОСТ-Торнадо, 2003. 288 с.

37. Лабораторія електромагнітних технологій [Електронний ресурс]. 2013. Режим доступу: <http://electromagnetic.comoj.com>.



38. Аргун Щ. В. Розробка магнітно-імпульсного установки для зовнішньої безконтактного рихтування автомобільних кузовів: дис. ... кандидата техн. наук : 05.22.20. Харків, 2014. 162 с.

39. Трунова І. С. Розробка технічних засобів зовнішньої рихтування кузовних панелей легкових автомобілів: дис. ... кандидат техн. наук : 05.22.20 Харків, 2014. - 178 с.