

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

УДК 631.372-027.45

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

НУБІП України

(підпис)

Вячеслав БРАТШКО

(ім'я, прізвище)

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені М. П. Момотенка

НУБІП України

(підпис)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(ім'я, прізвище)

«___» _____ 2022 р.

«___» _____ 2022 р.

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення експлуатаційних параметрів гідравлічних
амортизаторів автомобілів в умовах АПК

НУБІП України

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

НУБІП України

Гарант освітньої програми
доктор технічних наук, професор
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Валерій ВОЙТЮК
(ім'я, прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Валерій ШЕНКО
(ім'я, прізвище)

НУБІП України

Виконав:

(підпис)

Володимир ЗАГОРСЬКИЙ
(ім'я, прізвище)

НУБІП України

КИЇВ – 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

Д.Т.Н., проф.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис)

Іван РОГОВСЬКИЙ
(ім'я, прізвище)

2021 р.

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Володимиру ЗАГОРСЬКОМУ
(прізвище, ім'я по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення експлуатаційних параметрів
гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах АПК
затверджена наказом ректора НУБіП України від «21» грудня 2021 р. № 2217 «С»
Термін подання завершеної роботи на кафедру 25 жовтня 2022 року

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи науково-технічна література;
результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах по удосконаленню
експлуатаційних параметрів гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах АПК

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз стану питання досліджень, мета, задачі дослідження
2. Теоретичний розрахунок удосконалення експлуатаційних параметрів гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах АПК
3. Методика експериментальних досліджень закономірностей зміни експлуатаційних параметрів гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах АПК
4. Результати експериментальних досліджень, техніко-економічна ефективність виконаних досліджень

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Валерій ЩЕНКО

(ім'я прізвище)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Володимир ЗАГОРСЬКИЙ

(ім'я прізвище)

ВСТУП	5
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, ЦІЛІ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	7
1.1. Характеристика транспортного процесу сільському господарстві	7
1.2. Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів	13
1.3. Параметри функціонування гідравлічних амортизаторів	18
2 ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ГАБАРИТНИХ НЕПОДІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ	24
2.1. Розрахунок значень сил опору на відбій та стисканні	24
2.2. Розрахунок теплового балансу гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля	30
2.3. Модель функціонування гідравлічного амортизатора	33
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ГАБАРИТНИХ НЕПОДІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ	39
3.1. Загальна програма експериментальних досліджень	39
3.2. Методика стендових та експлуатаційних випробувань	41
3.3. Дослідження теплоутворення гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля	53
3.4. Дослідження впливу вибраних факторів на параметри функціонування амортизаторів вантажного автомобіля	54

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	60
4.1. Дослідження рівноважної температури гідравлічного амортизатора ..	60
4.2. Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів	62
4.3. Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів.....	68
4.4. Технологія забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів в умовах низьких температур.....	69
4.5. Оцінка техніко-економічної ефективності виконаних досліджень	72
ВИСНОВОК	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

НУБІП України

Актуальність теми дослідження. Для перевезень різних вантажів, зокрема сільськогосподарського призначення, в Україні використовується

переважно автомобільний транспорт [3,4]. Як свідчить практика, виконання

НУБІП України

більш як 70% обсягу робіт посідає період із низькою температурою від -7 до -34 °С тривалістю майже 7 місяців [9]. Ця проблема актуальна для вантажних

автомобілів різних марок, що використовуються для перевезень, що

відповідають особливим критеріям [39]. Однак через високі вимоги щодо

НУБІП України

вдосконалення транспортного процесу однією з найбільш численних (близько 21% від усіх вантажних автомобілів) та перспективним

транспортним засобом транспортування вантажів сільському господарстві є

вантажні автомобілі сімейства КамАЗ.

Експлуатація невідготовлених автомобілів в умовах низьких

НУБІП України

температур [31, 32, 34] спричиняє збільшення навантажень [35,36], що призводить до зростання кількості відмов систем та агрегатів. За

дослідженнями вчених, відбувається зростання кількості відмов агрегатів та

систем до 40% від загального їх числа, у тому числі до 9% припадає на

НУБІП України

підвіску. Кількість відмов підвіски автомобілів у зимові місяці збільшується майже в 2,5 рази, більшу частку яких становлять гідравлічні амортизатори

(до 40%). Аналіз несправностей показав, що найбільш значущою є витікання

робочої рідини з амортизатора – до 55%.

Низькі температури експлуатації впливають не тільки на збільшення

НУБІП України

кількості несправностей елементів підвіски, але і на погіршення експлуатаційних характеристик автомобілів, таких як зниження середньої

ефективної швидкості, збільшення гальмівного шляху, погіршення умов

праці, зниження продуктивності та збільшення експлуатаційних витрат

НУБІП України

[45,48,49]. Одним з основних елементів підвіски, що впливають на активну безпеку і найбільш схильним до впливу низьких температур і, як наслідок,

зносу, є гідравлічний амортизатор [26].

Відповідно до вимог нормативного документа ДСТУ 34339-2017, одним із показників, що визначають умови функціонування гідравлічних амортизаторів підвіски, є сили опору. Значення сил опору на відбій та стиск повинні відповідати конструкторській документації при максимальних швидкостях поршня до 0,52 м/с, і не перевищувати допустимих меж. Як робоча в гідравлічних амортизаторах використовуються спеціальні рідини на нафтовій основі, збільшення в'язкості при низьких температурах яких призводить до суттєвого погіршення функціонування амортизаторів.

трансмисії у комплексі. Таким чином, для функціонування гідравлічних амортизаторів за низьких температур з параметрами, зумовленими конструкторською документацією, необхідно забезпечити властивості робочої рідини. Існуючі способи вирішення цієї проблеми не знайшли широкого застосування через низьку ефективність і значні витрати для масового застосування, а також малу вивченість даного напрямку.

Передбачається, що забезпечення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів, що працюють в умовах низьких температур, можливе шляхом адаптації складу робочої рідини до умов навантаження та температур навколишнього середовища.

Мета дослідження - Підвищення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів, що працюють в умовах низьких температур, за рахунок застосування модифікованої робочої рідини.

Об'єкт дослідження - процес зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів за умов низьких температур.

Предмет дослідження - Залежно зміни експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів автомобілів в умовах низьких температур від зміни властивостей робочої рідини.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, ЦІЛІ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Характеристика транспортного процесу в агропромислового комплексі

Однією з найважливіших експлуатаційних якостей автомобільних підвісок є збереження заданих параметрів поглинання вібраційних навантажень за умов експлуатації [50]. Основними факторами, що впливають на погіршення якості їхньої роботи, є умови експлуатації: транспортні, дорожні та кліматичні. При транспортуванні вантажів враховуються як обсяги, види та відстані перевезень, так і умови при завантаженні та розвантаженні, а також умови ремонту та технічного обслуговування транспортних засобів [29, 39].

На практиці зустрічаються різні види перевезень: спеціалізовані, промислові, загального призначення, сільськогосподарські, будівельні, а також транспортування спеціалізованих вантажів, при забезпеченні яких додатково уточнюються умови транспортування та можливе навантаження.

Залежно від дорожніх умов під час використання автомобілів беруться до уваги тип дорожніх покриттів, розрахункова швидкість руху, допустимі навантаження на вісь, елементи профілю дорожнього полотна з урахуванням рельєфу місцевості [1, 5, 78]. Як додаткові умови також враховуються кліматичні особливості для прогнозування та визначення функціонування елементів. Всі ці умови в результаті визначають режим роботи транспортного засобу: навантажувальний і швидкісний.

Більшість території України розташована в помірному та холодному кліматичних районах. Кліматичні фактори враховуються при встановленні норм та технічних вимог, виборі режимів випробувань, планування, нормування та організації технічної експлуатації, зберігання та транспортування автомобільного транспорту, приладів та технічних виробів, призначених для експлуатації. Як основні кліматичні фактори при

районуванні території для технічних цілей приймаються температура та відносна вологість повітря. Усі кліматичні райони, крім поміркованого, створюють особливі умови для рухомого складу, що характеризуються поєднанням несприятливих чинників. Так, для холодного кліматичного району на півночі та сході країни характерні не лише низька температура

навколишнього повітря та вітри, а й більш важкі дорожні умови (снігові замети взимку, робота на дорогах з перехідними покриттями та інше) [43,51].

Для жаркого, сухого і дуже жаркого сухого кліматичних районів, крім високої температури, негативними факторами є сонячна радіація та велика

запиленість повітря. Для підвищення ефективності транспортного процесу та технічної експлуатації автомобілів в особливих умовах використовують автомобілі спеціального виконання (північного, гірського та ін.); провадиться

коригування нормативів технічної експлуатації автомобіля; застосовуються засоби та способи, що полегшують пуск двигуна та післяпусковий прогрів, а також роботу інших агрегатів у процесі подальшої експлуатації.

Погіршення умов роботи агрегатів та систем автомобілів за низьких температур навколишнього повітря позначаються на розподілі відмов протягом року та відповідній зміні трудомісткості їх усунення. На рисунку

1.1 представлено розподіл потоку відмов підвіски автомобілів за місяці року.

На графіку чітко простежується залежність збільшення частоти відмов агрегатів підвіски при зниженні середньодобової температури експлуатації

період із листопада по березень. При цьому кількість відмов підвіски автомобілів у зимові місяці зростає майже у 2,5 раза [31].

НУ

ИИ

НУ

ИИ

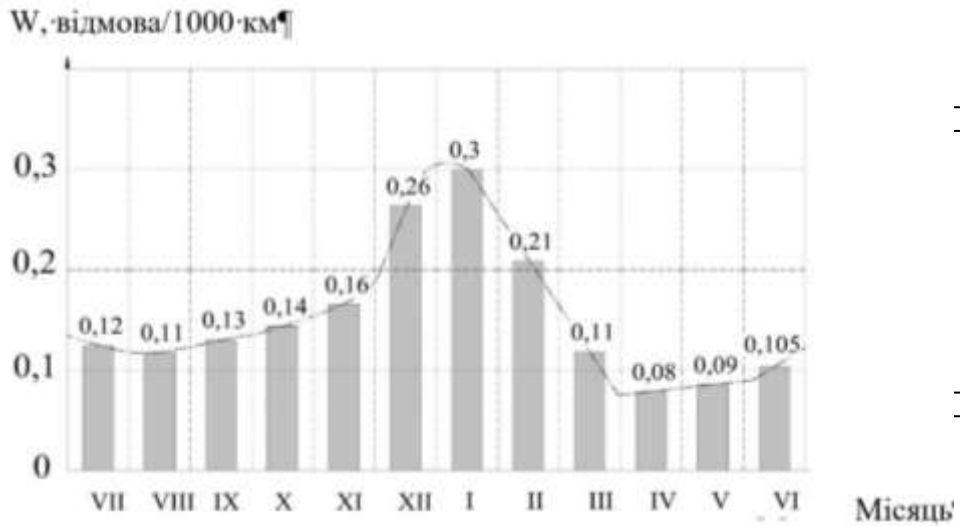


Рисунок 1.1 – Розподіл відмов агрегатів підвіски автомобілів за місяців року

НУБІП УКРАЇНИ

Експлуатація невідготовлених автомобілів за умов низьких температур

пов'язана з підвищенням опору в агрегатах підвіски через збільшення

НУБІП УКРАЇНИ

в'язкості технічної рідини [10]. Не значно впливає на збільшення витрати енергії для подолання сил опору шинами і підвіскою, особливо після тривалих стоянок на відкритих майданчиках при низьких температурах

повітря [10]. При перевезенні вантажів сільськогосподарського призначення

найбільш затребуваним є автомобільний транспорт (рисунок 1.2) [9].

НУБІП УКРАЇНИ

Об'єм перевозимих вантажів, тис. т 10

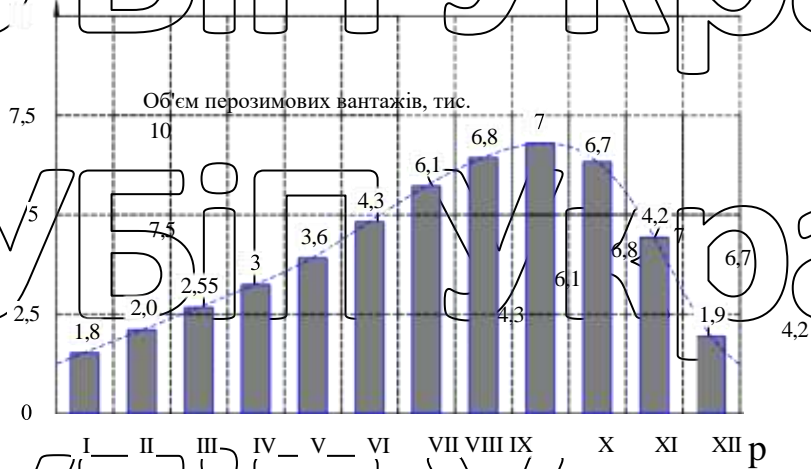


Рисунок 1.2 – Розподіл обсягу вантажів сільськогосподарського призначення, що перевозяться автомобільним транспортом, по місяцях

НУБІП УКРАЇНИ

Як показує практика, виконання більш ніж 70% обсягу робіт здійснюється вантажними автомобілями [9] припадає на період з низькою температурою тривалістю майже 7 місяців.

Згідно з кліматичними показниками, Волинська область відноситься до помірної кліматичної зони з континентальним кліматом, помірно-суворою тривалою та малосніжною зимою, короткочасним спекотним літом та малоохмарною осінню з ранніми заморозками. Розподіл середніх мінімальних температур у Волинській області протягом року представлено рисунку 1.3.

Аналіз рисунку 1.3 показує, що виконання найбільшого обсягу робіт посідає період із низькою температурою від -7 до -30 °С значної його тривалості.

У сільському господарстві спостерігається постійний дефіцит транспортних засобів при сезонних роботах при перевезенні таких видів вантажів як зерно, овочі, фрукти, різні корми, органічні та мінеральні добрива, рідини, будівельні матеріали, техніка та ін [8,9]. При цьому до техніки, що постійно використовується, пред'являються високі вимоги: насамперед, надійність, що дозволяє забезпечити безвідмовну роботу протягом усього сезону; значна маневреність, зручність у використанні та мала трудомісткість підготовки агрегату до роботи; економічність та простота при експлуатації; низька трудомісткість технічного обслуговування [103]. Вид вантажу також є одним з основних факторів, що визначають вибір

типу рухомого складу за вантажопідйомністю та кількістю сторін перекидання кузова [7,36,71]. Необхідно відзначити, що в аграрному секторі експлуатація транспорту має певну специфіку, до якої слід віднести фізикомеханічні та агробіологічні властивості вантажів, що перевозяться, відстань перевезень, дорожні умови, обсяги перевезень та їх сезонні коливання, ступінь механізації вантажно-розвантажувальних робіт і т.д.

Відмінною особливістю транспортування у сільському господарстві можна віднести перевезення легкових вантажів за неповного використання вантажопідйомності транспортних засобів. Наприклад, за умови

використання вантажного автомобіля типу КраЗ на 50% і транспортуванні вантажу до 5 км, продуктивність перевезень знижується на 30%, а витрати на перевезення 1 тонни збільшуються на 67% [36].

Перевезення сільськогосподарської продукції з використанням автотранспорту відповідає певним особливостям – сезонністю та відстанню вантажоперевезень. Найбільш значущими у холодні місяці експлуатації є внутрішньогосподарські перевезення, що становлять близько 50% всього вантажообігу. Такі вантажі, як зерно (9,5%), коренеплоди (12,7%), молоко (4,3%), корми (34,5%), насіння та добрива (35%) тощо. переміщують

територією господарства на відстань від 1 до 20 км. Отже, для перевезення вантажів у сільськогосподарських підприємствах відповідно до рекомендацій [36] потрібно використовувати високопродуктивну техніку, що відповідає ряду конкретних умов та вимог при її використанні протягом усього

календарного терміну експлуатації. Станом на 1 січня 2021 р. в Україні вважалось 1,78 млн вантажних автомобілів. Найпопулярнішою маркою вантажівок у Україні є КамАЗ (927,3 тис. шт.), далі йдуть автомобілі ГАЗ (730 тис. шт.) та ЗІЛ (495,6 тис. шт.). Ці три марки займають майже 57%

вітчизняного парку вантажних машин. Такі марки, як МАЗ та «Урал» складають по 290 та 173,6 тис. шт. відповідно. Решта марок вантажних автомобілів, у тому числі іноземного виробництва, не перевищує 110 тис. шт.

Транспортування вантажів сільськогосподарського призначення здійснюється вантажними автомобілями різних марок.

НУВБІП УКРАЇНИ

НУВБІП УКРАЇНИ

ДИНАМІКА РІЗНИХ КАТЕГОРІЙ ВТОРИННОГО РИНКУ ВАНТАЖНИХ АВТО ПРОТЯГОМ 2017–2020 РР.

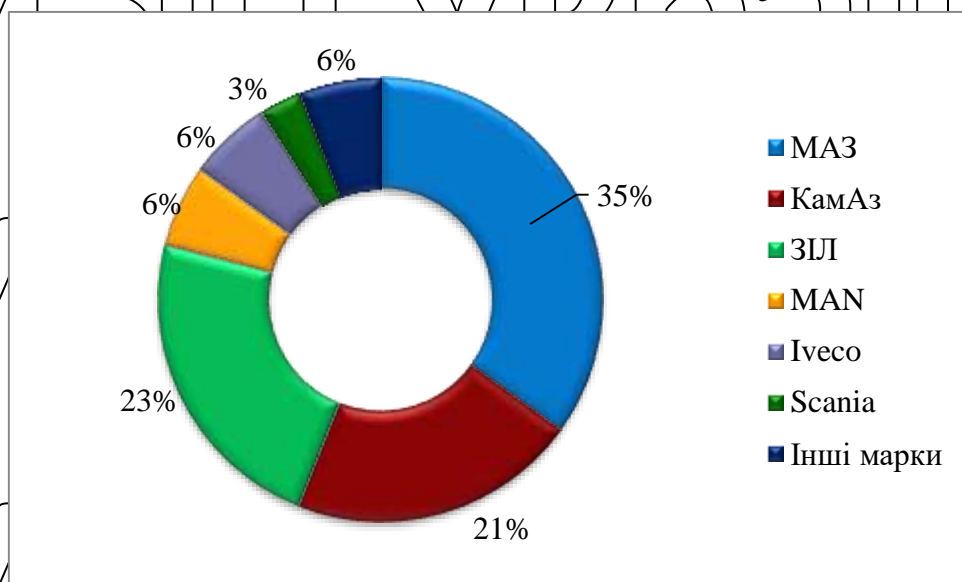
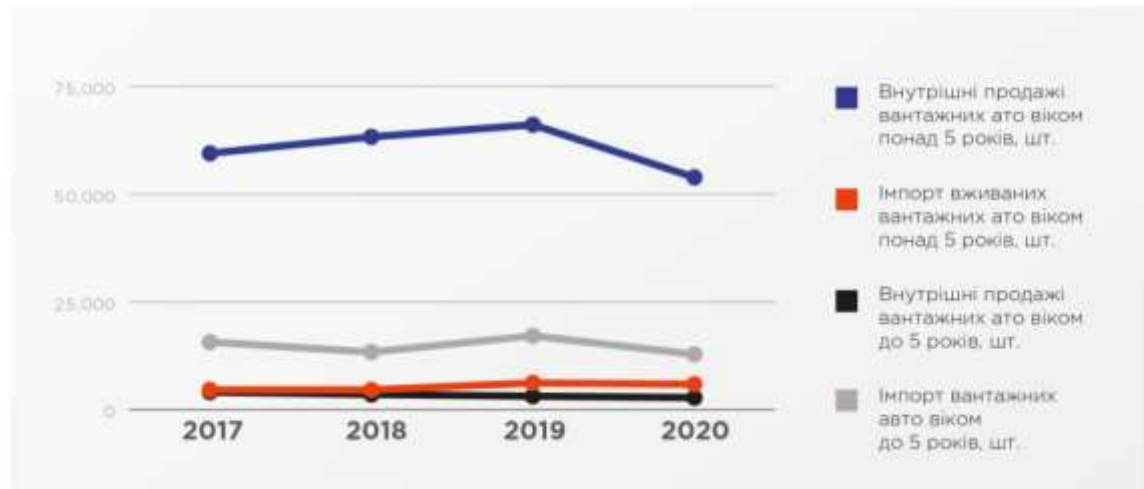


Рис. 1.4 Структура парку вантажних автомобілів в АПК України, %

За дослідженнями вчених, в АПК України одним із найбільш численних (рисунок 1.4) та перспективним транспортним засобом є вантажні автомобілі сімейства КамАЗ. Відповідно до досліджень вчених В.В. Ауліна, А.І. Гриньківа, та ін. Аналіз обсягів та структури перевезень вантажів у сільському господарстві показав, що внутрішньогосподарські перевезення становлять 67,3% від загального обсягу, зовнішні – 32,7%, з них 26,6% щодо завезення та 6,1% щодо вивезення вантажів. Для забезпечення такого високого обсягу внутрішньогосподарських перевезень найкращими є такі

вантажні автомобілі, як автомобілі сімейства КамАЗ, а також їх базові шасі, що використовуються як спеціалізованого транспорту сільськогосподарського призначення.

1.2. Вплив низьких температур на експлуатацію підвіски вантажних автомобілів

На вантажних автомобілях, що використовуються для різних видів перевезень, у тому числі і в сільському господарстві, наприклад, в автомобілях сімейства КамАЗ, одним з найважливіших пристроїв, що впливають на безвідмовність роботи всіх вузлів та механізмів, є підвіска [17,46,75]. При роботі автомобілів за низьких температур експлуатації відбувається погіршення функціонування більшості його агрегатів, внаслідок чого збільшується динамічна навантаженість, погіршуються показники плавності ходу та падає середня ефективна швидкість руху, а також зростає кількість несправностей (рисунок 1.5).

Аналіз праць вчених в галузі експлуатації автомобільного транспорту показав, що робота елементів підвіски з порушенням функціонування стані знижує довговічність вузлів і агрегатів всього автомобіля більш ніж в 1,5 раза [34,91] і погіршує збереження вантажів, що перевозяться при їх транспортуванні [2,3, 55,87]. Один з найважливіших недоліків, пов'язаних з експлуатацією автомобілів в умовах низьких температур - погіршення керованості, стійкості та безпеки руху, і, зрештою, зниження показників надійності [4,18,72].

На рисунку 1.5 показано, що практично на 40% збільшується кількість відмов агрегатів та систем в умовах низьких температур експлуатації, причому на підвіску припадає до 9% від загальної кількості.

НУ

НУ

НУ



їни

їни

їни

Вис. 1.5 Кількість відмов систем та агрегатів автомобілів під час експлуатації

в умовах низьких температур: 1 – колеса і шини; 2 – електрообладнання; 3 –

кабіна; 4 – гальмівна система; 5 – підвіска; 6 – двигун; 7 – система живлення;

8 – зчеплення; 9 – елементи КПП; 10 – система охолодження; 11 – рульове

Погіршується це і тим, що при експлуатації сільськогосподарської

техніки і в тому числі автомобільного транспорту в умовах низьких

температур спостерігається значне збільшення числа їх відмов, особливо за

відсутності опалювальних місць зберігання. Як зазначено автором, найбільша

кількість відмов відбувається у зимові місяці у зонах із холодним кліматом

[76]. Л. С. Приходько зазначив, що дорожні умови впливають на зміну

режимів роботи агрегатів автомобіля, а також на довговічність агрегатів

підвіски та виникають несправності, зумовлені виходом розмірів деталей при

зношуванні їх за межі допуску, можливі внаслідок тривалої експлуатації за

низьких температур [3].

НУБІП України

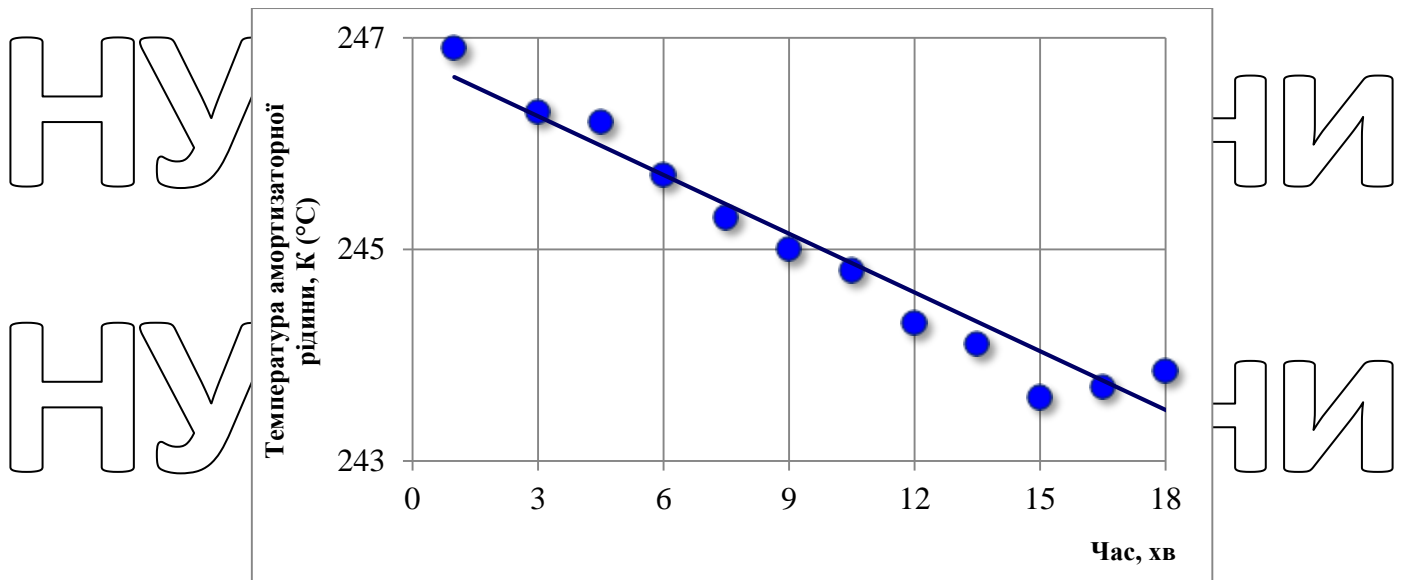


Рис. 1.6 Динаміка охолодження гідравлічних амортизаторів.

Несправна підвіска збільшує також тривалість та частоту впливів коливань на водія, що виникають під час руху транспортного засобу, частотою близько 80 Гц. [77,83,108]. Найбільш важливим показником, що визначає високий рівень технічної готовності та безпеки автотранспортного засобу та вантажу, що перевозиться, є функціонування агрегатів підвіски в процесі руху в різних кліматичних умовах [92]. Цей показник значною мірою визначає комфорт і безпеку руху транспортних засобів, збереження вантажів, що перевозяться, середню технічну швидкість та ін [12,77]. Проблема порушення теплового режиму елементів підвіски пов'язана з підвищенням в'язкості робочих рідин, зміною тиску та недостатнім функціонуванням основних рухомих вузлів, зміною властивостей гумотехнічних виробів і металів [66, 67,68]. Практика показує, що навіть разова експлуатація невідповідної техніки за низьких температур призводить до відмов різних елементів та вузлів (рисунк 1.7). Як зазначено на графіку, збільшення навантажень на елементи підвіски тягне за собою виникнення таких поломок, як несправності пружинних елементів (3%), зношування та поломка рульових шарнірів (13%) і опорних елементів (21%), зношування та розрив гумово-металевих шарнірів. [88,89,90,74,105].

Однак найбільше несправностей пов'язане з несправностями

гідравлічних амортизаторів [19, 20, 62, 63, 64, 65], частина яких виникає при витіканні робочої рідини.

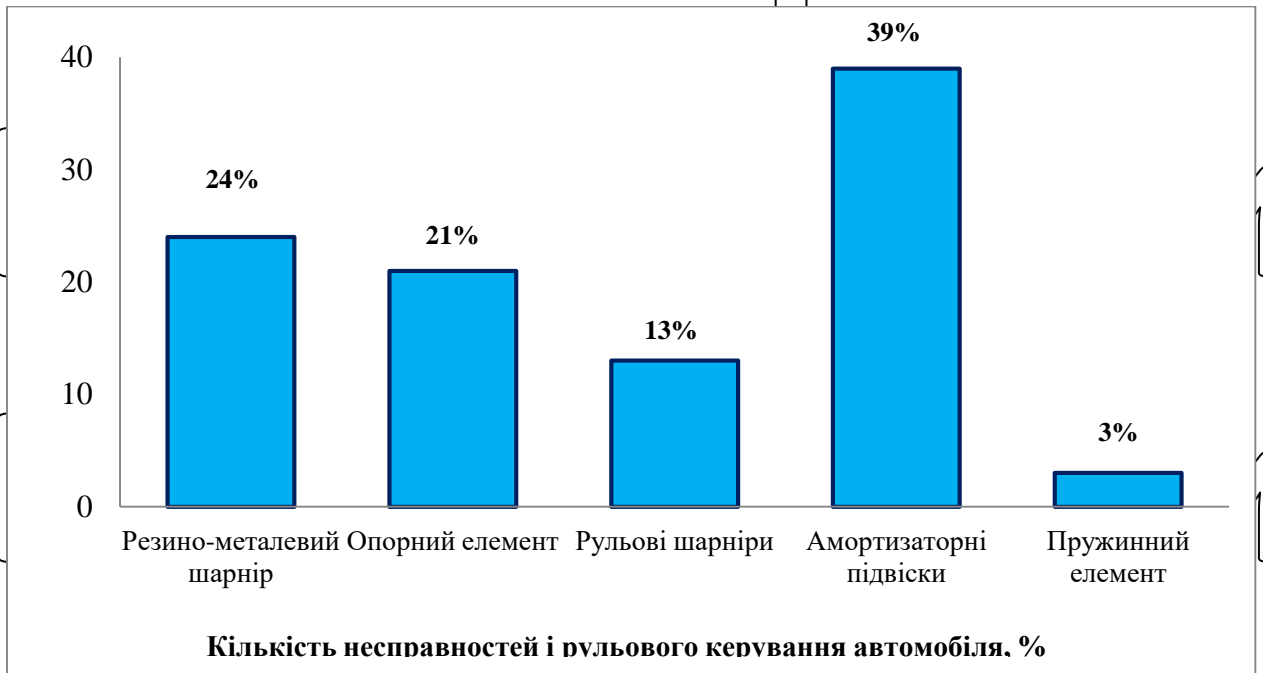


Рис. 1.7 Розподіл несправностей підвіски автомобілів

На діаграмі рисунку 1.8 представлена статистика несправностей амортизаторів, більшість яких пов'язані з витіканням робочої рідини і порушенням роботи клапанної системи [60,79].

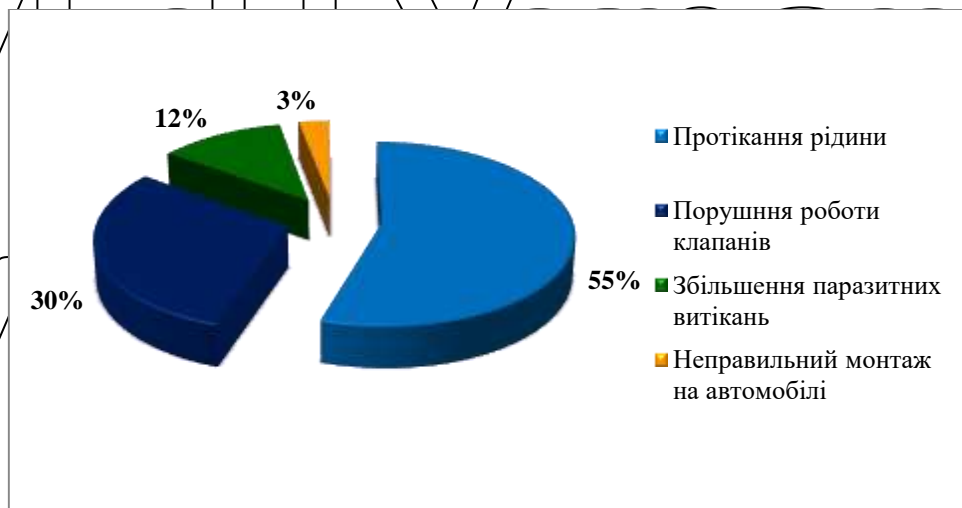


Рис. 1.8 Статистика причин втрати працездатності гідравлічних амортизаторів

Порушення герметичності та витік робочої рідини виникають через втрату еластичності та пошкодження сальникового ущільнення при перепадах температур [21,22,107]. Можливе також старіння гуми, зумовлене окисленням каучуку під дією кисню в повітрі навколишнього середовища, руйнівним впливом холоду, механічної втоми [111]. Це призводить до зниження стійкості та еластичності робочої поверхні сальника при механічному впливі, а при підвищенні в'язкості робоча поверхня сальника стають менш еластичною, що збільшує виток амортизаторної рідини та знижує її рівень в основному резервуарі. Так, при величині витоків амортизаторної рідини об'ємом до 15% відбувається зниження демпфуючої здатності та зменшення сил опору до 50% від номінального значення. При зниженні еластичності робочої поверхні сальника відбувається попадання абразиву та води в основний резервуар з амортизаторною рідиною, що призводить до її спінювання та емульсування, а це значно прискорює зношування клапанів внутрішніх елементів амортизатора. Відбувається так само поломка або знос кільця ущільнювача поршня при погіршенні змащувальних властивостей амортизаторної рідини внаслідок розведення її водою і абразивними частинками.

Більшість несправностей, описаних раніше, проявляється внаслідок порушення герметичності амортизаторів. За даними А. А. Наумова та ін [60], спостерігається збільшений знос рухомих з'єднань та ослаблення кріпильних елементів циліндра, а також порушення взаємної ексцентричності напрямної втулки штока, сальників, обойми, внутрішнього циліндра, поршня через низький рівень амортизаторної рідини. Внаслідок витікання робочої рідини виникає ймовірність деформації дисків клапанного механізму та нерівномірного зношування їх сідел. Через збільшені зазори можлива поява вільного переміщення штока без сил опору на початку ходу віддачі та стиснення.

Отже, одним з найбільш схильного до впливу низьких температур і, як наслідок, зносу, є гідравлічний амортизатор [4]. Більшість несправностей

амортизаторів, що виникають у тому числі за низьких температур експлуатації, пов'язані зі значним збільшенням в'язкості робочої рідини [102] (рисунок 1.9). Основні амортизаторні рідини – дистильовані нафтові олії, переважно веретені, турбінні, трансформаторні, а також синтетичні олії, зміна в'язкості яких відбувається за близькими закономірностями з іншими паливо-мастильними матеріалами.

На основі аналізу робочих рідин, що використовуються в амортизаторах, побудований графік зміни кінематичної в'язкості від їх температури (рисунок 1.9). Згідно з графіком, в інтервалі від нуля до -30°C

значення ростуть майже в 4 рази. Найменша зміна в'язкості в діапазоні від 300 до 1800 $\text{мм}^2/\text{с}$ відбувається у рідині марки АМГ-10, проте вона практично не використовується в заводських амортизаторах виконання.

Значно збільшується кінематична в'язкість при температурі від нуля до мінус 50°C у рідин АЖ-12Т та ГРЖ-12 – зі значень 700 та 800 $\text{мм}^2/\text{с}$ до 6700 та 7000 $\text{мм}^2/\text{с}$ відповідно, що призводить до порушення функціонування амортизатора в цілому].

Так як відбувається часткове блокування елементів амортизатора, що рухаються, коливання, викликані нерівним профілем поверхні, по якій переміщається автомобіль, не згасають в повному обсязі. Частиково передаються на кузов транспортного засобу [93]. Зниження ефективності роботи амортизаторів за низьких температур експлуатації позначається збільшення інтенсивності зносу його деталей. Отже, для забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації потрібно забезпечити в'язкість робочої рідини в діапазоні, при якому можливе збереження параметрів функціонування та надійності.

1.3 Параметри функціонування гідравлічних амортизаторів.

Відповідно до нормативного документа ДСТУ 34339-2017 Автомобільних транспортних засобів. Амортизатори телескопічні

гідравлічні. Технічні вимоги та методи випробувань встановлено технічні вимоги до амортизаторів, що визначають умови функціонування, за яких сили, необхідні для переміщення та зсуву рухомих деталей, повинні відповідати вимогам конструкторської документації на амортизатор конкретної марки та конструкції [13]. При цьому відхилення значень сил опору амортизаторів при максимальних швидкостях поршня до 0,52 м/с повинні знаходитись у допустимих межах. Побудови робочих діаграм проводять у результаті випробувань, у процесі яких рухливі деталі амортизаторів повинні переміщатися плавно, без заїдань, а значення сил опорів не повинні перевищувати граничних значень, вказаних у конструкторській документації. На підставі наведеного нормативного документа визначено, що одним із найважливіших параметрів, що визначають функціонування амортизаторів, є сила опору в режимі роботи амортизатора на відбій та стиснення.

Існують різні способи забезпечення функціонування амортизаторів за низьких температур експлуатації. Відповідно до описаних раніше проблем розроблена схема способів забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів (рисунок 1.10).



Рис. 1.10. Способи забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів автомобіля

Особливістю цих методів є установка додаткових обхідних клапанів чи

модернізація буфера відбою зменшення опору руху амортизаторної рідини з допомогою додаткових отворів [6]. Однією з технічних завдань даного методу можна вважати поліпшення характеристик амортизатора, що демпфують, за рахунок більш вільного перетікання амортизаторної рідини, а також можливості регулювати сили опору в залежності від в'язкості робочої рідини [110]. До недоліків даного способу можна віднести низькоєфективне гасіння коливань з малою амплітудою при нагріванні рідини і збільшення маси амортизаторів, і навіть внесення змін у конструкцію заводського виконання.

Оскільки більшість амортизаторів мають регресивну характеристику демпфування, пропонується підвищувати рівень віброзахисних властивостей та знижувати рівень вібрацій транспортних засобів до норм [73], що відповідають вимогам, за рахунок застосування прогресивної характеристики амортизаторів. Вченими було доведено, що існують зони неефективної роботи амортизатора, за яких відбуваються значні зміни сил опору. Використання прогресивних характеристик дозволяє встановити ефективність роботи гідравлічних амортизаторів та регулювати їх залежно від умов експлуатації, у тому числі за низьких температур. Однак, як і раніше

описаному способі, потрібно змінювати конструкцію платного вузла дроселювання,

Як експлуатаційні способи забезпечити функціонування амортизаторів можливо за рахунок управління тепловим режимом амортизатора або управління в'язкісно-температурними характеристиками амортизаторної рідини. На думку вчених управління тепловим режимом агрегатів можливе за рахунок збереження внутрішнього тепла теплоізоляційними матеріалами або використання додаткових джерел тепла (різних нагрівальних пристроїв [37,98].

Аналіз методів та засобів забезпечення теплового режиму дозволив встановити таке: використання теплоізоляційних матеріалів для збереження внутрішнього тепла можливе [41,98], проте має низьку ефективність.

Використання, наприклад, чохла із спеціального матеріалу є ефективним лише тому випадку, коли транспортний засіб зберігається у теплих приміщеннях, і дозволяє лише зберігати на короткий проміжок часу (до 3 год) позитивну температуру. При безгаражному зберіганні саморозігрів амортизаторної рідини відбувається переважно за рахунок дроселювання, для

забезпечення якого потрібне інтенсивне функціонування амортизаторів, що часто неможливо. Для зниження теплообміну з навколишнім середовищем можливе застосування ряду спеціальних складів пінополіуретанів, термолакофарб і рідких ізоляційних покриттів. Після нанесення покриття на

підготовлені поверхні агрегату утворюється термоізолюючий шар, який перешкоджає втраті теплоти у навколишнє середовище. Тепловіддача такого покриття становить середньому 2,4 Вт/м²°С. Так само їх застосування малоефективне,

При використанні нагрівальних елементів різного типу та виконання можливо забезпечити тепловий режим амортизаторів, проте потрібні значні витрати на їх придбання, встановлення та обслуговування під час експлуатації, що в деяких випадках може вплинути на збільшення витрат ресурсів. Нами були запропоновані подібні пристрої для обігріву

автомобільних амортизаторів за рахунок нагріву амортизаторної рідини або збереження її теплоти.

Одним з перспективних способів забезпечення функціонування амортизаторів є управління в'язкісно-температурними характеристиками рідини, що застосовується.

Авторами був розроблений склад амортизаторної рідини, що є аналогом АЖ-12Т, що застосовується в амортизаторах автомобілів, у тому числі вантажних і спеціальної техніки в якості основної робочої рідини.

Базовою основою запропонованої амортизаторної рідини була суміш трансформаторної та турбінної олії з добавкою спеціальних присадок: 0,2% Viscoplex-2670 та 0,5% Viscoplex 5-309, 0,5% ІХП-14М, 0,6% ДФ-11, 0,5% іонолу, 0,003% ПМС-200А. Модифікаторами у разі виступають спеціальні

присадки, які забезпечують подіпшені характеристики базової рідини. Як недолік можна відзначити відсутність результатів досліджень запропонованої рідини у реальних умовах, і навіть ресурсних випробувань [58].

Розроблена композиція для виготовлення гідравлічної амортизаторної рідини на основі суміші очищеної нафтової основи з вузькою дизельною фракцією та додаткового набору загущуючих, диспергуючих та протипінних присадок [56]. Технічний результат досягався за рахунок збільшення індексу в'язкості, зменшення значень кінематичної в'язкості при -30°C , зниження температури застигання, зменшення схильності до спінування. У роботах

представлені дані авторів результати випробувань поданої рідини, проте результатів застосування у реальних умовах не описано.

Існує спосіб покращення в'язкісно-температурних властивостей технічних рідин за рахунок розрідження малов'язкими рідинами або дизельним паливом, що є найбільш доступним в умовах підприємств.

Дослідження представленого способу показали, що при розрідженні в'язкої олії малов'язким компонентом відбувається не тільки зменшення в'язкості, але і зниження концентрації поверхнево-активних речовин, що входять до складу базової олії. Однак при збільшеному вмісті поверхнево-активних

речовин у базовій олії допустимо розрідження малов'язким компонентом до певних меж. Досвід використання показав, що при розрідженні базової олії відбувається поліпшення надходження матеріалу, що змащує, в зону зачеплення зубчастих коліс, а також винесення з цієї зони продуктів зносу.

Як показує практика, Використання розрідженої олії діє сприятливо і на тепловий стан вузла тертя, і, як наслідок, на його довговічність. Як приклад досліджено склад розрідженої трансмісійної олії за рахунок додавання 10 % дизельного зимового палива або 20 % веретенного масла, що значно покращує в'язкісно-температурні властивості базової оливи [11]. Однак

змащувальні властивості та здатність розрідженого масла витримувати високі питомі тиски значно знижуються. Під час проведення ресурсних випробувань Н.В. Брусянцева, Г.І. Клінковштейном та Г.Н. Покровським виявлено, що

зношування механізмів силової передачі відбувається інтенсивніше при використанні зимового нітролу з додаванням від 10 до 20% зимового палива в умовах особливо низьких температур.

Відповідно до вимог технічної експлуатації транспортних засобів більша частина наведених способів призводить до зміни конструкції елементів штатних амортизаторів. Представлені способи збереження тепла амортизаторів, що виробляється, є низькоєфективними за відсутності гаражного способу зберігання автомобілів. Пристрої для підігріву амортизаторної рідини різними способами є ефективнішими, ніж застосування теплоізоляційних матеріалів, проте потрібне придбання, встановлення та обслуговування додаткових елементів, а також порівняно великі експлуатаційні витрати. На підставі наведених досліджень існуючих способів забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів

визначено, що найбільш перспективним та технологічним, на наш погляд, є спосіб управління в'язкісно-температурними характеристиками при додаванні малов'язких рідин. Однак використання цих складів вимагає додаткових досліджень як у реальних умовах, так і при стендових ресурсних випробуваннях.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

2. ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ З ОБЛІКОМ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

2.1. Розрахунок значень сил опору на відбій та стисканні

Експлуатація вантажних автомобілів на різних типах доріг при транспортуванні вантажів, у тому числі сільськогосподарського призначення, характеризуються важкими умовами, які часто пов'язані з подоланням бездоріжжя, різних перешкод і підвищеним зносом елементів підвіски [78]. Руху вантажного автотранспорту за таких умов збільшує вплив знакозмінних навантажень на деталі підвіски (рисунок 2.1), зокрема на пружні елементи 2 та амортизатори 4 [15,16,92]. Все це призводить до збільшення інтенсивності коливань системи підвіски [24,48,106], коливання яких передаються через напрямні елементи 3 опорні частини кузова 1.

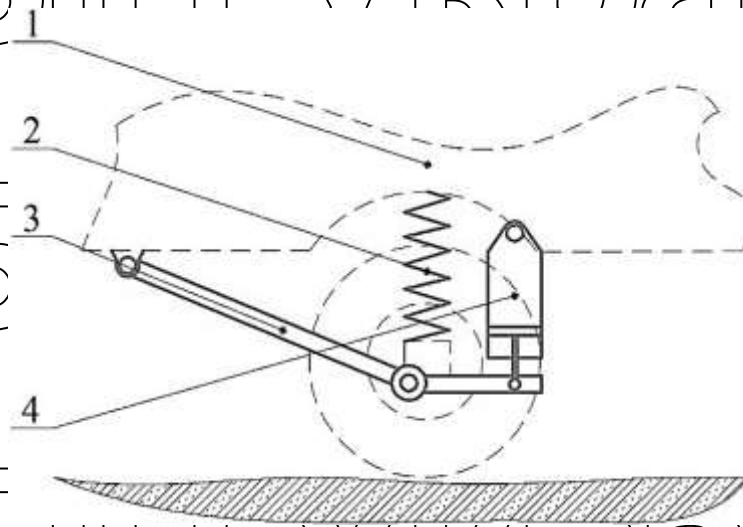


Рис. 2.1 Схема взаємодії елементів підвіски автомобілів 1 – опорна частина кузова; 2 – пружний елемент; 3 – напрямний пристрій; 4 – амортизатор

Виникнення збільшеної амплітуди переміщень безпружинних частин і частоти вимушених коливань погіршує функціонування та довговічність елементів підвіски [11,40,49]. Для визначення впливу зовнішніх умов

експлуатації підвіски автомобільної техніки за умов низьких температур найактуальнішим є дослідження механічної взаємодії у системі «автомобіль – дорога».

Під час руху транспортних засобів за нерівностями доріг виникають коливання, більшість яких передаються на кузов. Через колесо збурювальні сили, що виникають в результаті переміщення напрямних елементів 3, переходять у вузли 4 і 2, в яких створюється сила, що протидіє. Залежно від спрямованості сил вузли переміщуються у вертикальній площині, що знижує вертикальний рух автомобіля [45,104].

Зважаючи на аналітичні передумови [32,97,101] для вирішення поставлених завдань у рамках дисертаційної роботи для моделювання процесу функціонування амортизатора розроблена кінематична схема діючих сил у результаті наїзду колеса на одиничну перешкоду (рис. 2.2).

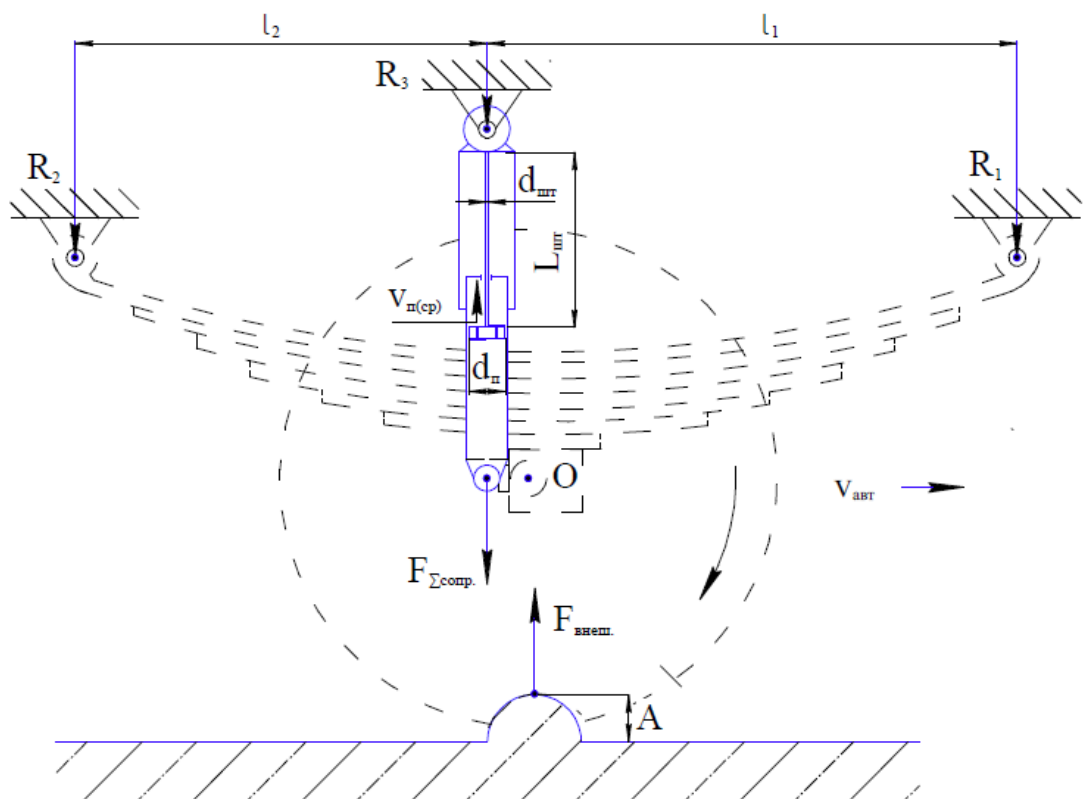


Рис. 2.2 Схема діючих сил у результаті наїзду колеса на перешкода

Діюча на колеса автомобіля вертикальна навантаження $F_{з\text{овн}}$ виникає в результаті наїзду колесом на одиничну перешкоду з амплітудою A ,

впливає на точку докладання сил O . У цьому випадку система підвіски при зіткненні з нерівністю забезпечує рух колеса з обмеженням переміщення вузла у вертикальній площині. Заданий хід підвіски забезпечується за рахунок сумарних протидіючих сил $F_{\Sigma \text{опр}}$, що виникають в пружному елементі та гідравлічному амортизаторі зі швидкістю переміщення поршня

$V_{\text{п(сп)}}$.

Конструктивно гідравлічний амортизатор спроектований таким чином, щоб більша частина енергії коливань не передавалася на вертикальні реакції опор R_1 , R_2 і R_3 , а перетворювалася з механічної

енергії теплової [85,109]. В результаті переміщення поршня гідравлічного амортизатора створюється тиск у надпоршневого та підпоршневого просторах при витісненні та перетіканні амортизаторної рідини через дросельну систему з однієї порожнини до іншої. Утворення сил опору елементів, що дроселюють, з подальшим витісненням рідини відбувається в

закритому циліндрі через гідравлічне з'єднання і клапанний блок за рахунок перетворення кінетичної енергії струменя рідини в теплову енергію. За основу взято стандартну методику розрахунку гідравлічного дросельного механізму з несиметричним навантаженням відкриття клапанного вузла

[82]. При розрахунку гідравлічного амортизатора з клапанним механізмом прийнята модель рідини, що стискається, з зосередженими параметрами, тобто. у розрахунках приймаємо, що зміна тиску всередині замкнутих обсягів гідравлічних амортизаторів відбувається у всіх точках одночасно.

У роботі [69,70] використовується математична модель гідравлічної структури амортизатора, яка дозволяє одержати формули функціонування гідравлічного амортизатора. На основі представленої схеми розроблена математична модель витрати рідини гідравлічного амортизатора з несиметричним навантаженням роботи клапанного механізму, представлена формулами (2.2) та (2.3):

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{2i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.1)$$

$$Q_i = Q_{1i} + Q_{3i} + Q_{4i}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.2)$$

де Q_i – сумарна витрата амортизаторної рідини, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{1i} – витрата амортизаторної рідини через радіальний проміжок штоку-направляюча, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{2i} – витрати амортизаторної рідини через радіальний зазор поршень-циліндр, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{3i} – витрата амортизаторної рідини через дросельні отвори, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_{4i} – витрати амортизаторної рідини через клапанні отвори, $\text{м}^3/\text{с}$.

Відповідно до джерела [23], для гідравлічних амортизаторів рух гідравлічної рідини є невстановленим, тому доцільно розраховувати дійсну витрату амортизаторної рідини, використовуючи вирази виду:

$$Q_i = k_y \cdot S_{Vi} \cdot v_n \quad (2.3)$$

де k_y – коефіцієнт витоків амортизаторної рідини, характеризує герметичність прилягання кільця ущільнювача до стінок циліндра.

S_{Vi} – площа витіснювача, м^2 ;

v_n – швидкість відносного переміщення поршня, $\text{м}/\text{с}$;

Вирази 2.4 та 2.5 дозволяють розрахувати площі витіснювача в різних режимах роботи амортизатора:

$$S_{Vi} = \frac{(d_p^2 - d_{шт}^2) \cdot \pi}{4}, \text{мм}^2 \quad (2.4)$$

$$S_{Vi} = \frac{d_p^2 \cdot \pi}{4}, \text{мм}^2 \quad (2.5)$$

де d_p – діаметр поршня, м ;

$d_{шт}$ – діаметр штока, м ;

При розрахунках витрати рідини через радіальні зазори штоку-направляюча і поршень-циліндр (2.6) і (2.7) в режимі роботи амортизатора на відбій і стиснення використовуються рівняння Хагена-Пуазейля, за основу якого взято рівняння течії рідини через кільцеві зазори та паралельні

пластини

$$Q_{o1,2} = \frac{\pi \cdot d_{пл} \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot \rho \cdot l_1} \cdot P_i, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.6)$$

$$Q_{c1} = \frac{\pi \cdot d_{пл} \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot \rho \cdot l_2} \cdot P_i, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.7)$$

Де δ – радіальний зазор між елементами м;
 μ – кінематична в'язкість рідини, м²/с;
 ρ – щільність амортизаторної рідини, кг/м³;
 l_1 – активна довжина штока, м;
 l_2 – активна довжина поршня, м;

ΔP_i – перепад тиску рідини на відбій (стиск), МПа.
 Перепад тиску в надпоршневому та підпоршневому просторі знаходимо за виразом:

$$\Delta P_{від} = P_1 - P_2, \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$\Delta P_{ст} = P_2 - P_1, \text{ МПа} \quad (2.9)$$

Значення тиску в надпоршневому та підпоршневому просторах знаходимо за формулою

$$P_i = \frac{F_i}{S_{Vi}}, \text{ Н/м}^2 \quad (2.10)$$

де F_i – сила опору на відбій чи стиск, Н.
 Як встановлено раніше, залежно від температури амортизаторної рідини відбувається зміна значення динамічної в'язкості рідини. В такому випадку закономірно, що відбувається і незначна зміна значень густини, які можна визначити з використанням виразу (2.11). Для цього в розрахунок густини амортизаторної рідини введено проміжний розрахунок з використанням поправочних коефіцієнтів:

$$\rho = \rho_{20} [1 + \zeta \cdot (T_{поч} - T)], \text{ кг/м}^3 \quad (2.11)$$

де ζ – коефіцієнт теплового об'ємного розширення технічних рідин на основі нафти, 1/К (додаток А);
 ρ_{20} – густина амортизаторної рідини при температурі навколишнього

середовища, що дорівнює 20 °С, кг/м³;

$T_{\text{поч}}$ - температура амортизаторної рідини, що дорівнює значенню щільності при 293 К;

T - температура амортизаторної рідини, °С.

Значення коефіцієнта об'ємного теплового розширення технічних рідин на основі нафти вибираємо з таблиці додатка А в діапазоні значень щільності при температурі 293К.

Витрата рідини через дросельні та клапанні отвори розраховуємо виходячи з виразів (2.12) та (2.13):

$$Q_{03} = \psi_{\text{д}} \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 \cdot F_i}{\rho_{20} [1 + \zeta \cdot (T_{\text{поч}} - T)] \cdot S_{\text{Ві}}}} \quad \text{кг/м}^3 \quad (2.12)$$

$$Q_{04} = \psi_{\text{кл}} \cdot S_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2 \cdot F_i}{\rho_{20} [1 + \zeta \cdot (T_{\text{поч}} - T)] \cdot S_{\text{Ві}}}} \quad \text{кг/м}^3 \quad (2.13)$$

де $\psi_{\text{д}}$ - коефіцієнт витрати рідини через дросельні отвори;

$\psi_{\text{кл}}$ - коефіцієнт витрати рідини через клапанні отвори;

$S_{\text{др}}$ - площа прохідного перерізу дросельного отвору, м²;

$S_{\text{кл}}$ - площа прохідного перерізу клапанного отвору, м²;

ρ - Щільність амортизаторної рідини АЖ-12Т (при 20 °С), кг/ м³.

F_i - сила опору гідравлічного амортизатора у режимі його роботи на відбій чи стиск, Н.

Сили опору, кН

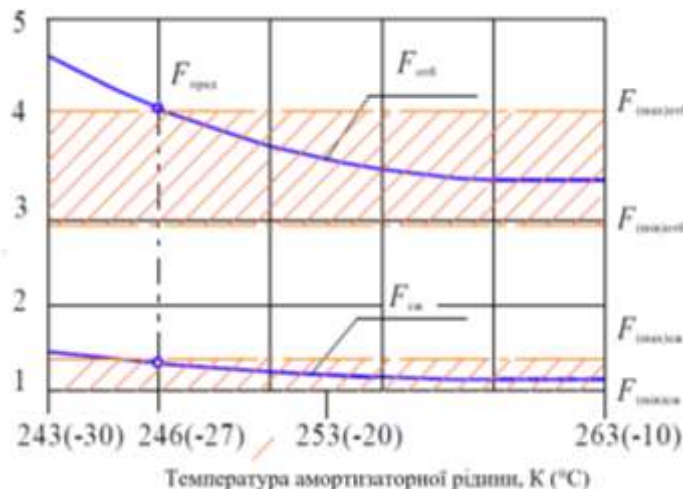


Рис. 2.3 Теоретична залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури експлуатації

Отримуємо, що значення сил опору гідравлічного амортизатора виходять за межі значень, встановлених заводом виробником, з позначки 246 (-27 °C) і досягають 4022 і 1226 Н на відбій і стиснення відповідно, отже, в цих точках амортизатор стає непрацездатним. Зоною зі штрихуванням зазначено, що гідравлічний амортизатор працездатний у діапазоні температур від 263 К (-10 °C) до зазначеної лінії, далі сили опору перевищують задані значення у кілька разів.

2.2 Розрахунок теплового балансу гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля

Утворення теплової енергії у вузлах гідравлічного амортизатора можна описати схематично, а також встановити зв'язок між ними у певній послідовності. За основу робочого процесу гідравлічних амортизаторів, як було описано раніше, взято процес перетворення механічної енергії та енергії гідравлічного тертя у вузлах у теплову енергію.

Наведені теоретичні дослідження дозволили визначити, що утворення теплової енергії всередині гідравлічних амортизаторів залежить переважно від процесу дроселювання амортизаторної рідини через спеціальні клапани [69,70]. Однак ефективність роботи гідравлічних амортизаторів також залежить і від їх властивості підтримувати ефективну температуру - підтримки теплового балансу, а саме, відведення надлишкової теплоти в атмосферу через зовнішні поверхні. Схема взаємозв'язку процесів, що виникають в результаті перетворення механічної енергії в теплову під час роботи гідравлічного амортизатора, представлена на рисунку 2.3.

Відповідно, тепловий баланс гідравлічного амортизатора матиме такий

вигляд:

$$Q_s = Q_{\text{нов}} + Q_{\text{наг}}, \text{ Дж} \quad (2.15)$$

де Q_s - кількість теплоти, що виділилося в амортизаторі за рахунок

дроселювання амортизаторної рідини через систему клапанів при переміщенні поршня щодо стін внутрішнього резервуара, Дж;
 $Q_{\text{пов}}$ – кількість теплоти, відведеної з поверхні гідравлічного амортизатора, Дж;

$Q_{\text{наг}}$ – кількість теплоти, використана для нагрівання деталей гідравлічного амортизатора Дж.

Теплота, виділена в результаті дроселювання амортизаторної рідини Q_s витрачається на зміну внутрішньої теплової енергії агрегату $Q_{\text{наг}}$, а також втрати теплоти внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем.

Кількість теплоти, що виділилося в амортизаторі Q_s за рахунок дроселювання амортизаторної рідини, визначалося за виразом:

$$Q_s = k_{\text{ср}} \cdot v_{\text{п}}^2, \text{ Дж} \quad (2.16)$$

$$Q_s = \frac{k_{\text{від}} + k_{\text{ст}}}{2} \cdot v_{\text{п}}, \text{ Дж} \quad (2.17)$$

З формули (2.17) втрати теплоти з поверхні гідравлічного амортизатора описуються як

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot A_{\text{пов}} \cdot \Delta T \cdot t, \text{ Дж} \quad (2.18)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, характеризує інтенсивність конвективного теплообміну Дж/(м²·К·с);

$A_{\text{пов}}$ – площа поверхні гідравлічного амортизатора, що бере участь у тепловіддачі з довкіллям, м²;

ΔT – перепад температур між температурою амортизаторної рідини та температурою обдувного потоку повітря, К;

t – час роботи гідравлічного амортизатора, с.

Значення коефіцієнта тепловіддачі, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну, отримано в результаті розрахунків у пакеті програм SOLIDWORKS Simulation на підставі рекомендацій [23,26].

Якщо розписати площу поверхні гідравлічного амортизатора та перепад температур, вираз (2.18) матиме вигляд:

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot (\pi \cdot D \cdot L) \cdot (T_{\text{ам.р}} - T_{\text{об.п}}) \cdot t, \text{ Дж} \quad (2.19)$$

де D - діаметр зовнішньої стінки циліндра гідравлічного амортизатора, мм;

L - Довжина циліндра гідравлічного амортизатора, мм;

$T_{ам.р}$ - середньодинамічна температура амортизаторної рідини К;

$T_{об.п}$ - середньодинамічна температура обдувного потоку повітря, К.

Виходячи з виразу (2.14), розрахувати кількість теплоти, витраченого на нагрівання деталей гідравлічного амортизатора можливо з використанням виразу (2.20)

$$Q_{наг} = c \cdot M \cdot (T_{ам.р} - T_{об.п}) \text{ Дж} \quad (2.20)$$

де c - питомі теплоємності амортизаторної рідини та деталей амортизатора, що беруть участь у теплообміні, Дж/(кг К);

M - маса амортизаторної рідини та деталей амортизатора, що беруть участь у теплообміні.

Однак існуючі моделі розрахунку параметрів гідравлічних амортизаторів не дозволяють визначити температуру амортизаторної рідини при режимі руху автомобіля, що встановився.

На підставі представленої моделі, описаної формулою (2.20), побудована теоретична залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від температури навколишнього середовища, представлена на рисунку 2.3.

Зміна температури амортизаторної рідини відбувається несуттєво, при початкових температурах $T_{поч} = 243 \text{ К} (-30 \text{ }^\circ\text{C})$ вона збільшується на 4 К, а при $T_{поч} = 253 \text{ К} (-20 \text{ }^\circ\text{C})$ і $T_{поч} = 263 \text{ К} (-10 \text{ }^\circ\text{C})$ всього на 5 К.

При зниженні зовнішньої температури до 243 К (-30 °С) температура амортизаторної рідини знижується практично до початкових температур, що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з довкіллям.

НУБІП УКРАЇНИ

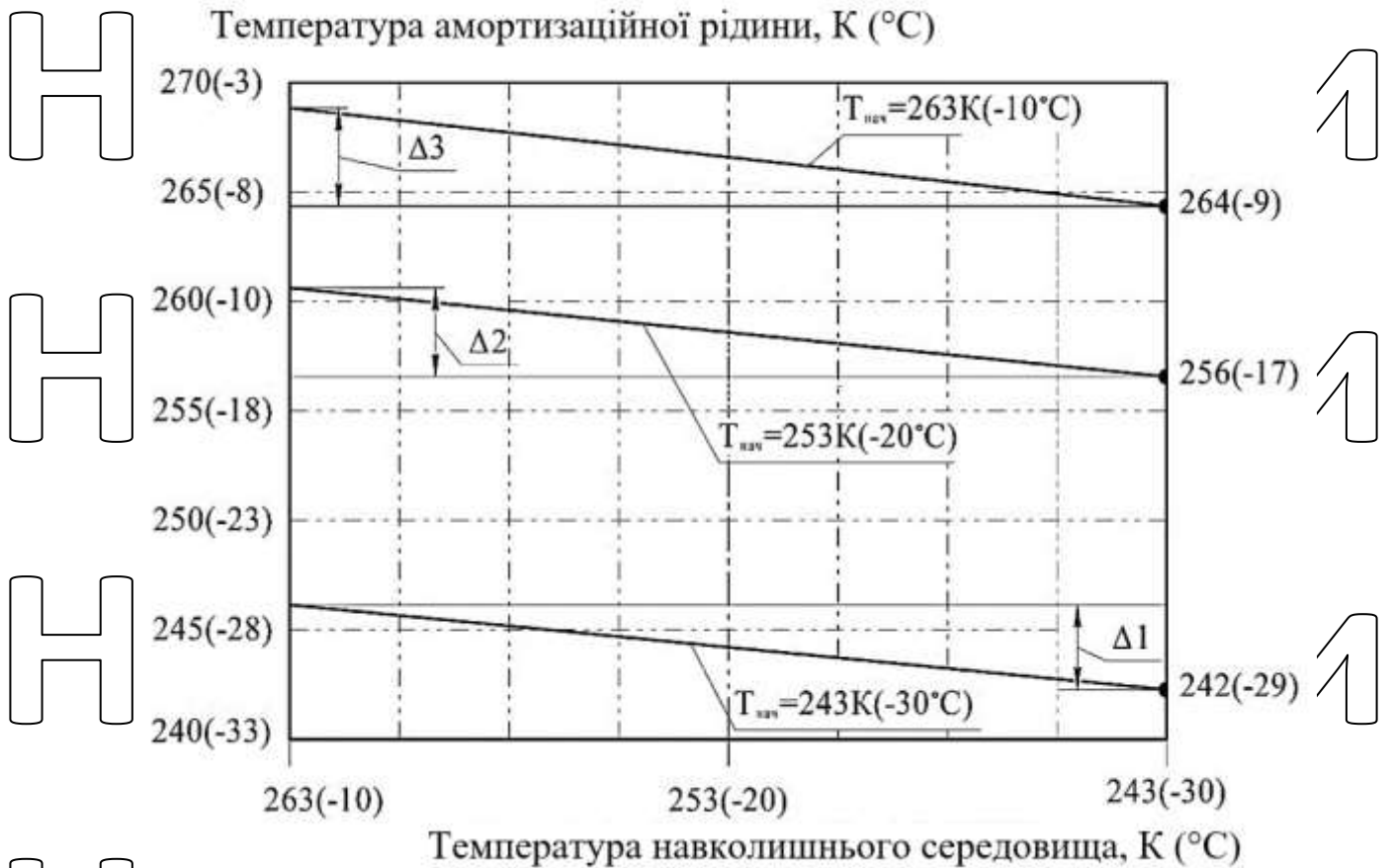


Рис. 2.3 Залежність температури амортизаційної рідини, що встановилася, від температури навколишнього середовища

Зміна температури амортизаційної рідини відбувається несуттєво, при початкових температурах $T_{\text{поч}} = 243 \text{ К} (-30^\circ\text{С})$ вона збільшується на 4 К, а при $T_{\text{поч}} = 253 \text{ К} (-20^\circ\text{С})$ і $T_{\text{поч}} = 263 \text{ К} (-10^\circ\text{С})$ всього на 5 К.

При зниженні зовнішньої температури до 243 К (-30 °С) температура амортизаційної рідини знижується практично до початкових температур, що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з довкіллям.

2.3. Модель функціонування гідравлічного амортизатора

Як описано раніше, порушення функціонування амортизаторів значно впливає і збільшення вібраційної навантаженості всіх елементів автомобілів. Причиною цих явищ служать дії сил, що виникають при погіршенні

властивостей основних елементів, що демпфують, а також некоректній їх роботі. Відомо, що гідравлічний амортизатор за 1 цикл роботи у нормальних умовах поглинає за рахунок дроселювання до 95% механічної енергії коливань. Однак у режимах роботи амортизаторів, які не відповідають їх нормальному функціонуванню, наприклад, при низьких температурах експлуатації, можливе зниження цих показників, що збільшує загальну вібронавантаженисть автомобіля.

Для визначення параметрів функціонування амортизатора, а також для перевірки адекватності запропонованої математичної моделі зроблено комбінований розрахунок гідравлічного амортизатора в пакеті програм SOLIDWORKS Simulation.

При проведенні аналізу методом кінцевих елементів і віртуального тестування CAD-моделі, а також прогнозування поведінки моделі амортизатора в умовах реальної експлуатації [61] побудована твердотільна модель амортизатора з використанням реальних геометричних розмірів і параметрів матеріалу, з якого вона виготовлена, а також параметрів зовнішнього середовища (рисунк 2.4).

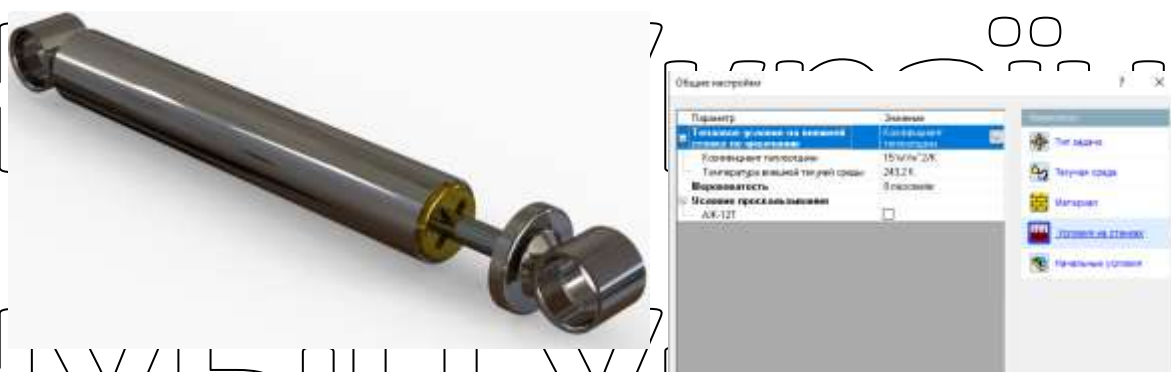


Рис. 2.4 – Модель гідравлічного амортизатора вантажного автомобіля КрАЗ

Для розрахунку гідравлічних та теплообмінних процесів програмний комплекс використовує усереднене рівняння Нав'є-Стокса, доповнене приватними похідними. Як вихідні були прийняті дані, отримані в результаті моделювання гідравлічних та теплових розрахунків, які були оброблені в

результаті програмного моделювання. Функціональна модель гідравлічного амортизатора представлена рисунку 2.5.

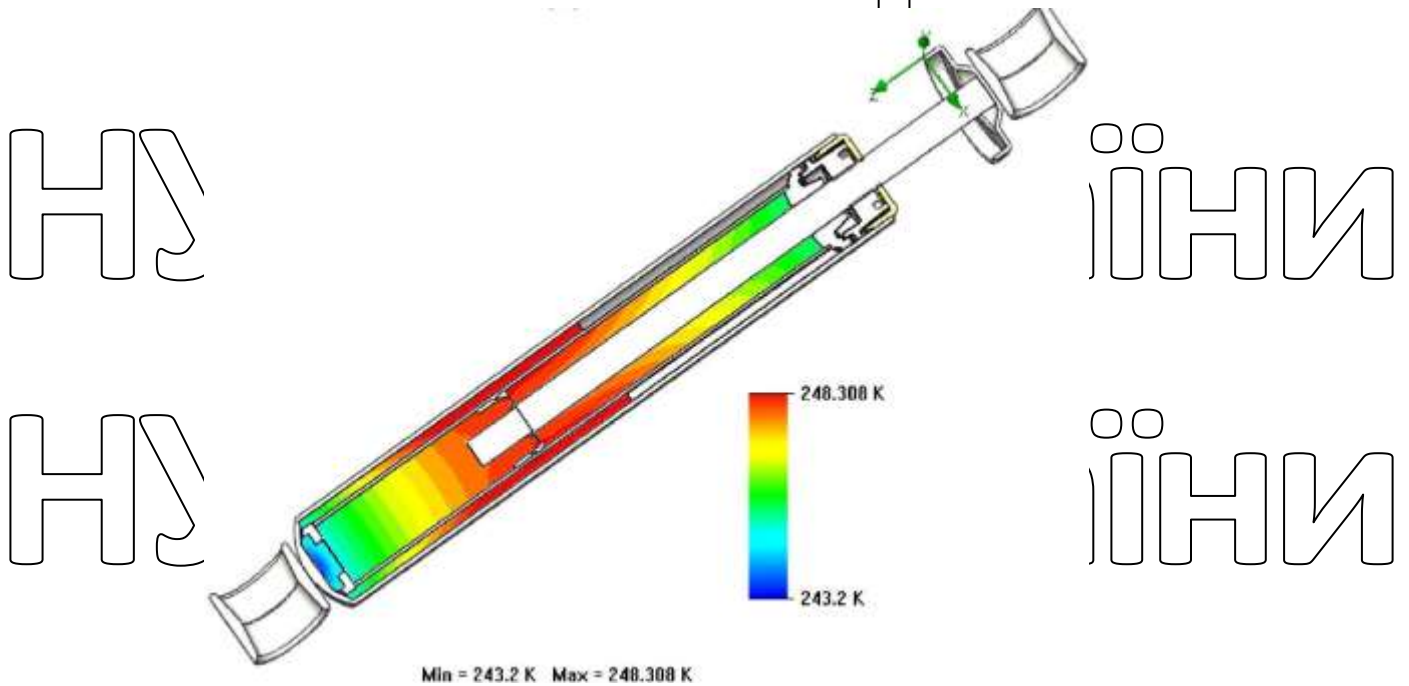


Рис. 2.5 Графічне зображення моделювання температури амортизатора, що встановилася.

На рисунку 2.5 відображено профіль температури амортизатора, що встановилася. Нагрівання рідкого середовища відбувається нерівномірно і досягає граничних значень 248 K (-25 °C) від початкової температури 243 K (-30 °C). Велика частина енергії виділяється в клапанному блоці поршня і нерівномірно розподіляється по стінках компенсаційну камеру, при цьому температура частини рідини в нижній порожнині дорівнює температурі навколишнього середовища.

Однією з функціональних можливостей програмного забезпечення SOLIDWORKS Simulation є можливість прогнозування поведінки моделі гідравлічного амортизатора в реальній експлуатації, а також аналізу значущості різних факторів. Результати аналізу моделювання процесу функціонування амортизатора представлено на рисунку 2.6 і дозволили встановити, що найбільш значущими факторами, що впливають на

температуру амортизаторної рідини, є температура навколишнього середовища, швидкість та величина переміщення штока. На рисунку 2.6 показана залежність зміни температури амортизаторної рідини, що встановилася, від величини і швидкості переміщення штока.

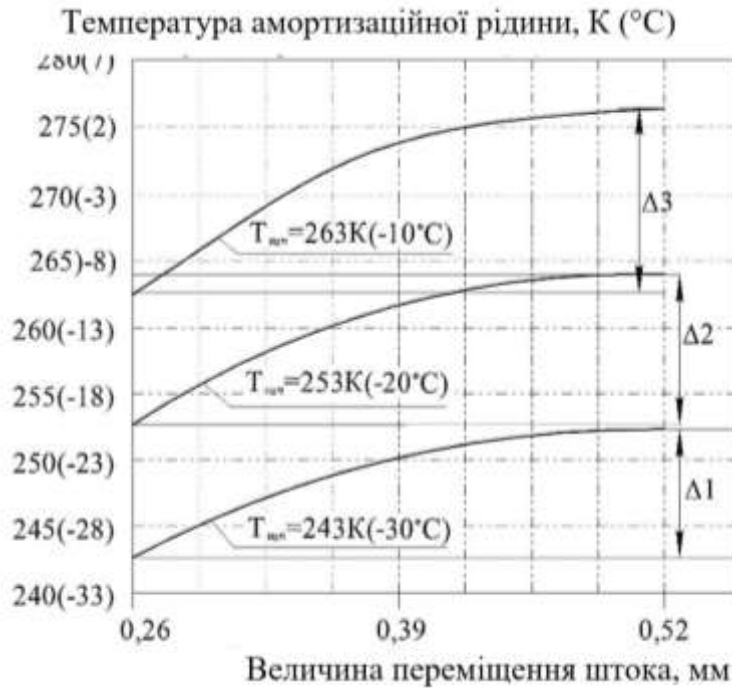
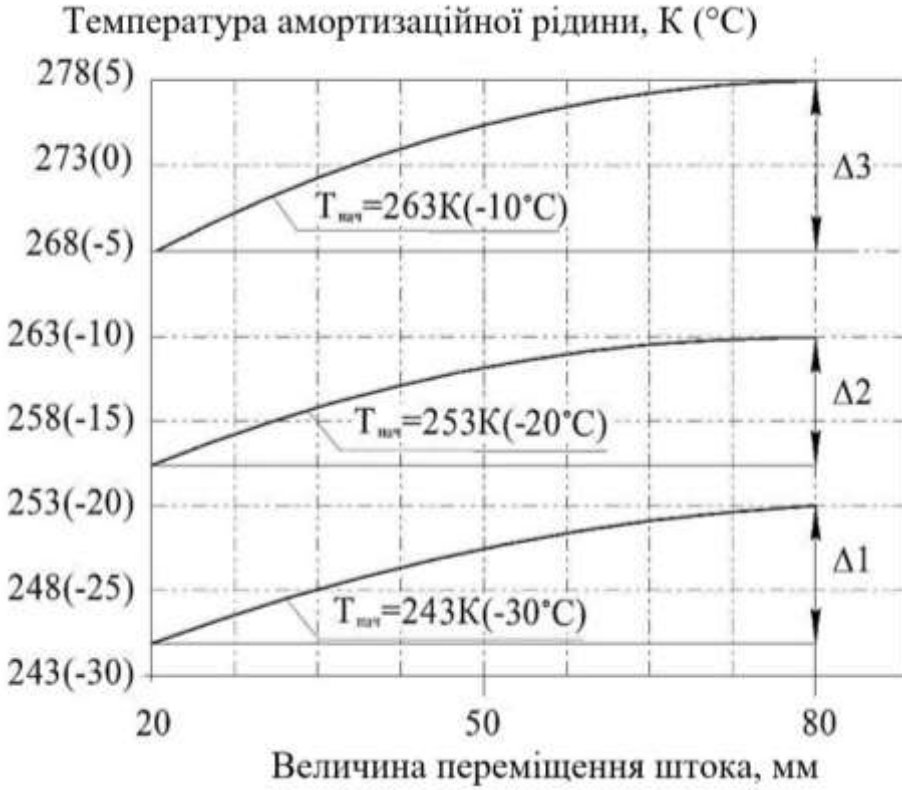


Рис. 2.6 Залежність температури амортизатора, що встановилася, від величини та швидкості переміщення штока

Збільшення температури рідини для амортизації відбувається значно в діапазоні від 20 до 80 мм, і також залежить від початкової температури амортизатора. При $T_{поч}$, що дорівнює 243 К (-30 °С) і 253 К (-20 °С), різниця температур склала 8 К, а при $T_{поч} = 263$ К (-10 °С) дорівнювала 10 К. При величинах ходу менше 20 і більше 80 мм різниця температур склала не більше 1 К і не більше 10 К, що свідчило про досягнення температури, що встановилася.

Одним із найбільш значущих факторів, що впливають на зміну температури амортизаторної рідини, як зазначено раніше, є швидкість переміщення штока, динаміка зміни якої представлена на рисунку 2.6. Аналіз графіків дозволив встановити, що найбільший вплив на зміну температури амортизаторної рідини надає швидкість переміщення штока в діапазоні від 0,26 до 0,52 м/с – 12 К, 13 К та 14 К відповідно за початкових температур 243 К (-30 °С), 253 К (-20 °С) та 263 К (-10 °С).

Всі описані фактори, що мають найбільший вплив на зміну температури амортизаторної рідини, відібрано як значущі для подальших досліджень.

Розроблено математичну модель функціонування гідравлічних амортизаторів, що дозволяє визначити значення сил опору на відбій та стиск залежно від температури навколишньої рідини. Встановлено, що граничні значення сил опору досягають при 246 К (-27 °С) 4022 і 1226 Н на відбій та стиснення відповідно.

Отримано теоретичне рівняння теплового балансу гідравлічного амортизатора в режимі, що встановився. Зміна температури амортизаторної рідини відбувається в межах 4–5 К, а при зниженні зовнішньої температури до 243 К (-30 °С) значення становлять 242 К (-29 °С), 256 К (-17 °С) та 264 К (-9 °С), що свідчить про значний теплообмін поверхонь амортизатора з довкіллям.

На основі отриманих залежностей проведено комбінований розрахунок твердотільної моделі гідравлічного амортизатора в пакеті програм

SOLIDWORKS Simulation, а також встановлені основні фактори, які найбільше впливають на температуру амортизаторної рідини. Нагрів амортизаторної при зміні швидкості переміщення штока становив від 12 до 14 K, а за зміни величини ходу штока – від 8 до 10 K. На підставі

представленого аналізу для подальших досліджень відібрано фактори:

температура навколишнього середовища, величина та швидкість переміщення штока.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

3.1. Загальна програма експериментальних досліджень

Виходячи з поставлених завдань досліджень і теоретичних передумов, викладених у попередніх розділах, основною метою експериментальних досліджень було визначення дослідних даних, що підтверджують раціональність використання обраного способу забезпечення функціонування амортизаторів гідравлічних вантажних автомобілів в умовах низьких температур. Для цього потрібно вирішити такі завдання:

- Виявити залежність зміни сил опору гідравлічних амортизаторів під час експлуатації в умовах низьких температур.
- Зібрати необхідні дані для розрахунку теоретичної моделі функціонування гідравлічного амортизатора та підтвердити її адекватність.
- Використовуючи теоретичні передумови, розробити спосіб забезпечення функціонування гідравлічного амортизатора за низьких температур експлуатації.
- Знайти рівняння зв'язку між вибраним параметром функціонування та температурою рідини для амортизації.

Для вирішення першої та другої поставлених завдань розроблено методику активних експериментів; для реалізації третього завдання визначено план обраного варіанта забезпечення функціонування. Четверте завдання вирішується виходячи з проведення активних експериментів за спеціальною методикою із застосуванням методів статистичної обробки інформації.

Для визначення значущості конкретних факторів на процес

функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів за умов низьких температур проводились лабораторні дослідження. Збір необхідних статистичних даних, а також оцінка впливу умов експлуатації проводилося в результаті активних експериментів в умовах ТОВ «Інвест-Агро» На базі вантажного автомобіля КамАЗ 5320 було змонтовано експериментальне обладнання (рисунок 3.1) щодо попередніх експлуатаційних випробувань. При цьому температура навколишнього середовища була підбрана, виходячи з умов експлуатації автомобіля.

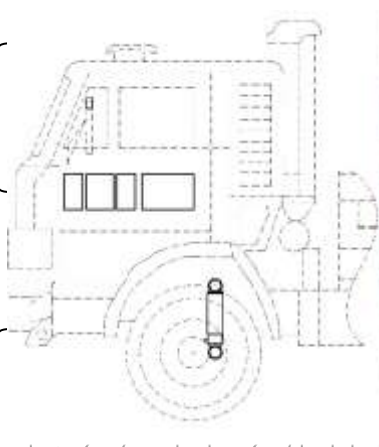


Рис. 3.1 Експериментальне встановлення №1 на базі автомобіля

КамАЗ 5320 із встановленими датчиками контролю температури амортизаторної рідини та температури навколишнього повітря

Установка №1 змонтована на базі автомобіля вантажного КамАЗ 5320, містить у собі вимірювальний комплекс та персональний комп'ютер. Для експериментального підтвердження адекватності розробленої аналітичної моделі, а також дослідження впливу найбільш значущих факторів на параметр функціонування проводилися дослідження в умовах тієї ж лабораторії на лабораторній установці (рисунок 3.2), що включає діагностичний стенд, змонтований на ньому гідравлічний амортизатор і вимірювальну апаратуру.

Виходячи з поставлених завдань роботи при виборі об'єкта експериментального дослідження, для підтвердження викладених у розділі 2

висновків, ґрунтувалися на наступних передумовах:

1. Кількість автомобілів цієї марки, що використовуються на території України, а також в умовах ТОВ «Інвест-Агро» Київської області.
2. Перспективність автомобілів цієї марки.
3. Можливість використання отриманих експериментальних та теоретичних досліджень для вантажних автомобілів інших марок із схожими конструктивними властивостями елементів підвіски.

Відповідно до особливостей, викладених у розділі 1, проблема є актуальною в основному для елементів підвіски вантажних автомобілів виробництва. Відповідно до аналізу складу парку вантажних автомобілів в ТОВ «Інвест-Агро» Київської області, докладно викладеному в главі 1, автомобілі марки КамАЗ є одними з найпоширеніших, у тому числі і в сільському господарстві. Як фізичний об'єкт досліджень було обрано

гідравлічний амортизатор типу П40.3.2905005. Так як у більшості автомобілів марки КамАЗ гідравлічні амортизатори підвіски є ідентичними за конструктивними особливостями та технічними характеристиками, доцільно проводити дослідження саме за амортизаторами типу П40.3.2905005. Враховуючи, що гідравлічні амортизатори підвіски мають як

фізичну, так і геометричну подібність, отримані результати теоретичних та експериментальних досліджень можуть бути поширені на гідравлічні амортизатори інших марок автомобілів.

3.2. Експериментальні установки та обладнання

Отримання попередніх даних, необхідні визначення теплового режиму гідравлічних амортизаторів у різних швидкісних і навантажувальних режимах роботи під впливом умов довкілля, проводилося в три етапи.

На першому етапі на базі вантажного автомобіля КамАЗ було змонтовано вимірювальне обладнання, наведене на рисунку 3.3, для запису даних про поточні умови експлуатації, а також відстеження залежності зміни

температури амортизаторної рідини.

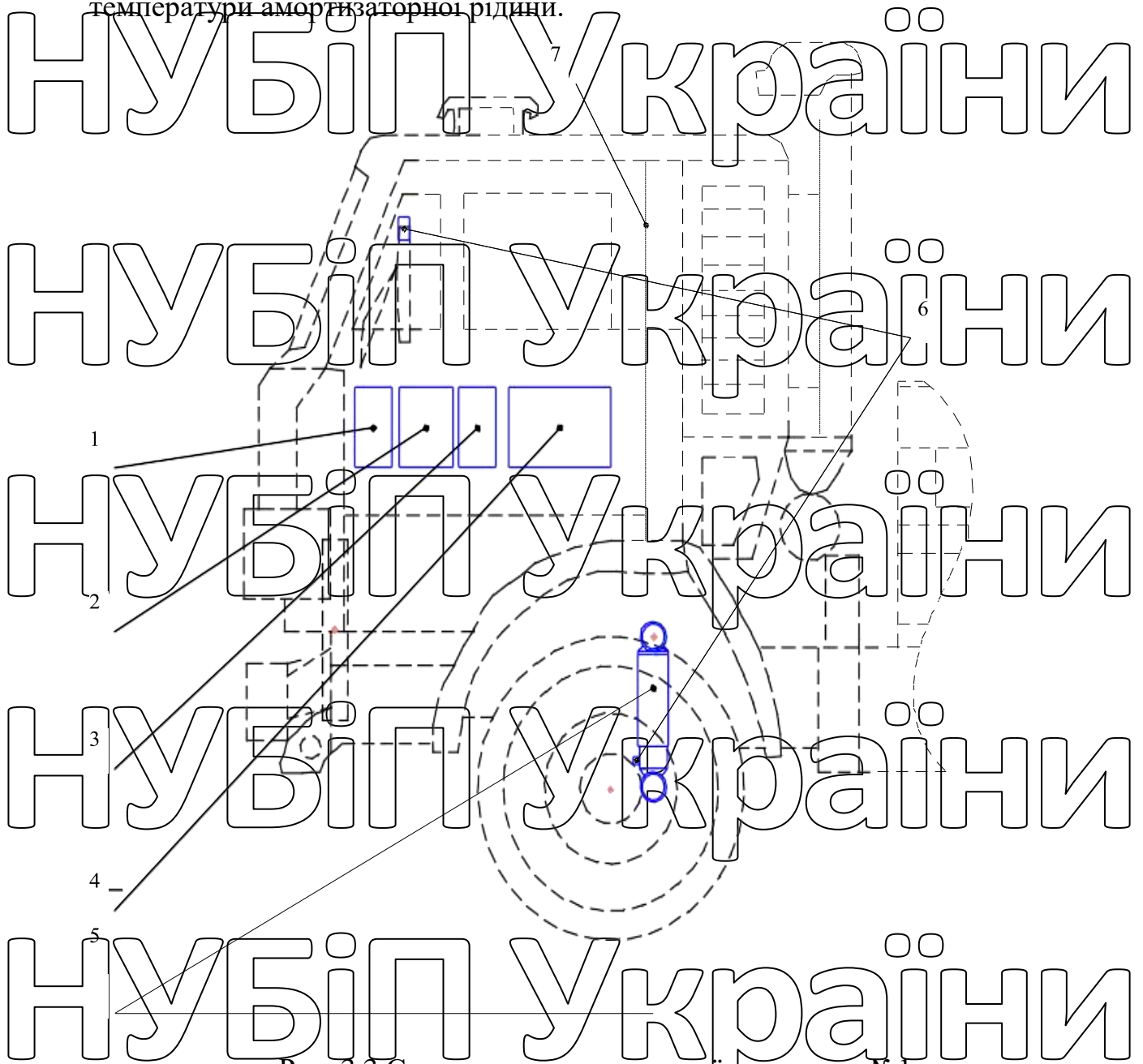


Рис. 3.3 Схема експериментальної установки №1

Установка № 1 змонтована на базі автомобіля 7 і містить пристрій контролю температури 1, перетворювачі інтерфейсів різної модифікації 2 і 3, персональний комп'ютер 4 і термоперетворювачі 6, встановлені в корпусі амортизатора 5.

На рисунку 3.4 представлена схема випробувального стенду з вимірювальним комплексом визначення характеристик гідравлічних амортизаторів підвіски в умовах експлуатації автомобіля.

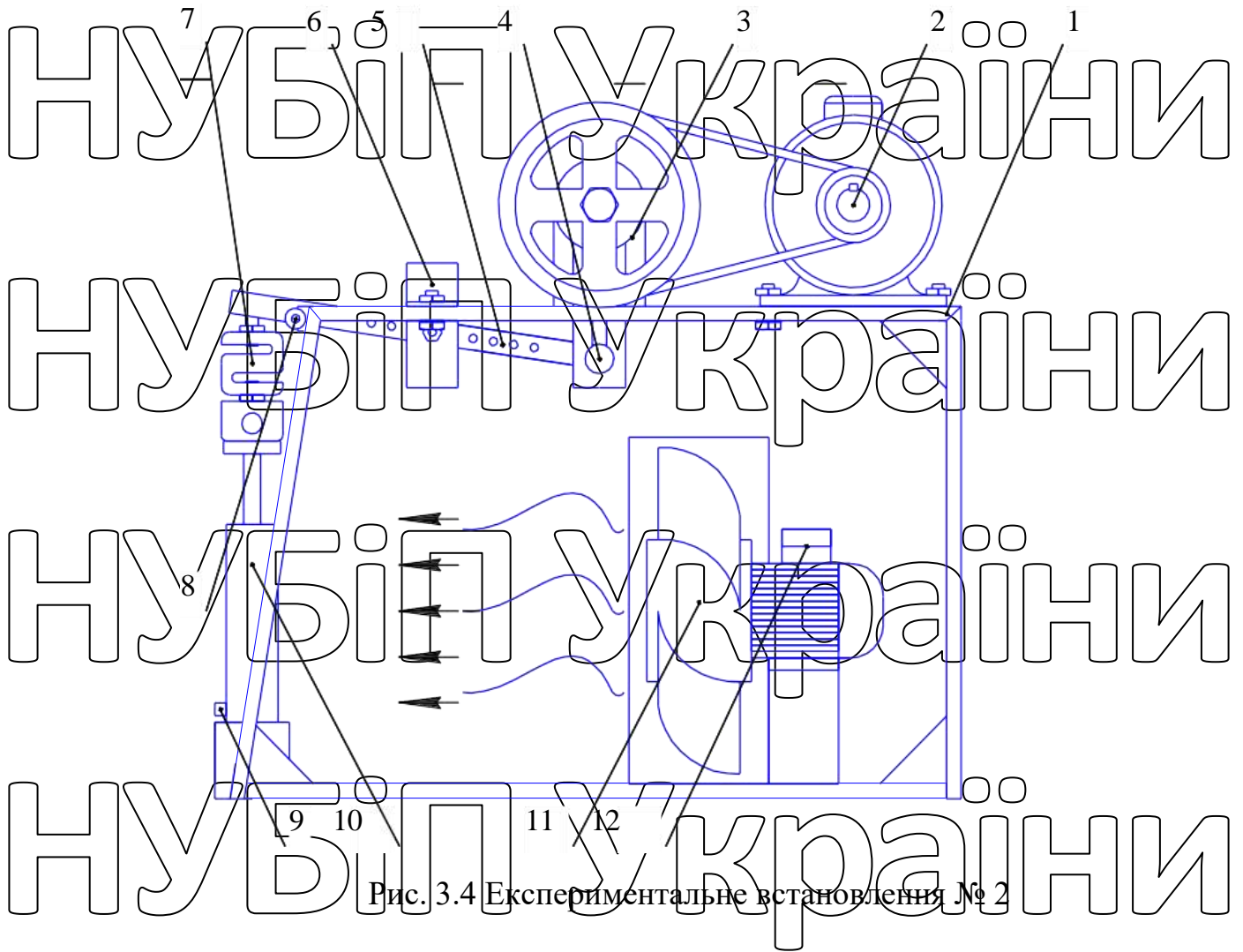


Рис. 3.4 Експериментальне встановлення № 2

Дане вимірювальне обладнання включало термоперетворювачі опору ДТС 034-50М і ДТС 044-50М (датчики температури) різних модифікацій, встановлені в корпус гідравлічного амортизатора і на кабіні автомобіля для контролю температур амортизаторної рідини і навколишнього середовища.

Термоперетворювачі призначені для безперервного вимірювання температури різних робочих середовищ (газу, рідини тощо) та мають клас допуску В (згідно з ДСТУ 6651-2009), тобто, відхилення значень температури, що допускається, дорівнює $\pm 0,3$ °С, що задовольняє потребам вимірювання температури амортизаторної рідини і температури потоку повітря.

Експериментальна установка № 2 працює наступним чином: встановлений на рамі 1 електричний двигун 2 передає через ремінну передачу обертання на кривошипно-шатунний механізм 3. При русі по

напрямних рейках шатун 4 переміщує тягу 5, при цьому перетворюючи обертання електричного двигуна у зворотно-поступальний рух штока амортизатора. Для зміни величини переміщення штока амортизатора в тязі передбачені отвори, розташовані на рівній відстані один від одного, через які фіксується між бічними стінками планки 6, при поздовжньому переміщенні якої величина переміщення штока збільшується або зменшується. Для визначення сил опору відбою та стиснення амортизатора встановлено датчик двосторонньої дії тензометричного типу

7. У режимі функціонування амортизатора проводиться запис кількості переміщень імпульсним датчиком 8. Вимірювач температури 9 встановлений на корпусі амортизатора 10. Вентилятор 11 для створення потоку обдуваючого також оснащений частотним перетворювачем струму 12 і дозволяє регулювати швидкість в заданому діапазоні.

Для зміни швидкості переміщення штока амортизатора був встановлений трифазний векторний перетворювач частоти ВЕСПЕР Е2-8300-005Н потужністю 3,7 кВт., що дозволяє змінювати швидкість в межах від 0,26 до 0,52 м/с. Величина переміщення штока змінювали в діапазоні від 20 до 80 мм з кроком 30 мм.

Для забезпечення обдувного потоку повітря, а також зміни його швидкості був встановлений осьовий вентилятор В06-300 ДСТУ 11442-90. Швидкість повітряного потоку, створювана вентилятором, могла змінюватися в діапазоні до 15 м/с. Зміна швидкості повітряного потоку в заданому діапазоні здійснювалося також векторним перетворювачем частоти ВЕСПЕР Е2-8300-005Н (рисунок 3.5).

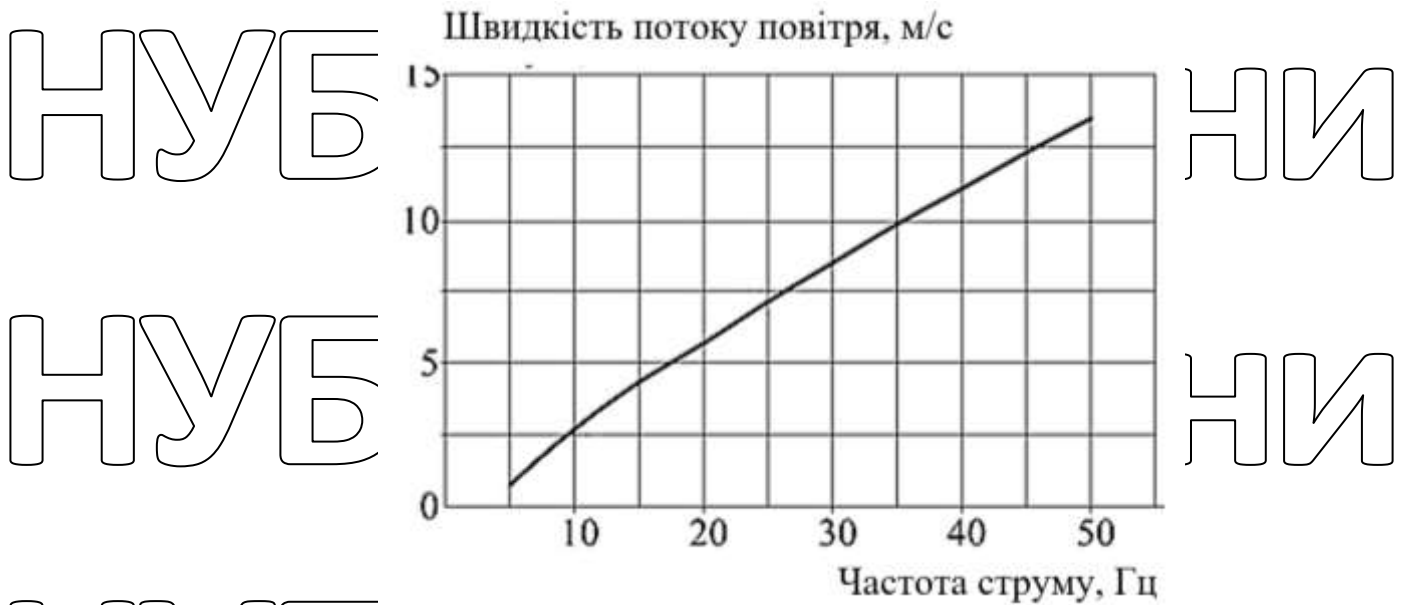


Рис. 3.5 Графік залежності значень поточного параметра на перетворювачі частоти та швидкості потоку повітря

Для визначення залежності між значеннями поточного параметра на перетворювачі частоти та швидкістю потоку повітря, як показано на рисунку 3.5, створюваної вентилятором В06-300, проводили шляхом крокових вимірювань швидкості вітру анемометром марки DT-8894.

3.4 Методика стендових та експлуатаційних випробувань.

Для визначення теплового режиму роботи гідравлических амортизаторів вантажного автомобіля за низьких температур на базі вантажного автомобіля КамАЗ 5320 були проведені експлуатаційні випробування в різних режимах. Умови руху були такі: температура довкілля становила -30°C , -20°C та -10°C відповідно; швидкість руху вибирали виходячи зі швидкісного режиму змішаному режимі руху, що становило 20, 40 і 60 км/год. Автомобіль рухався із зазначеною швидкістю без завантаження та в режимі номінального завантаження, що становить не менше 5 т.

Далі через восьмиканальний пристрій контролю температури УКТ 38 Щ 4-ТП і через перетворювачі інтерфейсів ОВЕН АС-2М та АС-4

реалізовувалася зв'язок та безперервний запис значень у створену базу даних за допомогою SCADA-системи OWEN PROCESS MANAGER (OPM) – програмне забезпечення, призначене для здійснення зв'язку ПК з приладами OWEN.

Порядок виконання роботи:

1. Запуск двигуна.
2. Увімкнення приладу.
3. Запуск програми "Owen process manager".
4. Початок руху автомобіля із встановленою швидкістю без завантаження, а також із номінальним завантаженням не менше 5 т.
5. Триразове вимірювання температури амортизаторної рідини та температури навколишнього середовища з внесенням значень до попередньо створеного електронного документа в ПК.
6. При переході на інший режим руху та зміні ступеня завантаженості здійснювалася зупинка, створення нового файлу та далі рух у заданому режимі.

Випробування проходили в діапазоні температур навколишнього повітря від 243 К (-20°C) до 263 К (-10°C) і швидкості потоку повітря, що обдуває, до 15 м/с. Швидкість переміщення штока амортизатора змінювалася від 0,26 до 0,52 м/с, з кроком 0,13 м/с; величина переміщення штока в діапазоні від 20 до 80 мм з кроком 30 мм. Всі параметри за величиною та швидкістю переміщення штока амортизатора також відповідали ДСТУ 34339-2017 Автомобільні транспортні засоби. Амортизатори телескопічні гідравлічні. Технічні вимоги та методи випробувань.

На розробленому стенді проводили випробування амортизаторів за певною розробленою методикою з використанням обладнання для вимірювання сил опору на ходах відбою та стиснення. Вимірювальне обладнання включає ті ж прилади і перетворювані для вимірювання температури амортизаторної рідини та навколишнього середовища, а також

кількості імпульсів. Для вимірювання сил опору на відбій та стиск використовували S-подібний тензометричний датчик К-16А двосторонньої дії. Для передачі сигналу від тензометричного датчика застосовано модуль введення сигналів тензодатчиків MB110-1ТД спільно з перетворювачем інтерфейсу ОВЕН АС-

4. Для здійснення зв'язку та безперервного запису значень використовували попередньо створену базу даних за допомогою тієї ж системи SCADA.

Порядок виконання роботи:

1. Увімкнення приладів, створення електронних баз даних для запису показань до електронного файлу.

2. Запуск програми "Owen process manager".

3. Запуск лабораторної установки та вихід на робочий режим функціонування.

4. Автоматизована реєстрація температури у контрольованих точках з інтервалом 2 с.

5. Автоматизована реєстрація кількості рухів штока амортизатора.

Автоматизована реєстрація сил опору на ходах відбою та стиску.

В аналогічних лабораторних умовах проводилися дослідження з використанням експериментальної установки № 2. Для забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів проводили зміну складу амортизаторної рідини шляхом поетапного введення модифікатора в дизельне паливо ДТ-З-К5 від 5 до 25% від загального об'єму амортизаторної рідини загального обсягу 475 мл. Режим функціонування відповідав режиму випробувань, описаному у пункті 3.3.2.

Порядок виконання роботи:

1. Увімкнення приладів, створення електронних баз даних для запису показань до електронного файлу.

2. Запуск програми "Owen process manager".

3. Запуск лабораторної установки та вихід на режим функціонування.

4. Автоматизована реєстрація температури у контрольованих точках з інтервалом 2 с.

5. Автоматизована реєстрація кількості рухів штока

амортизатора

6. Автоматизована реєстрація сили опору на ходах відбою та стиску.

7. Заміна амортизаторної рідини зі зміненим складом модифікатора та проведення випробувань у відповідному режимі.

3.3. Методика планування експериментів. Вибір відгуку, числа факторів та рівнів варіювання

При виборі параметра функціонування на підставі поставлених завдань дослідження проводили відповідно до наявних рекомендацій [44], відповідно до яких було необхідно отримати експериментальні дані про енільний вплив групи факторів, а саме швидкості переміщення штока, величини переміщення штока, температури навколишнього середовища, технічного стану амортизатора, в'язкості амортизаторної рідини на сили опору на відбій та стиснення гідравлічного амортизатора.

Для проведення цього вибору враховувалися основні вимоги до параметра оптимізації: доступність виміру, можливість кількісної міри оцінки та її однозначність, ефективність та однозначність у статистичному значенні, а також його суттєвість при всіх станах об'єкта, що досліджується [52,54].

Вибір визначальних чинників проводили залежно від умов:

1. Керуваність — можливість встановлення та підтримки обраного потрібного рівня фактора постійним протягом усього досвіду або його зміна за заданою програмою.

2. Незалежність – можливість встановлення факторів на будь-якому рівні незалежно від інших рівнів.

3. Сумісність – здійсненність та безпека всіх запланованих комбінацій факторів.

4. Безпосередній зв'язок із функцією відгуку. Отже, як фактори, що впливають, були обрані:

- швидкість переміщення штока амортизатора;
- величина переміщення штока амортизатора;
- температура навколишнього середовища.

Технічний стан амортизатора підтримувався постійному, оскільки амортизатор використовували абсолютно новий. При цьому робили контроль на наявність витоків амортизаторної рідини, а також огляд дзеркала штока.

У процесі розгляду та поєднання факторів встановлено наступне:

температура навколишнього середовища значно впливає на в'язкість амортизаторної рідини, отже, умова незалежності не дотримується.

Для проведення подальших досліджень необхідне встановлення основних інтервалів варіювання. Вони вибиралися з урахуванням певних обмежень:

1. Інтервал варіювання має бути більшим за похибку, з якою визначається фактор.

2. Рівні варіювання (верхні та нижні) не повинні виходити за межі області визначення фактора.

За основний рівень варіювання прийняли температури навколишнього повітря в найхолодніший період зими (у січні) на підставі результатів спостережень, представлених у 1-му розділі, у період з 2020 по 2021 р.

Середня мінімальна температура найхолоднішого місяця (січня) на території Новосибірської області складає $-17,3^{\circ}\text{C}$. Нижній рівень відповідав

мінімальній температурі, а верхній – максимальній низькій температурі січня за поданий період. За результатами попередніх експериментів враховувалося також, що робота амортизатора стає практично неприпустимою з нижче -

27°C.

Рівень варіювання швидкості переміщення штока амортизатора встановлено на основі пункту 5.5 ДСТУ 34339-2017 Автомобільні

транспортні засоби. Амортизатори телескопічні-гідрравлічні. Технічні вимоги та методи випробувань. У даній методиці передбачено, що максимальна

швидкість переміщення штока амортизатора становить 0,52 м/с, що є верхнім рівнем, а нижнім рівнем варіювання буває мінімальна швидкість при випробуваннях 0,26 м/с.

Основний рівень варіювання, в відповідно з пунктом 5.5.1.1 поданої технічної документації, величина переміщення штока амортизатора має бути

не менше 80% повного ходу амортизатора, але не більше 100 мм, у випробуваннях він становив 80 мм, а мінімальний 20 мм, з кроком 30 мм.

Оскільки між відгуком та впливом вибраних факторів немає конкретного виду зв'язку [...], доцільно застосувати апроксимацію відгуку поліномом

другого ступеня:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (3.1)$$

де b_0 – вільний член;

$b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{13}, b_{23}$ - розрахункові коефіцієнти регресії;

x_1, x_2, x_3 - незалежні змінні (чинники).

Для оцінки всіх коефіцієнтів за невеликого інтервалу факторів дослідження проводять за планом факторного експерименту, в якому змінні

варіюються на трьох рівнях.

В результаті порівняння існуючих планів за критеріями D-, E-, A-і Q-оптимальності було обрано композиційний симетричний трирівневий план №

34 [52, 94]. Планом передбачено проведення 14 дослідів із варіюванням обраних факторів (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1

Найменування факторів	Рівні варіювання факторів		
	нижній	основний	верхній
Температура навколишнього повітря $T (X_1), ^\circ\text{C}$	Мінус 30	Мінус 20	Мінус 10
Швидкість переміщення штока $V_{шт}(X_2), \text{м/с}$	0,26	0,39	0,52
Величина переміщення штока $L_{шт}(X_3), \text{мм}$	20	50	80

Позначивши через F_{ib} і F_{in} відповідно верхнє та нижнє значення фактора

F_i , Зробимо перехід до більш зручним безрозмірним змінним X_i :

$$X_i = \frac{F_i - (F_{ib} - F_{in}) / 2}{(F_{ib} - F_{in}) / 2}, \quad (3.2)$$

де X_i - значення байдужої змінної, що відповідає довільному рівню.

Відповідно до виразу (3.2) отримаємо: для верхнього рівня $X_i = +1$;

основний рівень $X_i = 0$; нижнього рівня $X_i = -1$. Виключивши 1, представимо

відповідно $+$; 0 ; $-$. На підставі вищевикладеного виписемо матрицю планування експерименту згідно з планом № 34 [52,94] (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2

Матриця плану експерименту

№ п/п	Номер доїду	Чинники		
		F_1	F_2	F_3
1	13	-	-	-
2	10	-	-	+
3	5	-	+	-
4	6	-	+	+
5	1	+	-	-
6	7	+	-	+

7	3	+	+	00
8	12	+	+	+
9	11	0	0	-
10	8	0	0	+
11	14	0	-	00
12	2	0	+	0
13	4	-	0	0
14	9	+	0	0

3.4. Похибка вимірювань та обробка експериментальних даних

Під час проведення експериментальних досліджень оцінки функціонування гідравлічних амортизаторів використовували прилади та устаткування, що відповідає державним стандартам. Лабораторна установка №2 виконана відповідно до вимог до випробувальних стендів ДСТУ 34339-2017. Відповідно до пункту 5.1.3 вимоги до вимірювань та вимірювальної апаратури такі:

- Похибка вимірювання температури амортизатора не повинна перевищувати $\pm 2^{\circ}\text{C}$
- Комплекс вимірювальної та записуючої апаратури стенду для запису робочих діаграм амортизаторів повинен забезпечувати визначення значень сил опору з похибкою трохи більше 2%. Загальна похибка визначення сил опору амортизатора має перевищувати $\pm 5\%$.

Розмір сумарної похибки результатів експерименту складається з помилок різної категорії. Для кожної категорії помилок в ході експерименту та обробки його результатів потрібні спеціальні методи оцінки. Виникнення систематичних помилок відбувається через недосконалість застосовуваних методів або вимірювальних приладів по певним обумовленим причинам по законам і в певному напрямі. Систематичні помилки можливо виявити при проведенні регулярних перевірочних та регулювальних робіт

вимірювальних приладів. Ці помилки можна розглядати як поправки до показань приладів як похибки.

Для зниження величини похибки вимірювань було прийнято рішення використовувати сучасну, з актуальним періодом перевірки приладів, що має відповідні сертифікати на вимірювальну апаратуру, а також відповідні вимогам державних стандартів методики.

Відповідно, величина похибок при вимірі основних параметрів температур амортизаторної рідини та навколишнього повітря була меншою за 1 К, що відповідає представленим рекомендаціям [94]. При вимірюваннях значень сил опору похибка вимірювань також була меншою за 0,5 Н.

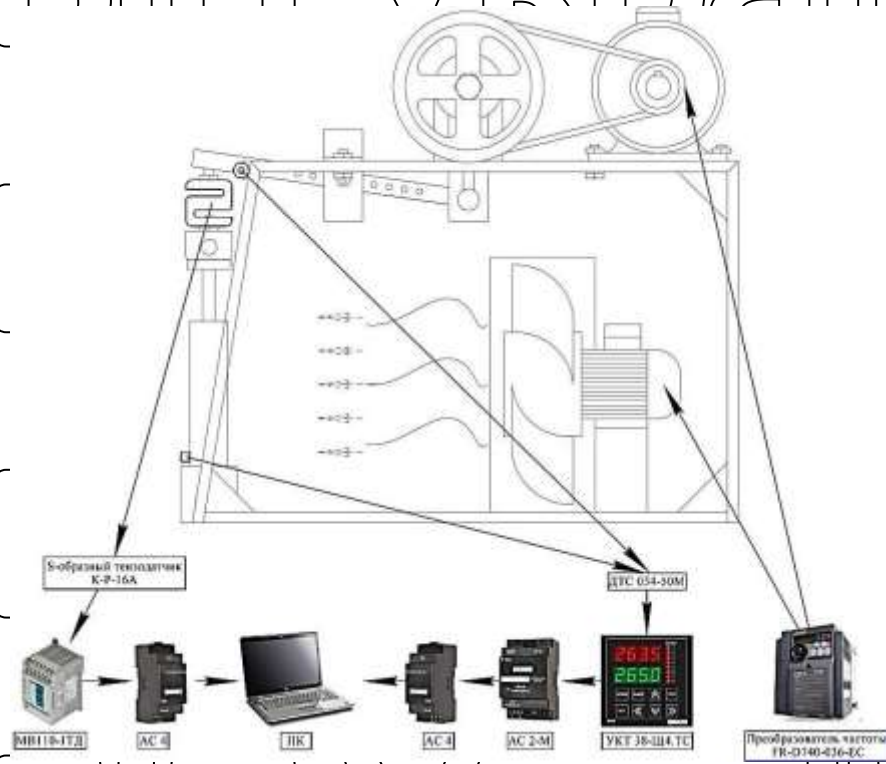


Рис. 3.6 Схема структури вимірювального комплексу експериментальної установки №2

Під час проведення експериментальних досліджень закономірностей зміни сил опору гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів за умов низьких температур реєструвалися поточні значення наступних параметрів:

- сили опору амортизаторів на відбій та стиск;

температура амортизаторної рідини;
Температура навколишнього середовища;
Схема структури вимірювального комплексу та підключення обладнання та приладів представлена на рисунку 3.6.

Вимірювання значень температур амортизаторної рідини та навколишнього повітря відбувалося при використанні термоперетворювачів опору ДТЗ 044 - 50М та ДТЗ 034 - 50М різних типів та виконання. Термоперетворювачі, що використовуються, призначені для безперервного вимірювання температури різних середовищ, наприклад, газової, рідинної та інших, і мають клас допуску В відповідно до ДСТУ 6651-2009, тобто, величина припустимого відхилення значень температури дорівнює $\pm 0,3$ °С, що загалом задовольняє умовам точності вимірювання температури амортизаторної рідини. Датчики температури є термочутливими елементами опору, всередині розташовані контакти з проводами, які поміщені в герметичний захищений корпус. Зовнішні висновки використовуються для підключення до вимірювального приладу. Вимірювальними приладами перетворення сигналів датчика були восьмиканальні пристрої контролю температури УКТ-38Щ4ТС. Даний прилад контролю температури призначений для побудови автоматичних систем контролю виробничих технологічних процесів та повністю відповідає вимогам ДСТУ 34339-2017 при проведенні експерименту (таблиця 3.5). Для проведення автоматичної реєстрації температури та запису їх на персональний комп'ютер інформація з приладу УКТ-38Щ4ТС додатково оброблялася у перетворювачах інтерфейсів АС2-М та АС4.

Перетворювач типу АС2-М використовувався передачі даних від приладів ОВЕН, оснащених інтерфейсом RS-485. Зазначений перетворювач дозволяє переводити дані, одержувані від приладу за інтерфейсом, у поширені формати даних - цілочисельні та з плаваючою точкою та передавати їх на запит від майстра мережі. Для логічного зв'язку та налаштування даного перетворювача використовували програму

"Конфігуратор АС 2-М", призначену для завдання значень параметрів конфігураційних перетворювача за допомогою персонального комп'ютера.

Для з'єднання перетворювача АС2-М із персональним комп'ютером у ланцюг включений автоматичний перетворювач інтерфейсів АС4,

призначений для взаємного електричного перетворення сигналів інтерфейсів USB та RS-485 із забезпеченням гальванічної ізоляції входів між собою.

Логічний зв'язок перетворювача АС4 із вільних СОМ-портом комп'ютера забезпечувався спеціальним драйвером, встановленим на персональний

комп'ютер. Основні технічні характеристики перетворювачів інтерфейсу

АС2-М та АС4 представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Технічні характеристики пристроїв для вимірювання температури амортизаторної рідини та перетворювачів інтерфейсу

Найменування	Значення
1	2
ПММ - К3, ПММ - К4	
Діапазон робочих температур, °С	-50...+180
Номинальний струм, ма	0,5
Схема з'єднань	трипровідна, силіконова, кабель RFM
УКТ/38-Щ4	
Номинальна напруга живлення,	220
Кількість каналів контролю вхідних параметрів	2 - 8
Тривалість циклу опитування 8 датчиків приладом ТС/ТП, з	3,6/2,2
Інтерфейс зв'язку з комп'ютером	RS-232
АС 2-М	
Живлення	
Діапазон змінної напруги живлення	
Напруга, В	90 - 245
Частота, Гц	47 - 63
Максимальна споживана потужність, ВА	0,5
Інтерфейс RS-485	
Швидкість передачі, біт/с	2400 - 115200
Підтримувані протоколи	ОВЕН
Кількість приладів у мережі, не більше	32

АС 4	
Живлення	
Постійна напруга (на шині USB),	4,75 - 5,25
Споживана потужність, ВА не більше	0,5
Інтерфейс USB	
Стандарт інтерфейсу	2.0
Довжина лінії зв'язку із зовнішнім пристроєм, м не більше	0,3
Швидкість обміну даними, біт/с, до	115200
Інтерфейс RS-485	
Кількість приладів у мережі, не більше	32

Вимірювання сил опору на відбій і стиск проводили при використанні комплексу обладнання, що включає тензометричний датчик К-Р-16А і модуль введення сигналів МВ110-224.1ТД тензометричних датчиків. Передача сигналів та її запис на персональний комп'ютер проводилися за наведеною раніше схемою, крім перетворювача сигналу АС2-М.

Тензометричний S-подібний датчик К-Р-16А являє собою чутливий елемент, що перетворює механічну силу стиснення або розтягування в електричний сигнал. Потім отриманий електричний сигнал передається в блок МВ110-224.1ТД. Прилад МВ110-224.1ТД має один вимірювальний канал для підключення одного датчика тензометричного.

Безперервний запис значень у створену базу даних проводили за допомогою SCADA-системи Openprocessmanager (OPM), що є програмним забезпеченням для здійснення зв'язку персонального комп'ютера з приладами ОВЕН, підключеними через перетворювачі інтерфейсів ОВЕН модифікації АС2-М і АС 4. База даних надалі та опис технологічних процесів, а також збереження цих описів на цифровому носії для подальшої обробки та використання. Запуск процесів на виконання передбачав опитування всіх приладів, включених у представлену схему (див. рис. 3.6) з періодичністю, що окремо задається для кожного з приладів, відображення результатів опитувань та збереження зазначених значень в файли.

Після завершення всіх описаних раніше вимірювань параметрів, дані

були перетворені на стандартний формат, підтримуваний пакетом програм Microsoft Office Excel. Потім значення сил опору на відбій і стиск конвертували і записували у файл відповідно до етапу експериментів.

Характеристики та основні параметри приладів для запису сил опору представлені у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6
Технічні характеристики пристроїв вимірювання сил опору гідравлічних амортизаторів.

Найменування	Значення
1	2
К-Р-16А	30
Вид сили, що перетворюється	розтягування/стиск
Напруга живлення, що рекомендується, (В)	5 – 12
Діапазон робочих температур, °С	- 30 ... +5 0
Діапазон вимірів, кг:	1000
МВІ 10-224.1ГД	00
Напруга живлення приладу, В	90 – 245 змінного струму (номінальна напруга 220 В) частотою 47 – 63 Гц 20 – 60 постійного струму (номінальна напруга 24)
Максимальна швидкість обміну інтерфейсу RS-485, біт/с	115200
Потужність, Вт	< 5
Кількість вимірювальних каналів	1

Для визначення коефіцієнтів рівняння регресії проводили розрахунок коефіцієнтів методом скалярного добутку відповідного рядка матриці на вектор спостережень. Підрахунок проводили через систему рівнянь:

$$\hat{\theta}_0 = N^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y}_i + a^* \cdot \sum_{m=1}^m \sum_{i=1}^N X_{m,i}^2 \cdot \bar{Y}_i; \quad (3.9)$$

$$\hat{\theta}_i = a^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{i,i} \cdot \bar{Y}_i; \quad (3.10)$$

$$\hat{\theta}_{ii} = a^* \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y}_i + (r^* - P^*) \cdot \sum_{m=1}^m \sum_{i=1}^N X_{m,i}^2 \cdot \bar{Y}_i + P^* \cdot \sum_{i=1}^i \sum_{m=1}^m X_{m,i}^2 \cdot \bar{Y}_i; \quad (3.11)$$

$$\hat{\theta}_{ij} = P^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{iu} \cdot X_{ij} \cdot Y; \quad (3.12)$$

де X_{iu} , X_{ij} – відповідні коефіцієнти з матриці коефіцієнтів X , наведені у таблиці 3.3. Значення відповідних величин N^* , r^* , a^{-1} ; a^* ; P^* ; P^{-1}

приймалися з ковараційно-кореляційних матриць відповідно до джерела.

6. Визначали дисперсію коефіцієнтів регресії:

$$S^2 \{Q_0\} = N^* \cdot S_i^2; \quad (3.13)$$

$$S^2 \{Q_{ii}\} = r^* \cdot S_i^2; \quad (3.14)$$

$$S^2 \{Q_i\} = a^{-1} \cdot S_i^2; \quad (3.15)$$

$$S^2 \{Q_{ij}\} = a^* \cdot S_i^2. \quad (3.16)$$

Для перевірки статистичної значущості коефіцієнтів регресії за t -критерієм шляхом визначення довірчого інтервалу для того чи іншого коефіцієнта регресії використовували вираз

$$\Delta b = \pm \frac{t \cdot S}{\sqrt{N}}; \quad (3.17)$$

Дисперсію адекватності характеризує розсіювання експериментальних значень щодо розрахункових, визначали за знайденим рівнянням регресії:

$$S_{ad}^2 = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{Y} - \bar{Y}_p)^2}{N - (k - 1)}, \quad (3.18)$$

де \bar{Y} – розрахункове значення відгуку в i -му рядку;

k – кількість факторів.

Для перевірки адекватності одержуваної моделі використовували методику за критерієм Фішера (F -критерій):

$$S_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{воспр}^2}, \quad (3.19)$$

Якщо умови адекватності дотримуються, то розрахунковий критерій F_p має бути меншим за теоретичний F_t .

Використання рівняння регресії як розрахункової формули є можливим лише за його перетворенні до іменованих величин, тобто. під час виконання процедури розкодування. Для розкодування рівняння регресії підставляємо коефіцієнти регресії у закодованому вигляді:

– при перетворенні лінійних членів рівняння:

$$b_i x_i = \frac{b_i}{\varepsilon_i} X_i - \frac{b_i}{\varepsilon_j} X_{0i}, \quad (3.20)$$

– при перетворенні членів рівняння, що містять взаємодії:

$$b_{ij} x_i x_j = \frac{b_{ij}}{\varepsilon_j \varepsilon_i} (X_i X_j - X_i X_{0j} - X_j X_{0i} + X_{0i} X_{0j}) \quad (3.21)$$

– при перетворенні квадратичних членів рівняння:

$$b_{ij} x_i^2 = \frac{b_{ij}}{\varepsilon_i^2} (X_i^2 - 2X_i X_{0i} + X_{0i}^2) \quad (3.22)$$

де x_i – кодоване значення фактора;

X_i, X_j – натуральне значення фактора;

X_{0i}, X_{0j} – натуральне значення фактора;

ε_{ij} – натуральне значення інтервалу варіювання фактора

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{X_{ij}^{\max} - X_{ij}^{\min}}{2} \quad (3.23)$$

де X_{ij}^{\max} – значення фактора на верхньому рівні;

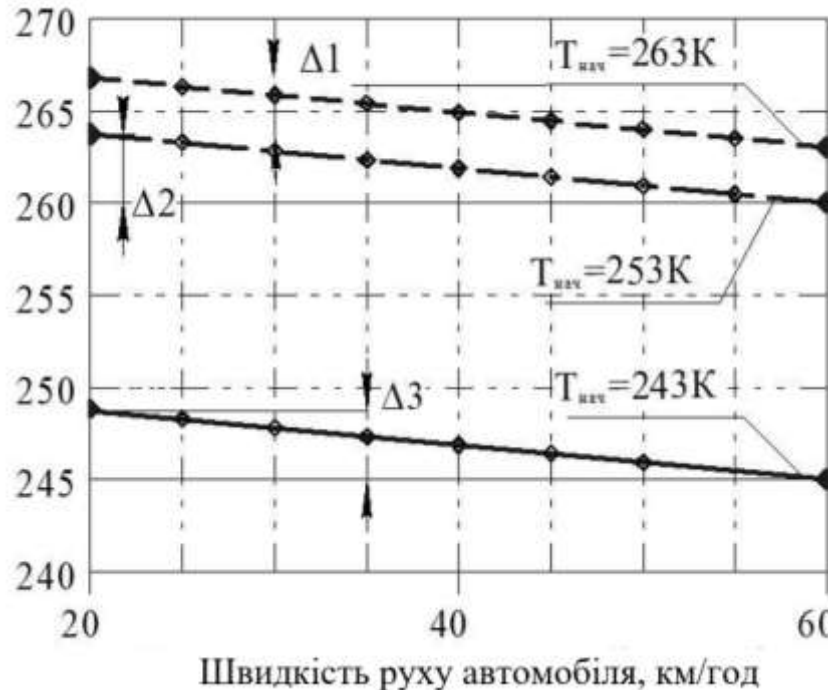
X_{ij}^{\min} – значення фактора на нижньому рівні.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Дослідження рівноважної температури гідравлічного амортизатора

На першому етапі метою досліджень було визначення впливу різних навантажувальних та швидкісних режимів роботи, а також умов навколишнього середовища на зміну температури гідравлічних амортизаторів підвіски. Відповідно до методики, викладеної в розділі 3, для визначення температури амортизаторів підвіски, що встановилася, на базі вантажного автомобіля КамАЗ-5320 було змонтовано вимірвальне обладнання і були проведені експериментальні дослідження в режимі реальної експлуатації. Результати проведених випробувань представлені рисунку 4.1.

Температура амортизаторної рідини, К



$T_{\text{поч}} = 263 \text{ К } (-10^\circ \text{ C}), \Delta 1 = 4 \text{ К}; T_{\text{поч}} = 253 \text{ К } (-20^\circ \text{ C}),$

$\Delta 2 = 5 \text{ К}; T_{\text{поч}} = 243 \text{ К } (-30^\circ \text{ C}), \Delta 3 = 4 \text{ К}$

Рис. 4.1 Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від швидкості пересування автомобіля

У процесі досліджень функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в залежності від температури навколишнього середовища встановлено, що процес функціонування амортизаторів при низьких температурах супроводжується незначним нагріванням амортизаторної рідини від 1 до 4 К. Це пов'язано з тривалим впливом повітря, що обдуває, із зовнішніми поверхнями амортизатора, а також низькою ефективністю його функціонування, що призвело до значних до втрат теплоти в навколишнє середовище. Збільшення швидкості руху вантажного автомобіля з 20 до 60 км/год супроводжувалося зниженням температури амортизаторної рідини, що встановилася. Однак дана залежність спостерігалася тільки в діапазоні початкових температур $T_{\text{поч}}$ від 243 К (-30 °С) до 263 К (-10 °С) і швидкості руху не більше 60 км/год. При температурах навколишнього середовища нижче

243 К (-30 °С) та швидкості руху автомобіля більше 60 км/год, температура амортизаторної рідини практично не змінювалася і не перевищувала значень температури навколишнього середовища.

Аналогічно і при швидкості руху автомобіля до 20 км/год і температури навколишнього середовища 243 К (-30 °С) нагріву амортизаторної рідини так само не відбувалося у зв'язку з низькою ефективністю переміщення елементів підвіски.

Виявлено, що досягнення температури, що встановилася, рівномірно у всьому діапазоні низьких температур. Визначено, що у представленому діапазоні температур навколишнього середовища величини нагріву ($\Delta 2$ та $\Delta 3$) амортизаторів не перевищили 4 К, а в діапазоні від 253 до 263 К величина нагріву $\Delta 3$ становила 4 К. Характер зміни температури амортизаторної рідини має нелінійну залежність. В результаті експлуатаційних випробувань також встановлено час стабілізації температури, що становить понад 35 хв в описаному діапазоні температури навколишнього повітря.

На підставі отриманих результатів можна зробити наступний висновок:

при експлуатації вантажних автомобілів, оснащених гідравлічними амортизаторами, існує проблема, пов'язана з порушенням теплового режиму амортизаторів гідравлічних вантажних автомобілів в досліджуваному діапазоні низьких температур. Як описано раніше в розділах 1 та 2, зміна теплового режиму гідравлічного амортизатора впливає збільшення в'язкості робочої рідини. Отже, використання вантажних автомобілів у кліматичних умовах із тривалим впливом низької температури у різних дорожніх та швидкісних режимах руху збільшує теплообмін із навколишнім середовищем та поверхнями амортизаторів. Збільшення значень в'язкості амортизаторної рідини погіршує функціонування амортизаторів, що іноді призводить до часткового або повного блокування переміщення робочих елементів амортизаторів та елементів підвіски.

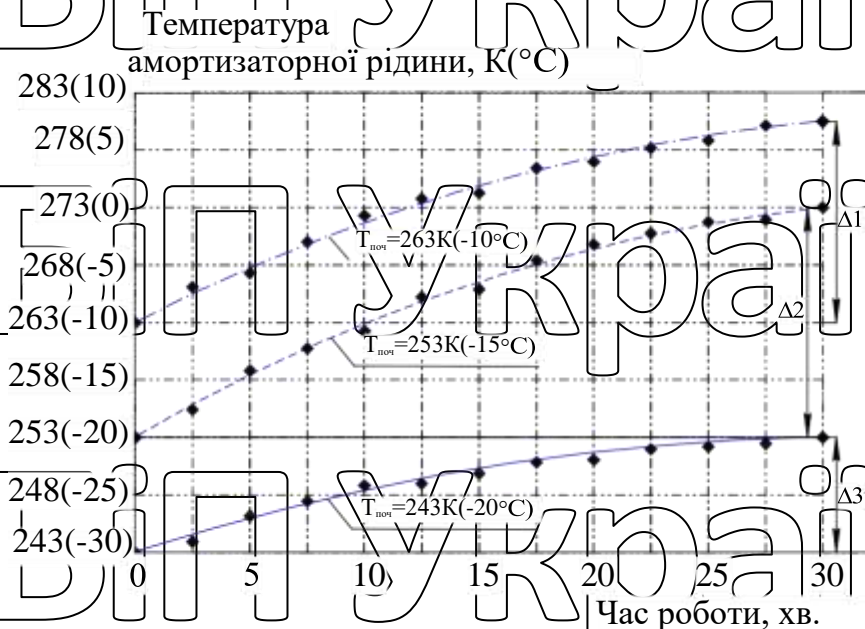
4.2. Результати стендових випробувань гідравлічних амортизаторів за умов низьких температур

Для підтвердження теоретичних передумов, викладених у розділі 2, а також при виявленні основних факторів, що впливають на параметри функціонування гідравлічних амортизаторів, було проведено стендові випробування. За основу взято методику випробувань, викладену в третьому розділі, а також комплекс вимірювального обладнання з випробувальним стендом.

Для визначення часу досягнення температури амортизаторної рідини, що встановилася, режим випробувань був наступний: при постійній швидкості переміщення штока 0,52 м/с, величині переміщення штока амортизатора 80 мм і швидкості обдувного потоку повітря 5 м/с амортизатор функціонував у безперервному режимі. Результати випробувань представлені на графіку залежності температури амортизаторної рідини, що встановилася, від часу роботи амортизатора і свідчать про те, що температура амортизаторної рідини досягала позначки 280 К (крива 1) при початковій

температурі навколишнього повітря в $T_{\text{поч}} = 263 \text{ K}$ лише через 30 хв роботи на величину Δ . При температурах експлуатації 253 К (крива 2) діапазон зміни температури аналогічний кривою 1 і становить близько 0,6 К за хвилину.

Однак у разі, коли початкова температура була 243 К (крива 3), величина $\Delta 3$ склала близько 0,3 К за хвилину, що свідчить про зниження ефективної роботи гідравлічних амортизаторів. Після досягнення 30 хв збільшення температури амортизаторної рідини припинялося, що було моментом виходу агрегату на стабільний тепловий режим. Порівняння значень $\Delta 1$, $\Delta 2$ та $\Delta 3$ дозволило встановити, що найбільш інтенсивне зростання температури амортизаторної рідини можливе при температурах експлуатації не нижче 253 К (-20°C).



$T_{\text{поч}} = 263 \text{ K} (-10^\circ\text{C})$, $\Delta 1 = 18 \text{ K}$; $T_{\text{поч}} = 253 \text{ K} (-15^\circ\text{C})$, $\Delta 2 = 19 \text{ K}$;

$T_{\text{поч}} = 243 \text{ K} (-20^\circ\text{C})$, $\Delta 3 = 10 \text{ K}$

Рис. 4.2 Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від часу роботи амортизатора

Одним із найбільш значущих факторів, що визначають ефективність роботи гідравлічних амортизаторів, є швидкість переміщення штока. Для дослідження впливу зміни швидкості переміщення штока на температуру амортизаторної рідини проведено серію експериментів, результати яких представлені на рисунку 4.3.

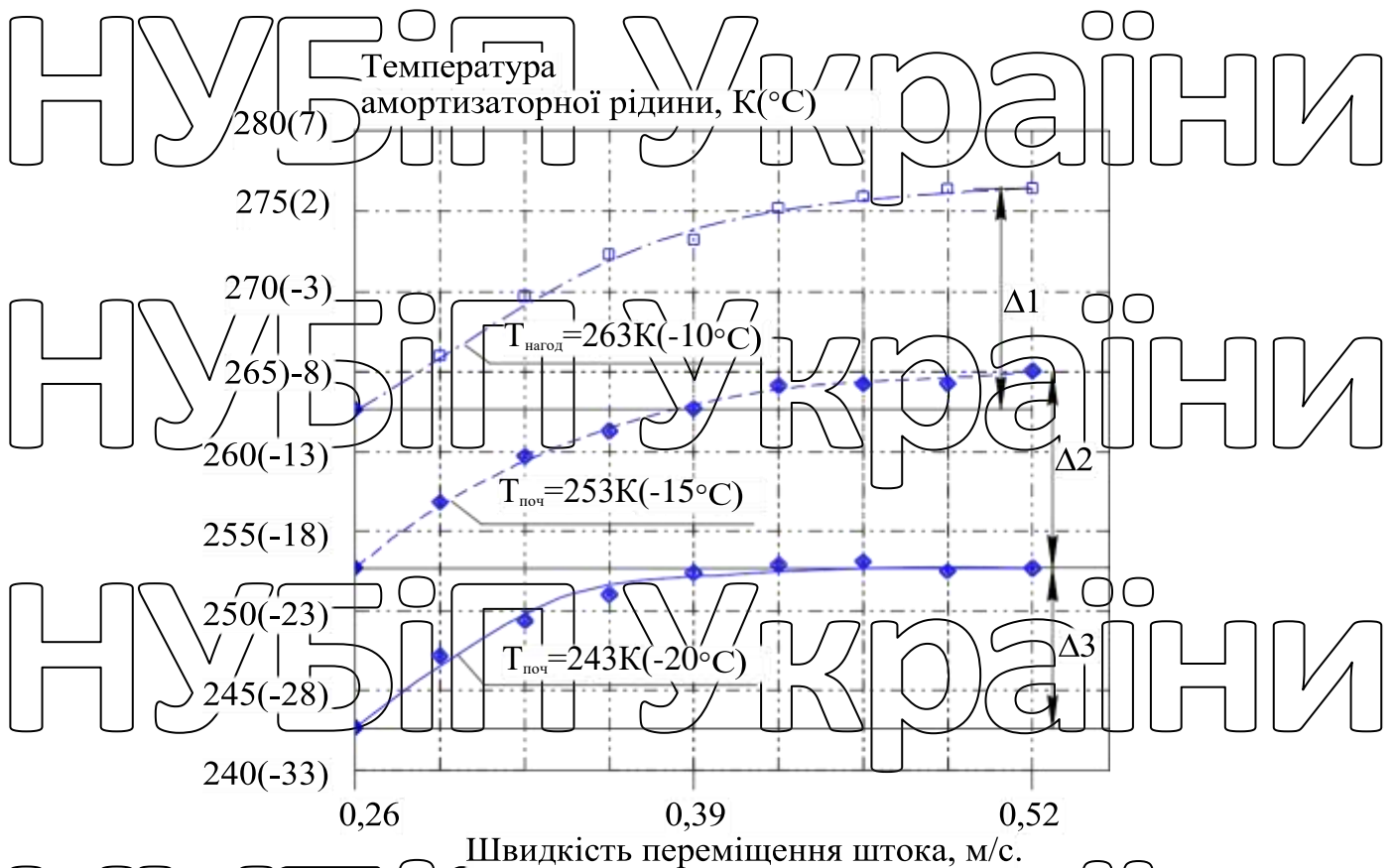


Рис. 4.3 Залежність температури амортизаторної рідини, що встановилася, від швидкості переміщення штока

В результаті експериментів встановлено, що зі збільшенням швидкості переміщення штока відбувається найбільш інтенсивне зростання температури амортизаторної рідини, проте крайнім значенням є швидкість 0,52 м/с. Аналіз рисунку 4.3 дозволив встановити, що з початкової температури $T_{\text{поч}}$, що дорівнює 243 К (крива 3), зміна температури спостерігалася від 0,26 до 0,52 м/с, а різниця у показаннях у середньому склала 10 К. При збільшенні швидкості переміщення штока більше 0,52 м/с нагрівання рідини практично не відбувалося, що свідчило про досягнення температури амортизаторної рідини, що встановилася.

Кривими 1 і 2 зображено зміну температур амортизаторної рідини при початкових температурах $T_{\text{поч}} = 253\text{ К}$ і $T_{\text{поч}} = 263\text{ К}$. Аналіз залежностей показав, що різниця температур $\Delta 1$ та $\Delta 2$ однакова та їх значення

дорівнювали 14 К та 15 К. Це свідчило про значне нагрівання амортизаторної рідини. При цьому дроселювання рідини проходило в безперервному режимі без блокування рухомих елементів.

Було виявлено також, що максимальна різниця між початковою температурою, що дорівнює температурі навколишнього середовища, та температурою амортизаторної рідини, досягнутої в результаті функціонування амортизатора, при зміні швидкості переміщення штока в діапазоні від 0,39 до 0,52 м/с склала 278 К (15 °С).

Для визначення залежності зміни температури амортизаторної рідини від величини переміщення штока проведені стендові випробування зі зміною величин діапазону від 80 до 20 мм з кроком 30 мм.

На рисунку 4.3 зображена залежність зміни температури амортизаторної рідини, що встановилася, від величини переміщення штока, що дозволяє встановити, що при аналогічних початкових температурах випробувань $T_{\text{поч}} = 243\text{K}(-30\text{ }^{\circ}\text{C})$ і $T_{\text{поч}} = 253\text{K}(-20\text{ }^{\circ}\text{C})$ нагрівання амортизаторної рідини відбувається з однаковим. Як показано на рисунку 4.3, криві 1, 2 та 3 описують нелінійну зміну температури амортизаторної рідини. При величині ходу штока 20 мм і початкових температурах $T_{\text{поч}} = 243\text{K}(-30\text{ }^{\circ}\text{C})$ і $T_{\text{поч}} = 253\text{K}(-20\text{ }^{\circ}\text{C})$ різниця температур склала 2,5 К. Зміна величини ходу штока до 50 мм супроводжувалося більш інтенсивним нагріванням амортизаторної рідини, що склало в середньому до 8 К. При величині ходу штока 80 мм нагрівання досягав значень 253 і 263 К відповідно.

Аналіз динаміки зміни сил опору показав, що температура амортизаторної рідини, при якій досягаються граничні значення сил опору на відбій $F_{\text{від}} = 4022\text{ Н}$ і стиснення $F_{\text{ст}} = 1226\text{ Н}$ становить 246 К (-27 °С). Як показано на графіку, непрацездатний стан гідравлічних амортизаторів настає з позначки, позначеної точкою $F_{\text{пред}}$. Встановлено, що значення сил опору на відбій змінюються в діапазоні від 3230 до 4550 Н, при максимальному принудимому значенні 1226 Н амортизаторів у наведеному діапазоні

низьких температур та змінюється нелінійно.

Викладені у пункті 4.1. та 4.2 дослідження дозволили встановити, що основними факторами, що впливають на сили опору гідравлічних амортизаторів, є швидкість та величина переміщення штока.

В результаті експериментів також було встановлено, що навіть після 30 хв роботи амортизаторів при значенні температури навколишнього повітря 243 К нагрівання амортизаторної рідини не перевищив 253 К, отже температура навколишнього повітря значно впливає на функціонування гідравлічних амортизаторів.

Поданий етап досліджень присвячений визначенню впливу факторів на сили опору, а також їхнього спільного впливу на значення відгуку.

Оскільки відомо, що між силою опору амортизаторів на відбій і стиснення і основними факторами, такими як швидкість і величина переміщення штока, а також температурою навколишнього середовища існує функціональний зв'язок, в результаті досліджень було реалізовано композиційний симетричний трирівневий план для трьох факторів. В результаті досліджень та регресійного аналізу отримано рівняння регресії, представлене у розкодованому вигляді виразом:

$$F \equiv 3283,5 + 975,9T + 142,3v_{ам} - 19,1L_{шт} + 1,8T^2 - 25,2v_{ам}^2 + 0,13L_{шт}^2 - 151,2Tv_{ам} + 0,03TL_{шт} - 25,8v_{ам}L_{шт} \quad (4.1)$$

де T – температура довкілля, К;

$v_{ам}$ – швидкість переміщення штока гідравлічних амортизаторів, м/с;

$L_{шт}$ – величина переміщення штока, мм.

У наведеному рівнянні (4.1) за значущістю фактори розподіляються в наступній послідовності: T – температура експлуатації, $v_{ам}$ – швидкість переміщення штока гідравлічних амортизаторів, $L_{шт}$ – величина переміщення штока, отже температура навколишнього середовища є основним фактором.

Представлена модель пройшла статистичну обробку з використанням методик, описаних раніше, на підставі яких можна стверджувати: гіпотезу адекватності, описану рівнянням (4.1), можна вважати вірною за

результатами проведених експериментів з ймовірністю 95% при значеннях значеннях $S_{ад}^2 = 12,7$; $S_{В}^2 = 14,8$; $F_{р} = 2,145$ при табличному значенні F-критерію 2,7. При суміщенні теоретичної та експериментальної кривих залежності зміни сил опору гідравлічного амортизатора від температури амортизаторної рідини, як зазначено на рисунку 4.6, математичну модель можна вважати адекватною з високим ступенем точності при величині похибки менше ніж 5%.

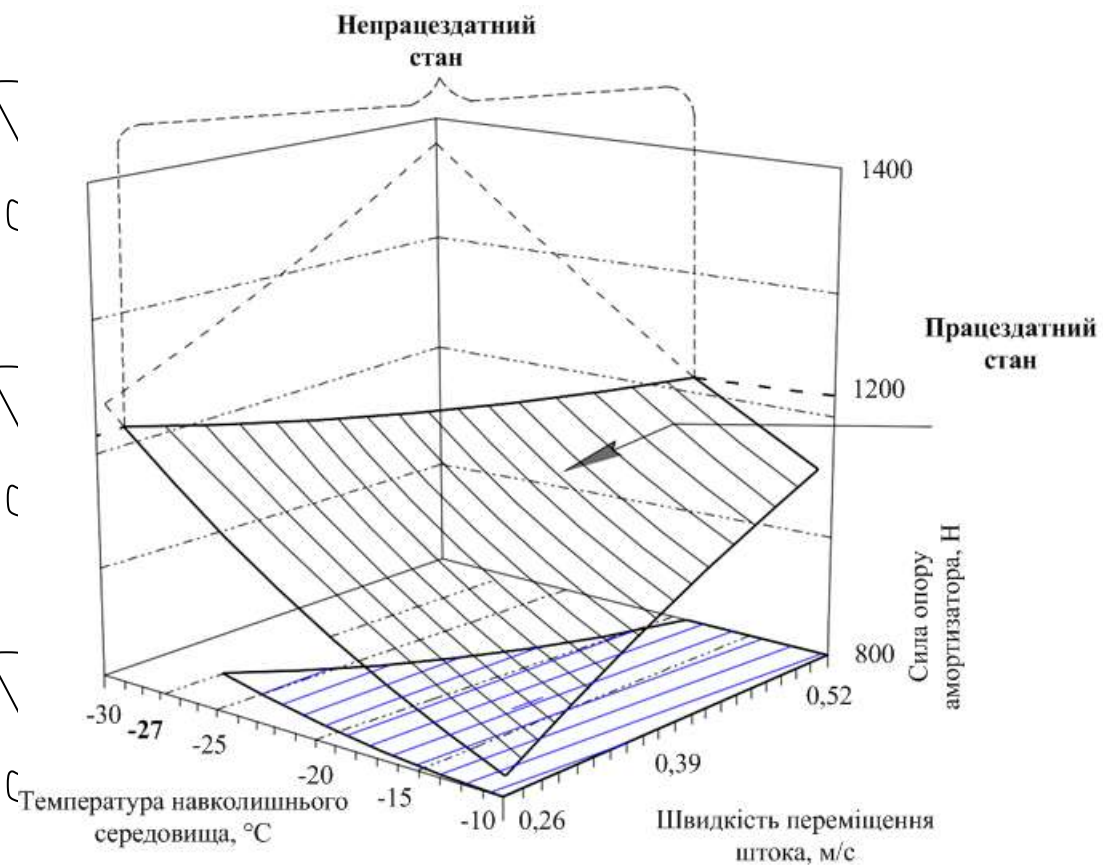


Рис. 4.7 - Залежність сили опору на стиск гідравлічного амортизатора в залежності від температури навколишнього середовища та швидкості переміщення штока

Зображення на рисунку 4.7 залежність свідчить про те, що сила опору на стиск збільшується зі зниженням температури до 243 К (-30 °С) і виходить за граничне значення сил опору, зазначене у конструкторській документації заводом-виробником. Лінією рисунку відзначена зона виходу за границі

значення сил опору. Також зі збільшенням швидкості переміщення штока найбільші значення сил опору досягаються при швидкості 0,52 м/с і має лінійну залежність.

4.3. Експериментальна перевірка способу забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів

На підставі наведених висновків та проведених випробувань, поданих у розділі 4.2, вдалося встановити, що при зниженні температури амортизаторної рідини відбувається збільшення сил опору при функціонуванні амортизатора через збільшення в'язкості амортизаторної рідини. Встановлено також, що існує функціональна залежність між силами опору амортизаторів та в'язкісно-температурними характеристиками робочої рідини. Отже, забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів можливе шляхом забезпечення в'язкості рідини амортизатора. З вищевикладеного метою даного етапу було розробка методу забезпечення функціонування амортизаторів вантажних автомобілів з урахуванням застосування амортизаторної рідини з модифікованим складом.

Одним із способів зниження в'язкості робочої рідини амортизаторів у виробничих умовах, на наш погляд, може бути додавання деякої кількості малов'язких рідин, наприклад дизельного палива ДТ-З-К5 для заданого діапазону температур навколишнього середовища. Як встановлено раніше, під час тривалої (більше 30 хв) експлуатації амортизаторна рідина нагрівається не більше ніж на 4 К при температурі експлуатації нижче 243 К (-30°C), що є недостатнім для забезпечення функціонування амортизаторів при саморозігріві, що надалі впливає на збільшення опору переміщенню рухомих елементів підвіски.

Для обґрунтування складу модифікованої рідини було розроблено методику на основі описаних раніше передумов. На першому етапі для виявлення необхідного співвідношення амортизаторної рідини та дизельного

палива при використанні штатного гідравлічного амортизатора моделі П40.32905005 амортизаторну рідину АЖ-12Т додавали дизельне паливо ДТ-3-К5 від 5% і більше загального обсягу робочої рідини 475 мл. Для визначення найбільш придатного складу використовували описану раніше експериментальну установку №2. Випробування проводили при температурі навколишнього середовища, що дорівнює 243 К (-30 °С).

В результаті випробувань отримано залежність зміни сил опору гідравлічного амортизатора при різному вмісті дизельного палива в загальному обсязі рідини, що амортизатора яка зображена на рисунку 4.8.

Аналізуючи дані залежності зміни сил опору на відбій ($F_{\text{від}}$) та стиснення ($F_{\text{ст}}$) встановлено, що при додаванні дизельного палива в діапазоні від 5 до 20 % дозволило знизити значення сил опору, однак їх значення перевищували максимальні встановлені технічною документацією значення відбій 4022 Н і стиск 1226 Н (заштриховані області малюнків 4.8 та 4.9). Зі збільшенням вмісту дизельного палива до 25% значення сил опору на відбій та стиск зменшилися практично до граничних допустимих значень і склали 4030 та 1343 Н відповідно. На рисунку 4.9 представлені залежності зміни значень сил опору амортизатора з робочими рідинами АЖ-12Т та модифікованої із вмістом 25% дизельного палива ДТ-3-К5.

4.4. Технологія забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів за умов низьких температур

Існуюча технологія технічного обслуговування автомобілів включає додаткові операції технічного обслуговування з підготовки автомобілів до експлуатації в холодну пору року при низьких температурах навколишнього повітря. Необхідність у проведенні технічного обслуговування обумовлена фізико-хімічними властивостями матеріалів, що використовуються в агрегатах автомобілів. Характерною роботою при технічному обслуговуванні підвіски є заміна мастильного матеріалу відповідно до хімотологічної картки.

Однак у переліку робіт, що виконуються при технічному обслуговуванні підвіски, не передбачені роботи з перевірки функціонування гідравлічних амортизаторів та заміни стандартної рідини на амортизаторну з покращеними в'язкісно-температурними властивостями.

Реалізація виконаних досліджень щодо забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів, що використовуються у сільському господарстві за низьких температур, можлива шляхом впровадження у технологію технічного обслуговування додаткових операцій.

Для цього було розроблено технологічну карту технічного обслуговування гідравлічних амортизаторів, представлену в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1
Технологічна карта технічного обслуговування гідравлічних амортизаторів автомобіля КамаЗ, загальна трудомісткість 49 людей

Номер виконаної роботи	Найменування та зміст роботи	Трудомісткість, люд.-хв	Прилади, інструмент, пристрої, модель, тип	Технічні вимоги та вказівки
1	2	3	4	5
1	Очистити амортизатор від пилу і бруду, зняти з автомобіля	6	Встановлення для мийки автомобіля щітково-струминна М-127, М-129, ключ накидний 24,	
2	Встановити на діагностичний стенд, перевірити функціонування та дати попередній висновок про технічний стан	3	Стенд для визначення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів	Сили опору перевіряють при швидкості переміщення штока в 0,52 м/с та порівнюють зі значеннями, рекомендованими заводом-виробником
3	Зняти з амортизатора захисний кожух, очистити отвори для розбирання амортизатора	3	Лопатка монтажна, викрутка, щітка по металу, пістолет для подачі стисненого повітря	При демонтажі рекомендується замінювати гумові втулки амортизаторів при наявності виробітку або при виявленні тріщин

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
4	Відкрити гайку кріплення сальникового вузла, витягнути шток з поршнем	2	Прийняття для демонтажу гайки амортизатора вантажних автомобілів Jonnesway AN050021 49642	
5	Злити амортизаторну рідину у спеціальну ємність, визначити візуально її стан	3	Циліндр мірний із пластмасовою пробкою ДСТУ 7851	Колір рідини повинен бути однорідним, жовтого відтінку, без сторонніх частинок, стружки тощо
6	Вилучити компенсаційної камери робочий циліндр клапанним вузлом	2	Ванна ВСт 1500 ДСТУ 23695-94 ганчір'я	
7	Очистити елементи амортизатора, промити дизельним паливом, оглянути стан пружини та дискового клапана на наявність тріщин чи пошкоджень	7	Ванна ВСт 1500 ДСТУ 23695-94 ганчір'я	
8	Встановити робочий циліндр в компенсаційну камеру	2		
9	Приготувати модифікований склад рідини	7	Циліндр мірний із пластмасовою пробкою ДСТУ 7851	Приготувати склад у співвідношенні 75% амортизаторної рідини АЖ-12Т та 25% дизельного палива ДТ-3-К5
10	Залити склад рідини в компенсаційну камеру і робочий циліндр.	2	Циліндр мірний із пластмасовою пробкою ДСТУ 7851	
11	Встановити шток з поршнем в робочий циліндр	2		

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
12	Встановити сальниковий вузол, закрутити верхню гайку	3	Пристрій для демонтажу гайки амортизатора вантажних автомобілів Jonnesway AN050021 49642	
13	Встановити амортизатор на стенд, дати попрацювати протягом 1-3 хв.	4	Стенд для визначення експлуатаційних характеристик гідравлічних амортизаторів	
14	Встановити захисний кожух	2	Лопатка монтажна, викрутка	
15	Встановити амортизатор на автомобіль, затягнути болти кріплення амортизатора	3	Ключ динамометричний 6100150 ДСТУ Р 51254-99 (ГО 6789-92), торцева головка 1/2 на 24, лопатка монтажна	Момент затяжки має становити 176-216 Н·м

4.5. Оцінка техніко-економічної ефективності виконаних досліджень.

Відповідно до рекомендацій [37] оцінку техніко-економічної ефективності досліджень проводили в умовах експлуатації вантажних автомобілів при низьких температурах у вигляді зіставлення техніко-економічних параметрів базової та запропонованої технологій.

Для цього пропонується розраховувати годинну продуктивність автомобіля-самоскида з працюючими гідравлічними амортизаторами за виразом.

$$W = \frac{q_{\text{ном}} \cdot \gamma \cdot \beta \cdot v_{\text{т}}}{I_{\text{в}} + \beta \cdot v_{\text{т}} \cdot t_{\text{пр}}}, \text{ т/ГОД} \quad (4.2)$$

де W - вантажопродуктивність вантажного автомобіля, т;

β - коефіцієнт використання пробігу;

$v_{\text{т}}$ - середня технічна швидкість, км/ГОД;

I_B - довжина їздки з вантажем, км;
 $t_{пр}$ - час простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням, год.

$$W = \frac{(13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 70)}{(37 + 0,51 \cdot 70 \cdot 0,5408)} = \frac{394,485}{56,307} = 7,005 \text{ т/год}$$

У разі, коли гідравлічні амортизатори непрацездатні, середня технічна швидкість перевезення вантажів знижується на 15 км/год [39], відповідно година продуктивність автомобіля-самоскида з непрацездатними гідравлічними амортизаторами складе:

$$W = \frac{(13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 55)}{(37 + 0,51 \cdot 55 \cdot 0,5408)} = \frac{309,953}{52,169} = 5,942 \text{ т/год}$$

Добова продуктивність автомобіля-самоскида з працездатними гідравлічними амортизаторами розраховується за формулою:

$$W_d = \frac{q_{ном} \cdot \gamma \cdot \beta \cdot v_T \cdot T_H}{I_B + \beta \cdot v_T \cdot t_{пр}}, \text{ т/добу} \quad (4.3)$$

де T_H - тривалість часу у наряді, год.

$$W_d = \frac{(13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 70 \cdot 8)}{(37 + 0,51 \cdot 70 \cdot 0,5408)} = \frac{3155,88}{56,307} = 56,047 \text{ т/добу}$$

Добова продуктивність автомобіля-самоскида з непрацездатними гідравлічними амортизаторами дорівнює:

$$W_{d(н)} = \frac{(13 \cdot 0,85 \cdot 0,51 \cdot 55 \cdot 8)}{(37 + 0,51 \cdot 55 \cdot 0,5408)} = \frac{2479,62}{52,169} = 47,530 \text{ т/добу}$$

При цьому неврахована продуктивність складе:

$$\Delta W_{(н)} = W_d - W_{d(н)}, \text{ грн}$$

$$\Delta W_{(н)} = 56,047 - 47,530 = 8,517 \text{ т/добу}$$

Відповідно до стандартної технології автомобіль перевозить на добу 47,530 т., отже, неврахована продуктивність дорівнюватиме різниці добової продуктивності з працездатними і з непрацездатними гідравлічними амортизаторами і складе 8,517 т/добу.

При дослідженні теплового режиму функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів в залежності від низьких температур

навколишнього середовища встановлено, при русі зі швидкістю від 20 до 60 км/год різниця температур не перевищувала 4 К. При температурах навколишнього середовища нижче 243 К (-30°C) та швидкості руху автомобіля понад 60 км/год температура амортизаторної рідини практично знижувалася до температури довкілля. Час досягнення рівноважної температури становив понад 35 хв.

При дослідженні впливу зміни швидкості руху штока визначено, що найбільша різниця температур досягалася при швидкості 0,52 м/с. При початкових температурах $T_{\text{поч}} = 243 \text{ К}$, $T_{\text{поч}} = 253 \text{ К}$ та $T_{\text{поч}} = 263 \text{ К}$ різниця температур становила 10 К, 14 і 15 К відповідно.

В результаті досліджень зміни ходу штока амортизатора в діапазоні від 20 до 80 мм вдалося встановити незначне (від 2,5 до 8 К) збільшення температури амортизаторної рідини при початкових температурах 243 і 253 і 263 К відповідно.

При дослідженні впливу температури навколишнього середовища на сили опору амортизаторів вантажних автомобілів виявлено, що при 246 К (-17°C) вони перевищують значення сил, встановлених заводом-виробником $F_{\text{від}} = 4022 \text{ Н}$ і $F_{\text{ст}} = 1226 \text{ Н}$.

Розроблено та експериментально досліджено спосіб, що дозволяє забезпечити функціонування гідравлічних амортизаторів вантажних автомобілів, що використовуються у сільському господарстві, за рахунок застосування модифікованої амортизаторної рідини у виробничих умовах.

Встановлено, що використання модифікованої рідини із вмістом дизельного палива ДТ-3-К5 до 25% від загального обсягу дозволяє зменшити значення сил опору на відбій та стиск до допустимих значень, що склали 4030 та 1343 Н відповідно. Описана рідина в пропорції 25% дизельного палива ДТ-3-К5 і 75% амортизаторної рідини АЖ-12Т від загального обсягу 475 мл дозволяє

забезпечувати функціонування гідравлічних амортизаторів з допустимими відхиленнями від еталонних значень сил опору до 4% при ресурсах.

Використання модифікованої рідини можливе в діапазоні низьких

температур до 243К (-20°C), 238К (-25°C), 233К (-30°C) зі збільшенням вмісту модифікатора. Однак збільшення вмісту модифікатора у загальному обсязі амортизаторної рідини вимагатиме проведення додаткових експериментальних досліджень.

Розроблено технологічну карту технічного обслуговування гідравлічних амортизаторів автомобіля КамАЗ. Реалізація запропонованих рішень щодо забезпечення функціонування гідравлічних амортизаторів на автомобілях за низьких температур можлива шляхом впровадження в технологію технічного обслуговування додаткових операцій, що проводяться спільно з сезонним технічним обслуговуванням.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВОК

1. Ефективність функціонування гідравлічних амортизаторів при експлуатації вантажних автомобілів в умовах низьких температур

визначається тепловим режимом їх роботи. Порушення теплового режиму

гідравлічних амортизаторів призводить до суттєвого збільшення в'язкості

робочої рідини та погіршення експлуатаційних властивостей. Адаптація

амортизаторів для умов низьких температур довілля можлива за рахунок

обґрунтування складу та умов застосування робочої рідини гідравлічних

амортизаторів.

2. Як технічний критерій функціонування гідравлічних

амортизаторів в умовах низьких температур використовувалися сили опору

на відбій та стиск. Отримано залежності зміни сил опору при температурах

навколишнього середовища від 243 К (-20° С) до 263 К (-10° С), які

змінюються на відбій від 3900 до 4800 Н та на стиск від 800 до 1420 Н.

Встановлено, що значення сил опору гідравлічних амортизаторів на відбій та

стиск перевищують нормативні значення при температурах нижче 246 К (-

17°С).

3. Розроблено математичну модель процесу функціонування

гідравлічного амортизатора, що враховує температуру навколишнього

середовища. Як значущі фактори також обрані величина і швидкість

переміщення штока гідравлічного амортизатора. Встановлено, що залежно

від вибраних факторів у умовах температура амортизаторної рідини може

змінюватися на 4...14 К.

4. Розроблено та обґрунтовано склад та умови застосування

модифікованої рідини гідравлічних амортизаторів для низьких температур

навколишнього середовища. Для умов Новосибірської області за низьких

температур обґрунтовано склад модифікованої рідини у співвідношенні 25%

модифікатора ДТ-3-К5 і 75% АЖ-12Т. Максимальні значення сил опору при

випробуванні амортизаторів з модифікованою рідиною не перевищували

4030 Н відбій і 1343 Н на стиск. Проведено ресурсні випробування гідравлічного амортизатора з модифікованою рідиною, за результатами яких встановлено, що відхилення значень сил опору від еталонних не перевищували 4%; Використання результатів виконаних досліджень дозволить збільшити середню технічну швидкість транспортування вантажів на 21%, а також продуктивність на 18%. Річний економічний ефект від застосування може становити до 23000 грн. на один автомобіль.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pat. 2873979 United States, Tilting truck cab / Chester G. Venditty, Kenneth G. Crawford; Ford Motor Company. – № 663565; filed. 29.12.2013.
2. Pat. 2939541 United States, Mounting and lock means for a forwardly tilting motor vehicle cab / Francis W. Smalley; International Harvester Company (Chicago). – № 748450; filed. 14.07.2018.
3. Pat. 2947376 United States, Automotive vehicle with tilting overengine cab / Robert C. Norrie; Pacific Car and Foundry Company (Washington). – № 717589; filed. 26.02.2018.
4. Pat. 3819225 United States, Int. CL B62D 27/06. Overcenter latch mechanism for a tilting truck cab / Gilbert A. Carlisle, Charles E. Frank; General Motors Corporation (Detroit). – № 358986; filed. 10.05.2013.
5. Pat. 4026113 United States, Int. CL² F16D 31/02. Tilting cab control apparatus / Clarence A. Sherman; Clarence A. Sherman. – № 691277; filed. 01.06.2016.
6. Pat. 4110983 United States, Int. CL² F16D 31/02, F16B 13/09. Air operated hydraulic pump apparatus / Clarence A. Sherman; Terry McDermid. – № 805680; filed. 13.06.2018.
7. Pat. 3761123 United States, Int. CL B62D 33/06. Flow control of tilt cab in free fall / William T. Neill, Roy Reynolds; Applied Power Industries, Inc. – № 206777; filed. 10.12.2019.
8. Pat. 3642316 United States, Int. CL B62D 33/06. Pivoted cab with lost-motion tilting mechanism / Dieter Porth; Hans Rinnergschwentner (Germany); Daimler-Benz Aktiengesellschaft. – № 16056; filed. 03.03.2020.
9. Pat. 4483409 United States, Int. CL³ B62D 27/00. Integral hydraulic tilt-cab suspension and tilting apparatus / Johannes K. Fun; Applied Power Inc. – № 472493; filed. 07.03.2016.
10. Pat. 3792747 United States, Int. CL B62d 27/06. Pressure-compensated hand pump / Dale A. Knutson; Applied Power Industries. –

№ 210484; filed. 21.12.2016.

11. Pat. 3831999 United States, Int. CL B62d 27/06, B62d 33/06. Lost motion connection means for hydraulic piston-cylinder device / Lambertus Johannes Sonneborn; Applied Power Inc. – № 312486; filed. 06.12.2012.

12. Pat. 3853368 United States, Int. CL B62d 27/06, B62d 33/06. Hydraulic piston-cylinder device having means for permitting limited reciprocating motion/ Alexander Victor Eichelsheim; Applied Power Inc. – № 347926; filed. 04.04.2013.

13. Aulin, V., Hrynkiv, A., Dykha, A., Chernovol, M., Lyashuk, O., Lysenko, S. (2018) Substantiation of diagnostic parameters for determining the technical condition of transmission assemblies in trucks. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2, 1 (92). 4-13. doi: 10.15587/1729-4061.2018.125349

14. Lin, J.-M., Wang, W., Dai, Y.-H. (2015) On-Line Monitoring of Particle in Oil Based on Electromagnetic NDT Technique. Studies in Applied Electromagnetics and Mechanics. 40. 329-336. doi: 10.3233/978-1-61499-509-8-329

15. Lutsak, D., Prysyzhnyuk, P., Burda, M., Aulin, V. (2016) Development of a method and an apparatus for tribotechnical tests of materials under loose abrasive friction. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 5, 7 (83), P 19-26. doi: 10.15587/1729-4061.2016.79913

16. Yan, S.-F., Ma, B., Zheng, C.-S. (2018) Remaining useful life prediction for power-shift steering transmission based on fusion of multiple oil spectra // Advances in Mechanical Engineering. 10, 6, P 25-38. doi: 10.1177/1687814018784201

17. Aulin, V., Chernovol, M., Pankov, A., Zamota, T., Panayotov, K. (2017) Sowing machines and systems based on the elements of fluidics. INMATEH - Agricultural Engineering. 53, 3. P. 21-28.

18. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85039172369&partnerID=40&md5=2468069fc8914b34091e229527a0cc3e>

19. Salgueiro, J., Persin, G., Hrovatin, J., Juricic, D., Vizintin, J. (2015)

On-line detection of incipient trend changes in lubricant parameters. Industrial Lubrication and Tribology. 67. 6. P. 509-519. doi: 10.1108/ILT-09-2013-0097

20. Van Rensselaar, J. (2013) Trends in industrial gear oils. Tribology and Lubrication Technology. 69, 2. P. 26-33.

21. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84873974634&partnerID=40&md5=9e4c6b38cc445f867bc21d4c67302f50>

22. Amudhan, A., Karthicka, N., Manonmanis, K., Parimalamurugaveni, S. (2015) Interpretation of the properties of refined rice bran oil as bio lubricant.

International Journal of Applied Engineering Research. 10, 55. P. 3952-3955

23. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84942418557&partnerID=40&md5=c3484681ecdc1ca4f2f1652bcf6dd976>

24. Sharma, B., Perez, J., Erhan, S. (2007) Oil-based lubricants: A search for synergistic antioxidants. Energy and Fuels. 21, 4. P. 2408-2414. doi: 10.1021/ef0605854

25. Li, J., Liu, J., Sun, X., Liu, Y. (2018) The mathematical prediction model for the oxidative stability of vegetable oils by the main fatty acids composition and thermogravimetric analyze. LWT. 96. P 51-57. doi: 10.1016/j.lwt.2018.05.003

26. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. Nanoscience On food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, 2018, vol. 16, pp. 79-84.

27. Miu V. Combine Harvesters: Theory, Modeling, and Design CRC, 2016, pp. 208-224.

28. Jotautiene E., Juostas A., Janulevicius A., Aboltins A. Evaluation of bearing reliability of combine harvester straw chopper. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture, vol. 18, pp. 625-629.

29. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava,

Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering, vol. 17, pp. 1166-1172.

30. Ivanovs S., Bulgakov V., Nadykto V., Kuvachov V. Theoretical investigation of turning ability of two-machine sowing aggregate. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development".

Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture, vol. 17, pp. 314-322.

31. Savinyh P., Sychugov Y., Kazakov V., Ivanovs S. Development and theoretical studies of grain cleaning machine for fractional technology of flattening

forage grain. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture, vol. 17, pp. 124-130.

32. Masek J., Novak P., Jasinkas A. Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture, vol. 16, pp. 1180-1185.

33. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture, vol. 18, pp. 563-269.

34. Luo A.C.J., Guo Y. Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013, 213 p.

35. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Solomka O.V., Popyk P.S., Shvidia V.O., Stepanenko S.P. Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest, 2019, vol. 57, no 1, pp. 141-

146.

36. Novotny J. Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference

“Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture, vol. 15, pp. 16-20.

37. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D. Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal, 2017, vol. 19, pp. 158-163.

38. Trokhaniak V.I., Rutylo M.I., Rogovskii I.L., Titova L.L., Luzan O.R., Bannyi O.O. Experimental studies and numerical simulation of speed modes of air environment in a poultry house. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest, 2019, vol. 59, no 3, pp. 9-18.

39. Astashev V., Krupenin V. Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture, vol. 16, pp. 108-113.

40. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture, vol. 18, pp. 291-298.

41. Viba J., Lavendelis B. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, pp. 95-98.

42. Aldoshin N., Didmanidze O. Harvesting lupines albus axial rotory combine harvesters. Research in Agricultural Engineering, 2018, vol. 64 (4), pp. 209-214.

43. Pisarenko G., Voinalovych O., Rogovskii I., Motrich M. Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture, vol. 18, pp. 291-298.

44. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi

D., Yezeqyan T., Marinello F. (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. *CIGR Journal*, vol. 19, 158-163.

45. Yata M.K., Tiwari B.G., Ahmad, I. (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. *Environmental Chemistry Letters*, vol. 16, 79-84.

46. Rogovskii I.L., Melnyk V.I. (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. Vol. 241, 387-395.

47. Masek J., Novak P., Jasinskas A. (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. *Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development"*. Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, 1180-1185.

48. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Solomka O.V., Popyk P.S., Shvidia V.O., Stepanenko S.P. (2019). Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. *INMATEH. Agricultural Engineering*. Bucharest. Vol. 57, No 1, 141-146. Scopus, WoS.

49. Zareei S. (2012). Regression and Neuro-Fuzzy Models for Prediction of Combine Header Loss. *Iveco Journal of Science and Technology*, Vol. 8, 43-47.

50. Miodragovic R., Djevic M. (2016). Cotemporary combine harvesters in corn harvesting. *Annals of faculty of Iginering Hunedoarara, Tome IV, Fascicole 3*, 199-206.

51. Maertens K., Reyniers M., De Bardemaeker J. (2015). Design of a Dynamic Grain Flow Model for a Combine Harvester. *Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development*. Manuscript PM 01, vol. III, 1-13.

52. Mahmoudi A., Mirzazadch A., Abdollahpor S. (2012). Minimizing combine harvester rear losses by intelligent modeling of MOG1 passing concave.

Elixir Agriculture, № 52, 11397-11401.

53. Evaluation Report. (2015). John Deere Sidelift 6600 Self-Propelled Combine. Prairie Agricultural Machinery institute, 1-9.

54. Laverda M400 Series. (2012). New Lewellinc concept. Published by New Holland Brand Communications. Bts Adv. Printed in Italy- 05/12.2012. 2-7.

55. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, 95-98.

56. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 213.

57. Lovarelli D., Bacenetti J. (2017). Bridging the gap between reliable data collection and the environmental impact for mechanised field operations. Biosystems engineering, vol. 160, 109-123.

58. Lee J.W., Kim, J.S., Kim K.U. (2016). Computer simulations to maximise fuel efficiency and work performance of agricultural tractors in rotovating and ploughing operations. Biosystems engineering, vol. 142, 1-11.

59. Tiwari V.K, Pandey K.P. Pranav P.K. (2010). A review on traction prediction equations. Journal of Terramechanics, vol. 47, 191-199.