

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Допущений до захисту:
Завідувач кафедри
к.т.н., професор Гунько І.В.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)
«___» _____ 2023 р.

**ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ
ПІДВІСКИ РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА ЕНЕРГЕТИЧНОГО
ЗАСОБУ**

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

Виконав: студент групи :61-АІ(з)

Дудкін Олег Олексійович

Керівник: к.т.н., доцент

Купчук Ігор Миколайович

Вінниця – 2023 р.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний
факультет

Кафедра агроінженерії
та технічного сервісу

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
к.т.н., професор Гунько І.В.

(підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)
« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

студенту _____ Дудкіну Олегу Олексійовичу _____

на тему

«Обґрунтування режимних параметрів адаптивної підвіски робочого місця оператора енергетичного засобу» _____

затверджену Наказом від 02 грудня 2022 року № 188м

Вихідні дані для підготовки роботи:

1. Методичні вказівки з виконання магістерської роботи.
2. План-проспект магістерської роботи.
3. Підручники і навчально-методичні посібники, статистичні дані.
4. Наукові видання (монографії, книги, збірники, журнали, методики, матеріали ЦНТІ).
5. Методика економічної оцінки результатів досліджень.
6. Дані власних досліджень, одержаних в попередній період.

Календарний план виконання магістерської роботи

Структура роботи		Обсяг стор.	Термін підготовки
Анотація		2	Лютий 2023 року
Вступ		2	Березень 2023 року
Розділ 1	Аналіз конструктивних особливостей підвісок сидінь колісних тракторів	28	Квітень 2023 року
Розділ 2	Теоретичні дослідження процесу руху тракторно-транспортного агрегату	21	Квітень 2023 року
Розділ 3	Методика експериментальних досліджень адаптивної підвіски сидіння	20	Липень 2023 року
Розділ 4	Аналіз результатів експериментальних досліджень адаптивної підвіски сидіння	16	Серпень - Вересень 2023 року
Висновки		2	Жовтень 2023 року
Список використаних джерел		5	Жовтень 2023 року

Термін подання роботи на кафедру

для попереднього захисту «__» _____ 2023 р.

Завдання видано «05» Грудня 2022 р.

Завдання прийняв до виконання _____ О.О. Дудкін

Керівник _____ І.М. Купчук к.т.н., доцент
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота складається зі вступу, 4 розділів, висновку, списку використаної літератури. Повний обсяг роботи 101 сторінка, у тому числі 96 сторінок основного тексту, 70 рисунків та 11 таблиць.

Робота присвячена вирішенню актуальної практичної задачі, що полягає у зниженні вібраційної навантаженості оператора сільськогосподарського трактора під час виконання транспортних робіт за допомогою застосування адаптивної підвіски сидіння.

При виконанні аналізу літературних джерел було встановлено, що найбільшу ефективність забезпечують системи адаптивного, активного та напівактивного типу. Однак системи активного типу мають складну конструкцію, під час їхньої роботи витрачається значна кількість енергії, через що вони не знаходять широкого застосування.

В результаті виконання теоретичних досліджень було розроблений спосіб управління пружно-демпферними властивостями пропонованої конструкції підвіски сидіння залежно від профілю опорної поверхні дозволив домогтися високої ефективності гасіння вертикальних прискорень на сидінні ТТА, за рахунок застосування розробленої раціональної характеристики.

Дорожні випробування з переїзду ТТА одиничної нерівності відомої геометричної форми дали змогу уточнити значення моменту інерції остова трактора відносно його центру мас $J_0 = 9560 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, що уможливило мінімізувати розбіжність теоретичних і практичних результатів до 8 %.

Отримані під час проведення польових випробувань значення гакового зусилля залежно від швидкості руху і мікропрофілю опорної поверхні підтвердили адекватність застосовуваного в математичній моделі рівняння, що описує силу в зчїпному пристрої ТТА.

Ключові слова: вібрація, підвіска, сидіння, адаптивна система, віброприскорення, амплітудно-частотна характеристика.

ANNOTATION

The master's thesis consists of an introduction, 4 chapters, conclusion, list of used literature. The total volume of the work is 101 pages, including 96 pages of the main text, 70 figures and 11 tables.

The work is dedicated to the most pressing practical task, which is due to the reduced vibration importance of the operator of a rural tractor during the era of transport work due to the additional suspension of the adaptive seat suspension.

During the recent analysis of literary sources, it was found that the most effective systems are provided by adaptive, active and non-active type systems. However, active-type systems have a folding structure, and during the hours of their work, a significant amount of energy is consumed, so they do not experience widespread stagnation.

As a result of the development of theoretical research, there was a development of methods for controlling spring-damper power structures of the seat suspension structure, which is firmly aligned with the profile of the supporting surface, allowing for high extinguishing efficiency. There are no vertical accelerations on the seat TTA, for the purpose of maintaining separate rational characteristics.

Road testing from the crossing of the TTA of a single irregularity of a visible geometric shape made it possible to clarify the value of the moment of inertia of the tractor frame relative to the center of mass $J_0 = 9560 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, which made it possible to minimize. The difference between theoretical and practical results is up to 8%.

After testing the value of the hook force in relation to the softness of the arm and the microprofile of the supporting surface, testing the value of the hook force and the microprofile of the supporting surface confirmed the adequacy of the level stated in the mathematical model, which describes the force in to the main TTA device.

Key words: vibration, suspension, seat, adaptive system, vibration acceleration, amplitude-frequency response.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПІДВІСОК СИДІНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	10
1.1 Поняття вібрації та її вплив на організм оператора.....	10
1.2 Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів.....	14
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ.....	38
2.1 Розроблення динамічної моделі коливань колісного ТТА.....	38
2.2 Розробка конструкції адаптивної підвіски сидіння трактора.....	52
2.3 Керування пружно-демпферних характеристикою підвіски сидіння.....	57
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ.....	59
3.1 Програма та завдання досліджень.....	59
3.2 Об'єкт досліджень.....	61
3.3 Підбір обладнання для випробувань.....	63
3.4 Визначення радіальної жорсткості передніх і задніх шин трактора.....	66
3.5 Визначення горизонтальної та вертикальної координати центру ваги трактора.....	69
3.6 Методика проведення дорожніх випробувань.....	71
3.7 Методика проведення польових випробувань.....	74

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ.....	79
4.1 Результати визначення жорсткості шин і координат центру ваги трактора.....	79
4.2 Результати дорожніх випробувань.....	83
4.3 Результати польових випробувань.....	87
4.3.1 Результати визначення гакового зусилля ТТА під час виконання транспортних операцій.....	87
4.3.2 Результати визначення рівня віброприскорень під час встановлення серійної та дослідної підвісок сидіння оператора ТТА....	89
ВИСНОВКИ.....	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	97

ВСТУП

Актуальність теми. У сучасних умовах розвиток сільського господарства можливий за рахунок інтенсифікації виробництва на основі комплексної механізації та підвищення енергозброєності, зокрема поліпшення агротехнічних, технологічних і загальнотехнічних показників машинно-тракторних (МТА) і тракторно-транспортних (ТТА) агрегатів, визначальною тенденцією вдосконалення яких є підвищення потужності використовуваних тракторів. Однак створення більш швидкісних мобільних енергетичних засобів підвищеної потужності призводить до збільшення вібраційної навантаженості робочого місця оператора.

Одним з актуальних напрямів удосконалення ТТА є підвищення їхньої продуктивності завдяки зниженню шкідливого впливу транспортної вібрації та створення комфортних і безпечних умов праці оператора. Найбільш перспективним рішенням є застосування підресореного сидіння. Системи підресорювання, в яких характеристики пружних і демпферних елементів залишаються незмінними, так звані пасивні, на сьогоднішній день стримують зростання продуктивності ТТА під час виконання технологічних і транспортних операцій.

Метою роботи зниження вібраційної навантаженості оператора сільськогосподарського трактора під час виконання транспортних робіт за допомогою застосування адаптивної підвіски сидіння.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- удосконалити математичну модель вертикальних коливань колісного ТТА для оцінки ефективності застосування підвіски сидіння;
- обґрунтувати нове технічне рішення, що забезпечує реалізацію раціональної характеристики підвіски сидіння;
- розробити методику розрахунку раціональних обсягів пневмогідролічних акумуляторів адаптивної підвіски сидіння;

- установити закономірності змін вертикальних прискорень під час руху ТТА в умовах експлуатації із серійною та дослідною підвісками сидіння.

Об'єкт дослідження – є тракторно-транспортний агрегат у складі трактора та причепа із серійною та дослідною підвіскою сидіння.

Предмет досліджень – закономірності зміни значень віброприскорень в октавних смугах частот сидіння оператора сільськогосподарського колісного трактора під час виконання ним транспортних операцій.

Методи дослідження. Теоретичне дослідження проведено на основі методів математичного моделювання та класичної механіки. Лабораторні експерименти поставлено на основі апробованих методик, для проведення яких було розроблено лабораторну установку для дослідження характеристик тензовіброакселерометрів. Вимірювання проводили сертифікованими та повіреними приладами. Під час проведення розрахунків та обробки результатів експерименту використовували сучасні комп'ютери та застосовували програмне забезпечення: Microsoft Excel, Mathcad.

Наукова новизна полягає в розробці математичної моделі вертикальних коливань колісного ТТА, що відрізняється врахуванням зміни швидкості руху та характеристик підвіски сидіння;

Практичну значущість мають: технічне рішення конструкції підвіски сидіння, що дає змогу знизити рівні вертикальних прискорень сидіння оператора, що забезпечує підвищення робочих швидкостей руху ТТА; раціональна характеристика адаптивної підвіски сидіння оператора сільськогосподарського колісного трактора.

Ступінь достовірності результатів досліджень. Достовірність підтверджується використанням відомих методів дослідження та припустимою збіжністю результатів стендових та теоретичних досліджень штатної та запропонованої підвісок сидіння.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПІДВІСОК СИДІНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Поняття вібрації та її вплив на організм оператора

Протягом усього свого життя людина постійно стикається з коливальними процесами різної фізичної природи: механічними, тепловими тощо. Механічні коливання являють собою процес зміни будь-якої механічної величини, що визначає положення як матеріального тіла, так і його точки, за якого ця величина або величина, що характеризує швидкість її зміни, може або зростати, або зменшуватися в часі. Що стосується такого явища, як вібрація, то цей процес відноситься тільки до механічних коливань, при цьому не всі механічні коливання прийнято називати вібрацією.

Параметрами, що характеризують вібрацію, є:

– A (амплітуда) – величина найбільшого відхилення маси, що коливається, від положення рівноваги, м;

– T (період коливань) – час між двома послідовними однаковими станами системи, с;

– f (частота) – показник, що характеризує періодичність процесу, яка дорівнює кількості повторень за одиницю часу, Гц. Частота пов'язана з періодом найпростішим взаємовідношенням $f = 1/T$, описує повторюваний процес і дорівнює кількості повторень на одиницю часу.

Основними характеристиками механічних коливань є:

- вібропереміщення (S) – показує відстань між максимальними межами переміщення вимірюваного об'єкта вздовж осі його переміщення. Найчастіше відображається відстанню між піками амплітуди. Вимірюється в лінійних одиницях залежно від величини значень: мікрони (мкм), міліметри (мм);

- віброшвидкість (VV) – швидкість переміщення вимірюваної точки вздовж осі її переміщення, є похідною вібропереміщення за часом. Характеризує потужність енергетичного впливу на об'єкт контролю,

враховуючи переміщення і частоту коливань досліджуваного об'єкта. У літературі найчастіше зустрічається не максимальне значення, а середньоквадратичне (СКЗ).

- віброприскорення (a) – є похідною віброшвидкості за часом, що визначає потужність динамічного впливу, який викликає коливання. Застосування віброприскорення в теорії набуває найбільшого поширення, оскільки датчики вібрації вимірюють віброприскорення, не вимагаючи подальших перетворень. Цю величину вимірюють у м/с^2 , прискоренні вільного падіння g , де $1 g = 9,81 \text{ м/с}^2$, і в децибелах дБ, де для стандартного рівня $0 \text{ дБ} = 5 \times 10^{-6} \text{ мм/с}^2$.

Для переведення віброприскорення в децибели використовується формула

$$\alpha_{\text{дБ}} = 20 \cdot \lg_{10}(a) + 120, \quad (1.1)$$

де $\alpha_{\text{дБ}}$ – віброприскорення, дБ;

a – віброприскорення, м/с^2 ;

Розрізняють вільні та вимушені коливання. Вільні коливання є загасаючими і виникають під дією внутрішніх сил. Вимушеними коливаннями є коливання, що відбуваються внаслідок впливу періодичної збурювальної сили.

Вібрація, як позитивне явище широко використовується в зерноочисних машинах, будівництві та в інших галузях техніки. Але частіше вібрація є негативним процесом, і з нею змушені боротися, оскільки її тривалий вплив призводить до негативних наслідків.

Коливання, що впливають на організм людини на робочому місці причіпних і самохідних машин, під час виконання технологічних операцій на різних агрофонах дороги, називаються транспортною вібрацією. Значні низькочастотні коливання виникають під час активної взаємодії рушіїв тракторно-транспортного агрегату з опорною поверхнею. Амплітуда і частота цих коливань безпосередньо залежить як від геометричної форми

опорної поверхні, так і від швидкості руху агрегату. Рівень коливань, що впливають на механізатора, значною мірою залежить від компонування машини і розташування робочого місця оператора.

Унаслідок виконання тракторно-транспортних робіт на робочому місці виникає вібрація, яка впливає на оператора через органи управління та передається на окремі частини тіла (локальна вібрація) і в точках опори (загальна вібрація), що зі свого боку призводить до струсу всього організму. Одночасний вплив локальної та загальної вібрацій називається комбінованою вібрацією.

Залежно від способу передачі впливів на організм оператора розрізняють:

- локальну вібрацію – що передається на робоче місце самохідних і причіпних машин від обладнання та органів ручного управління і, як наслідок, на кінцівки оператора;

- загальну вібрацію – що впливає на оператора, який перебуває на робочому місці під час руху агрофонами, через опорні поверхні [106].

Вплив загальної вібрації призводить до порушення роботи серцевої діяльності, розладу нервової системи, спазмів судин, змін у суглобах, що обмежують рухливість людини. Впливи з частотою до 1 Гц призводять до заколисування, з частотою від 1 до 2 Гц викликають сонливий стан. Збіг власної частоти коливань внутрішніх органів людини і частоти коливань на робочому місці (явище резонансу) може призвести до механічного пошкодження внутрішніх органів. Власні частоти окремих частин тіла: 4-6 Гц - для тулуба в положенні сидячи; 3,0-3,5 Гц - для органів черевної порожнини та грудної клітки; 20-30 Гц і 1,5-2,0 Гц - для голови в положенні сидячи під час вертикальних і горизонтальних вібрацій; 60-90 Гц - для очних яблук. Найнебезпечнішими коливаннями, що викликають резонанс, є вібрація з частотою від 1 до 30 Гц, оскільки вони близькі до коливань людського тіла.

Під час впливу на кінцівки локальної вібрації відбувається порушення чутливості шкіри, окостеніння сухожиль, втрата пружності кровоносних судин і чутливості нервових волокон, відкладення солей у суглобах кистей рук і пальців та інші негативні явища. Тривала дія вібрації (протягом 3-5 років) в умовах виробництва призводить до професійного захворювання - вібраційної хвороби [41].

За характером спектра вібрації виділяють:

- вузькосмугові, у яких параметри в 1/3 октавній смузі частот більш ніж на 15 дБ перевищують значення в сусідніх 1/3 октавних смугах;
- широкосмугові, коли в діапазоні більш ніж однієї октави спектр безперервний.

За часовими характеристиками виділяють:

- постійну вібрацію - величина нормованих параметрів змінюється не більше ніж у 2 рази (на 6 дБ) за час спостереження;
- непостійну вібрацію - величина нормованих параметрів змінюється не менше ніж у 2 рази (на 6 дБ) за час спостереження не менше ніж 10 хв під час вимірювання з постійною часу 1 с.

У свою чергу непостійні вібраційні впливи поділяються на:

- імпульсні - складаються з одного або декількох впливів (ударів), тривалість кожного менше 1 с;
- переривчасті - контакт оператора з вібрацією переривається, а тривалість інтервалів, протягом яких має місце контакт, становить понад 1 с;
- коливні в часі - величина нормованих параметрів постійно і безперервно змінюється в часі.

Основними джерелами коливань, що діють на оператора ТТА, є [42]:

- а) зовнішні (нерівності агрофону або дорожнього полотна), а також нерівномірність тягового навантаження або вала відбору потужності;
- б) обурення від роботи двигуна, співударів шестерень, обертання карданних валів, від елементів ходової частини машин тощо.

З опублікованих результатів випробувань колісних тракторів відомо, що найінтенсивніша зміна вертикальних прискорень, що впливають на оператора, спостерігається в діапазоні частот від 1,6 до 4,0 Гц [6, 25].

1.2 Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів

Наразі опубліковано значну кількість робіт, предметом вивчення яких є аналіз коливань транспортного засобу, плавності ходу і його віброзахисних властивостей, з них багато присвячено дослідженню і розробленню механізмів, що сприяють поліпшенню параметрів підресорювання. Однак проблеми зниження вібронавантаженості тракторно-транспортних агрегатів, що виконують перевезення вантажів сільськогосподарського призначення в умовах відсутності якісного дорожнього покриття, досліджені недостатньою мірою.

Удосконалення сільськогосподарської техніки безпосередньо пов'язане з підвищенням потужнісних, швидкісних і якісних показників, що призводить до виникнення підвищених коливань, які передаються від остова трактора на робоче місце оператора. При цьому зниження рівня вібраційного впливу на оператора дає змогу підвищити швидкості руху, що призводить до підвищення продуктивності агрегату без значних змін у витратах енергії [11, 15].

У роботах авторів [30, 31] пропонується використовувати пневматичні, гідропневматичні ресори та гідравлічні амортизатори. Запропоновані конструкції дають змогу здійснювати управління пружними та демпфувальними характеристиками. Також науковцями розглянуто способи поліпшення віброзахисних властивостей підвісок різних наземних транспортних засобів за рахунок застосування пневматичних, гідропневматичних ресор і гідравлічних амортизаторів, що дають змогу реалізовувати оптимальні алгоритми керування характеристиками підвіски.

Складність створення ефективної віброзахисної підвіски полягає в тому, що для зниження зони резонансу в ділянці нижчих частот і підвищення комфорту праці оператора ТТА необхідно зменшити жорсткість, що своєю чергою призводить до підвищення амплітуди динамічного ходу, підвищення ймовірності пробую підвіски та зниження керованості транспортного агрегату [16, 17].

Відповідно до нормативних вимог [24] частота власних коливань підвіски сидіння сільськогосподарського трактора з оператором не повинна перевищувати 2 Гц, а хід підвіски S_0 - 150 мм (рис. 1.1).

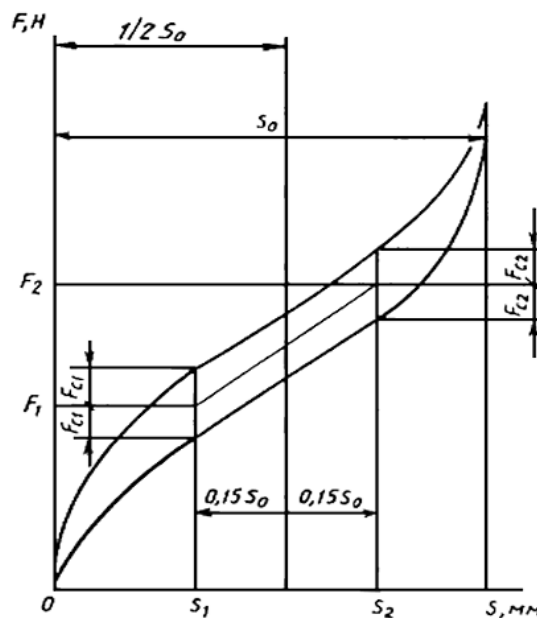


Рис.1.1 – Пружна характеристика підвіски сидіння

На основі аналізу значної кількості публікацій, що описують різні технічні рішення і конструкції, призначені для захисту оператора від вібраційного впливу, можна зробити висновок, що пасивні системи підресорювання не дають змоги на необхідному рівні гасити вібрації і тим самим перешкоджають зростанню швидкостей руху ТТА, що безпосередньо позначається на продуктивності цих агрегатів. Одним з актуальних напрямів для вдосконалення систем підресорювання є застосування пружно-

демпфувальних елементів з електронно-керованими характеристиками [18, 31].

Основною проблемою при створенні електронно-керованої віброзахисної підвіски є розробка алгоритму управління для ефективної роботи. Багато вітчизняних та закордонних авторів проводили дослідження з метою створення алгоритмів керування електронно-керованих підвісок під час передавання коливань збурювального впливу випадкового характеру, що дає змогу ефективніше знижувати коливання.

Під час виконання робіт на тракторно-транспортний агрегат впливають різноманітні коливання, які передаються на кабінку і на оператора, що перебуває в кабіні та призводить до підвищення його стомлюваності і, як наслідок, зниження продуктивності праці. Підресорювання остова захищає оператора від коливань, але в недостатньому обсязі, оскільки цей процес пов'язаний із низкою обмежень конструктивного та агротехнічного характеру, зокрема, зумовлений розмірами пружних елементів, параметрами динамічного ходу остова. Крім того, під час роботи з навісним обладнанням різко знижується ефективність тракторно-транспортного агрегату [11]. Останнім часом відзначено тенденцію використання підресореного сидіння, оскільки інші варіанти розв'язання цієї проблеми є більш трудомісткими й економічно більш витратними [10, 11].

З метою підвищення продуктивності праці в сільському господарстві, вимоги ергономіки дедалі частіше впроваджуються у вітчизняні та зарубіжні стандарти. Вібрація – основний ергономічний показник, що дає уявлення про безпеку та якість умов праці механізатора. Для підвищення рівня безпеки роботи оператора ТТА необхідно забезпечити мінімальний вплив коливань [23].

З метою зменшення впливу транспортної вібрації на оператора відомі такі методи:

- застосування підресорених ходових систем;

- впровадження підресорених кабін;
- використання віброзахисної підвіски сидіння [16, 22].

Найперспективнішим рішенням є підресорювання кабіни, що дає змогу підвищити ефективність віброзахисту оператора, але цей метод потребує значних фінансових витрат, а також складний у конструктивному виконанні. З урахуванням вищесказаного найперспективнішим методом є застосування підресореного сидіння, як менш витратного, що дає змогу виключити необхідність підресорювання кабіни [41, 45].

Основним показником, що дає уявлення про вимушені коливання за різних значень частоти, є амплітудно-частотна характеристика, що містить у собі залежності переміщень і (або) прискорень віброзахищеного об'єкта від частоти збурювальної сили.

Пружною характеристикою підвіски називається залежність між вертикальним навантаженням і прогином підвіски, що схематично представлено на рис. 1.2.

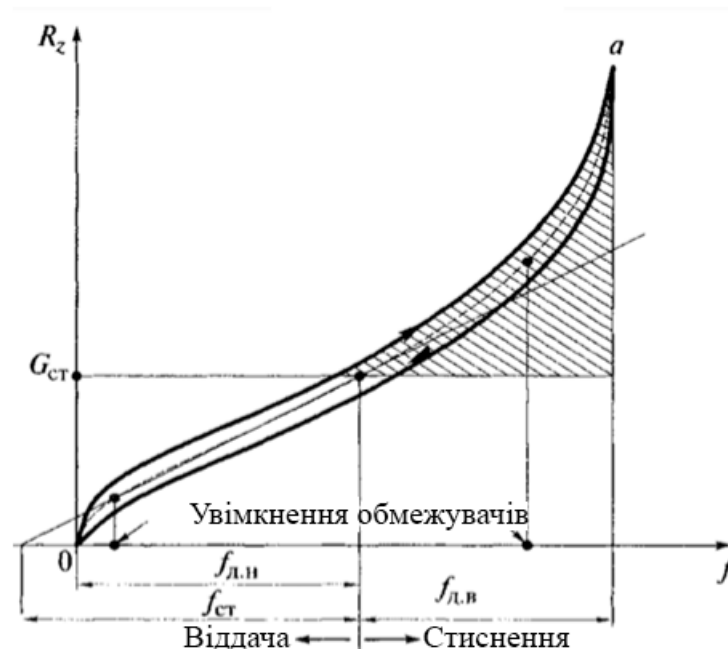


Рис. 1.2 – Пружна характеристика підвіски сидіння

За цим параметром визначаються такі характеристики:

$f_{ст}$ — статичний прогин підвіски;

f_d – динамічний прогин підвіски під час переміщення не підресореної частини вгору і вниз;

C_{Π} – жорсткість підвіски;

k_d – коефіцієнт динамічності;

$F_{ст}$ – статична сила сухого тертя. Жорсткість підвіски визначається як тангенс кута нахилу дотичної до середньої лінії пружної характеристики підвіски:

Жорсткість підвіски визначається як тангенс кута нахилу дотичної до середньої лінії пружної характеристики підвіски:

$$c_n = \tan a = \frac{G_{ст}}{f_{ст}}. \quad (1.2)$$

Зменшення жорсткості підвіски призводить до зниження власної частоти коливань підресореної маси, за рахунок чого покращується плавність ходу ТТА і комфорт оператора, але виникає можливість пробую, тому в підвісках сидіння застосовують частинно-лінійну або нелінійну пружну характеристики [44].

Амплітудно-частотною характеристикою підвіски сидіння називається залежність коефіцієнта передачі за амплітудою від частоти збурювальної сили. На рис. 1.3 подано амплітудно-частотну характеристику підвіски сидіння трактора. За віссю ординат амплітудно-частотної характеристики відкладено відношення переміщень платформи сидіння до переміщень остова $T(\omega)$, а за віссю абсцис - частота збурювальної сили ω .

На представленому рисунку показано п'ять кривих, побудованих у порядку зниження коефіцієнта жорсткості.

На сьогодні найпоширенішою серійною системою є підвіски транспортних засобів із пасивною амортизацією, незважаючи на те, що пасивна система - це завжди компроміс між плавністю ходу та безпекою руху, до того ж не завжди оптимальний, що зумовлює необхідність використання підвісок із керованими характеристиками. У цих системах характеристики пружнодемпфуючих елементів підвіски постійні.

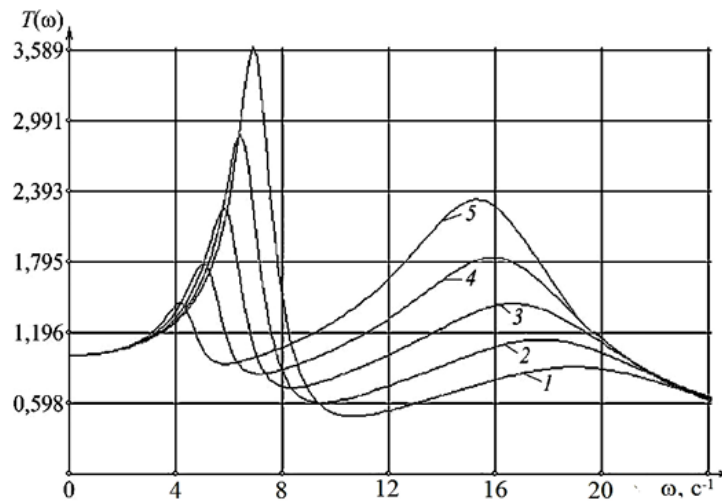


Рис. 1.3 – АЧХ підвіски сидіння за різних значень жорсткості та коефіцієнта демпфірування: 1 – 1000 Н×м; 2 – 2000 Н×м; 3 – 3000 Н×м; 4 – 4000 Н×м; 5 – 5000 Н×м

Схему конструкції пасивної підвіски сидіння наведено на рис. 1.4.

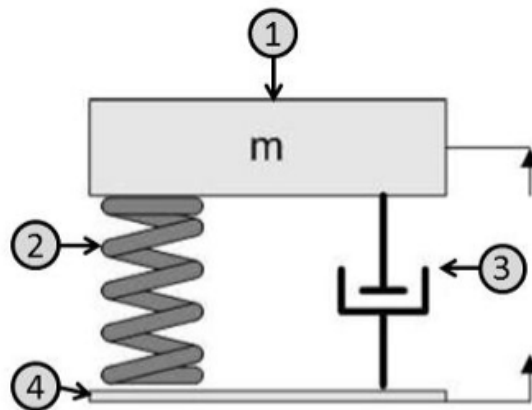


Рис. 1.4 – Схема пасивної конструкції підвіски сидіння: 1 – підресорена маса; 2 – пружний елемент; 3 – демпферний елемент; 4 – основа

У представленій схемі пасивної конструкції підвіски перед початком роботи пружний елемент налаштовують за жорсткістю під вагу оператора шляхом механічного стиснення або ослаблення пружного елемента. У процесі руху ТТА піддається впливу вібрації, що передається через шини на озов трактора, а потім і на основу підвіски сидіння з підресореною масою. Пружний елемент, стискаючись, приймає на себе механічну енергію, яка на

зворотному ході підвіски гаситься гідравлічним амортизатором за рахунок в'язкого опору. Частота власних коливань цієї конструкції становить від 1 до 10 Гц.

Як пружний елемент можуть використовуватися торсіони, циліндричні пружини, еластомери, гумові вироби тощо.

Торсіон являє собою пружний елемент, виконаний у вигляді стрижня, що працює на скручування. Стрижневі торсіони бувають круглого або квадратного перерізу. Маючи розрахований опір до скручування під навантаженням, торсіон утримує вагу підресореної маси, забезпечуючи пружне з'єднання, основною перевагою якого є компактність конструкції. Головним недоліком цього елемента є те, що торсіонна підвіска має лінійну характеристику, що може спричинити резонансні коливання (рис. 1.5).

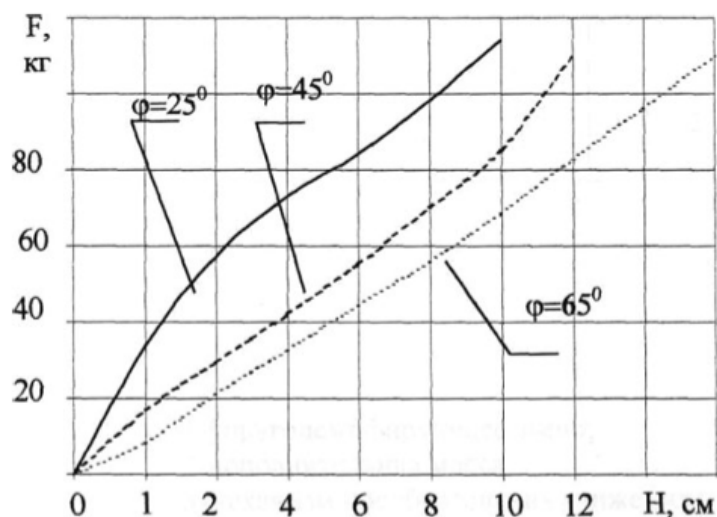


Рис. 1.5 – Пружна характеристика торсіонної підвіски

Застосування циліндричних пружин для поглинання енергії коливань знаходить найбільше поширення. Вони виготовляються з високовуглецевих сталей (У9А-У12А) і мають лінійну пружну характеристику. Широкого застосування ці елементи набули через простоту конструкції, низьку вагу та собівартість [15].

Значна кількість наукових досліджень вказують на низьку ефективність даних систем підресорювання [17, 19]. З метою поліпшення пружної

характеристики пасивних конструкцій підвіски авторами [12, 13] пропонується використовувати багаторівневі системи підресорювання, які складаються з декількох послідовно встановлених пружних або демпфуючих елементів.

Також опубліковано результати низки наукових досліджень, спрямованих на вдосконалення конструкції підресорювання за рахунок використання керованих, магнітних, магніто-реологічних, пневматичних, гідравлічних та ін. конструкцій амортизаторів.

Окремі науковці [8, 9] пропонує замінити штатні гідравлічні амортизатори та використати в підвісці сидіння демпфери переривчастої дії з імпульсним керуванням. Відома конструкція гідравлічного демпфера представлена на рис. 1.6.

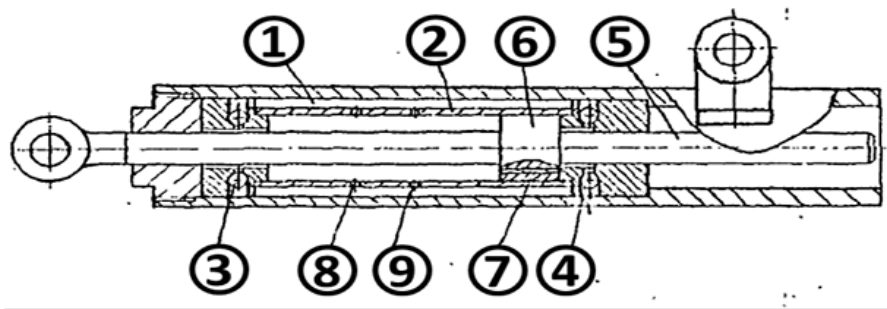


Рис. 1.6 – Гідравлічний демпфер: 1 – резервуар; 2 – циліндр; 3, 4 – клапани; 5 – шток; 6 – поршень; 7 – отвір для дроселювання; 8, 9 – отвори для відсікання

Для імпульсного керування запропоновано відмовитися від електронних систем і використовувати програмовані умови перемикачів демпфірування за опорними сигналами, які реалізуються через властивості окремих механічних вузлів системи. Випробування, проведені на Липецькому тракторному заводі, засвідчили, що використання цього демпфера дає змогу знизити рівень транспортної вібрації на 2-4 дБ у смузі

частот 4,0-1,5 Гц, а в резонансній частоті 4 Гц - рівень віброприскорення в 4 рази порівняно із серійною конструкцією.

Широкого поширення набули універсальні конструкції підвіски сидіння пасивного типу, проте такі конструкції не володіють достатньою ефективністю і не можуть забезпечити ефективний рівень вібраційного захисту. Для зниження вібраційного впливу автор [32, 33] пропонує використовувати в підвісці сидіння пневматичний елемент у вигляді гумокордного пневмобалону, який, за твердженням автора, має нелінійну пружно-демпфувальну характеристику, що дає змогу знизити рівень коливань, що передаються на робоче місце оператора, як порівняти із серійною конструкцією.

Основним недоліком пасивних систем підресорювання вважається неможливість забезпечувати допустимий рівень вібраційного захисту в усьому діапазоні частот. Пояснюється це виникненням низькочастотного резонансу, який ускладнює або унеможлиблює управління ТТА за певних режимів роботи, що призводить до зниження продуктивності.

Освоєння електротехніки та мікропроцесорів відкрило перспективи використання електронних систем підресорювання, що здатні керувати елементами підресорювання, причому як пасивні системи вони не мають обмежень за продуктивністю, підвищують комфорт роботи оператора і розширюють можливості тракторно-транспортних агрегатів. Таким чином, електронні системи підвісок розглядаються як раціональне рішення для підвищення продуктивності звичайних підвісок і створення ефективної підвіски для тракторно-транспортних агрегатів.

Термін «електронна підвіска» в цій роботі застосовується для всіх типів сучасних підвісок, які використовують електронну систему для управління підвіскою. Ці системи відрізняються від пасивних систем здатністю змінювати свої пружно-демпферні характеристики.

Існують різні типи електронних підвісок: відносно прості (з ручною зміною параметрів) або складні (повністю автоматичні системи). Відомі системи з керуванням як демпферними властивостями, так і пружними, які здатні змінювати характеристики, тільки розсіюючи енергію підвіски, або споживати додаткову енергію під час гасіння коливань. У цій схемі всі передові системи підвісок поділяються на три категорії: адаптивні, напівактивні та повністю активні підвіски.

Для усунення недоліків пасивних систем було розроблено конструкції адаптивних підвісок, головними відмітними властивостями яких є здатність змінювати свої пружно-демпферні характеристики між кількома дискретними рівнями [18]. У простих системах оператор у ручному режимі обирає необхідну характеристику підвіски залежно від умов роботи (тип і якість дорожнього покриття, швидкості руху тощо).

У складніших адаптивних системах зміна параметрів підресорювання відбувається в автоматичному режимі за заданим алгоритмом в електронному блоці управління (ЕБУ). Останній формує керуючий сигнал на основі сигналів, одержуваних від датчиків положення і прискорення підвіски, швидкості пересування, положення педалей (акселератора, гальма), положення органів рульового управління тощо.

Результати досліджень засвідчили, що адаптивна підвіска зменшує коливання, особливо на дрібних нерівностях і усуває пробої за великих амплітуд коливань [12].

Приклад конструкції адаптивного гідро-амортизатора представлено на рис. 1.7.

Характеристики адаптивного гідро-амортизатора змінюються залежно від положення якоря, який має можливість переміщатися за рахунок електромагнітної котушки. Це призводить до зміни діаметра його прохідного перерізу [13].

На рисунку 1.8 представлена адаптивна підвіска з активним

пневмопоршневим пружним елементом [14].

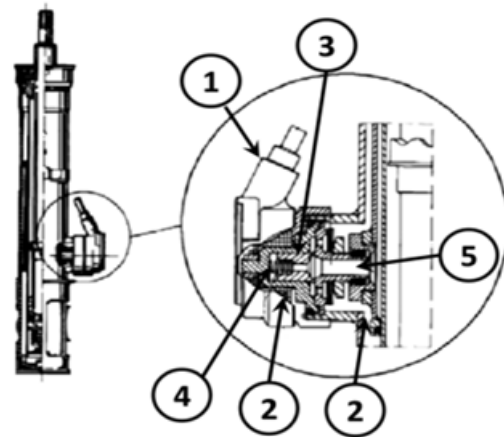


Рис. 1.7 – Адаптивний гідро-амортизатор: 1 – корпус; 2 – соленоїд; 3 – якір; 4 – пружина; 5 – електромагнітні клапани

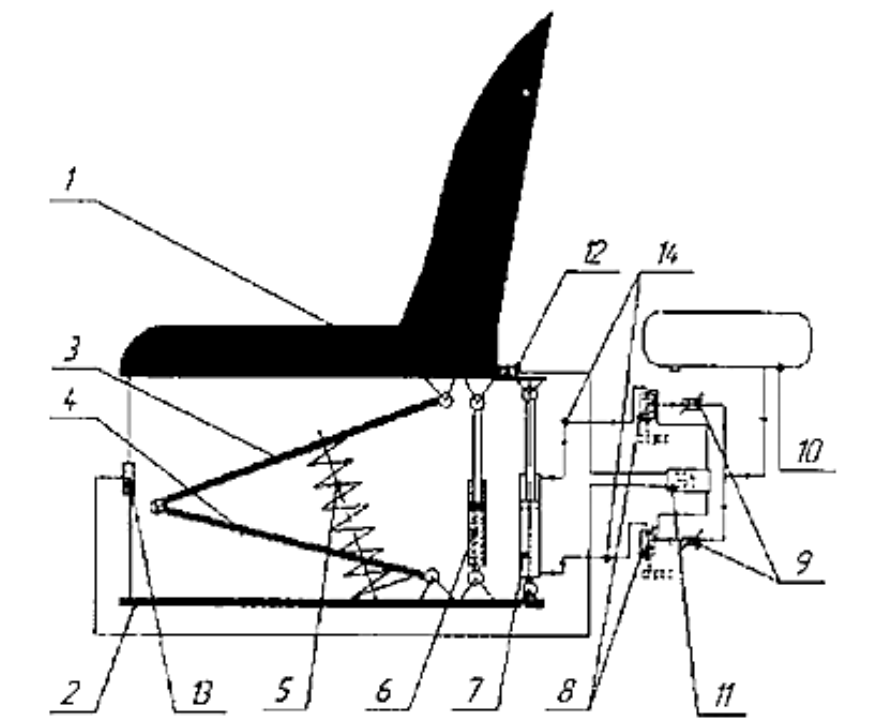


Рис. 1.8 – Адаптивна підвіска з активним пневмопоршневим пружним елементом: 1 – сидіння з подушкою і спинкою; 2 – основа; 3, 4 – верхня і нижня пара планок; 5 – циліндрична пружина; 6 – гідравлічний демпфер; 7 – активний пневмоелемент; 8 – електромагнітні клапани; 9 – дросель; 10 – ресивер; 11 – електронний блок керування; 12 – датчик вібрації; 13 – датчик положення; 14 – пневмомагістралі.

Посадка оператора на підвіску сидіння реєструється датчиком положення 13, сигнал з якого надходить на блок управління 11, де відбувається його обробка. З блоку управління подається керуючий сигнал на електромагнітні клапани 8, за допомогою яких повітря надходить із ресивера 10 в активний пневмопоршневий пружний елемент. Таким чином, відбувається подача повітря при коливаннях підвіски сидіння зверху вниз і навпаки. Відкриття електромагнітних клапанів 8 відбувається за сигналом з ЕБУ 11. За незначних коливань підвіски працює на середній ділянці, пружно-демпфувальні характеристики якої визначаються параметрами пружини 5 і опором гідравлічного демпфера [16]. За рахунок активного пневмоелемента збільшується жорсткість на крайніх ділянках пружної характеристики.

Систему цього класу було досліджено в роботі [10], в якій описано застосування цієї підвіски з метою поліпшення її віброзахисних властивостей. З урахуванням критеріїв мінімуму дисперсій відхилень підвіски сидіння визначено її демпферні та пружні властивості на середній ділянці ($K_c = 680 \text{ Н с/мм}$, $C = 4000 \text{ Н/м}$). Недоліками цієї підвіски є наявність лінійної характеристики, пружної циліндричної пружини, що працює на середній ділянці, прийняте під час теоретичного розрахунку постійним навантаження транспортного агрегату і швидкість руху. При цьому також не враховувалися характеристики двигуна.

Підвіска з активним демпфером, представлена на рис. 1.9, складається з гідроциліндра 1, гідравлічного демпфера 5, у який вбудовано соленоїдну котушку, регульованого дроселя, що з'єднує порожнину гідроциліндра з пневмо-гідроаккумулятором (ПГА). Порожнина демпфера заповнена магніто-реологічною рідиною.

За незначних коливань підвіски з датчиків вібрації підвіски 8 і її положення 10 електричний сигнал надходить на електронний блок управління (ЕБУ), де він обробляється і за заданою програмою надходить на регульований дросель, після чого через перетворювач 6 надходить на

соленоїдну котушку, незначно змінюючи в'язкість магнітореологічної рідини. При цьому коливання гасяться за рахунок зміни прохідного перерізу дроселя 3 і зміни жорсткості гідропнеumo-акумулятора 2. У разі значних або резонансних коливань із датчика прискорень 8 надходить сигнал на ЕБУ, який за заданою програмою подає команду на регульований дросель 3 і соленоїдну котушку гідравлічного демпфера 5. Після цього в'язкість магнітореологічної рідини миттєво змінюється.

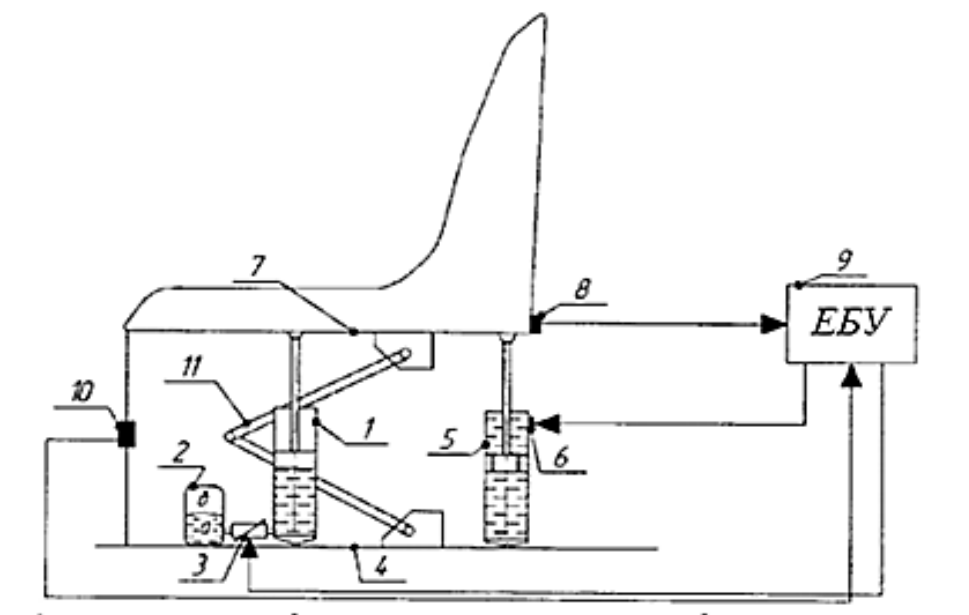


Рис. 1.9 – Підвіска сидіння з активним демпфером: 1 - гідроциліндр; 2 - пневмо-гідроакумулятор; 3 - керований дросель; 4 - основа; 5 - гідравлічний демпфер; 6 - датчик демпфера; 7 - каркас сидіння; 8 - датчик прискорень; 9 - електронний блок керування; 10 - датчик положення

Одним із недоліків даної конструкції є обмежений діапазон зміни пружних якостей одним пневмо-елементом 2 і складністю конструкції гідроциліндра із застосуванням магнітореологічної рідини та соленоїдної котушки.

Для усунення цього недоліку було розроблено адаптивну підвіску, яку представлено на рис. 1.10. Дана конструкція складається з гідроциліндра 2, регульованого дроселя 10, пневмоциліндра, клапанів скидання тиску 16 і нагнітання 14. При цьому регульований дросель пов'язаний з порожнинами гідроциліндра і гідравлічною порожниною ПГА 12, пневматична порожнина

13 з'єднана з клапанами скидання тиску 16 і нагнітання 14, які також регулюються ЕБУ залежно від коливання підвіски. Працює ця конструкція так само, як і вищевказана підвіска, тільки в демпфері відсутня магнітореологічна рідина. Функцію демпфера виконує гідроциліндр з регульованим ЕБУ дроселем і ПГА.

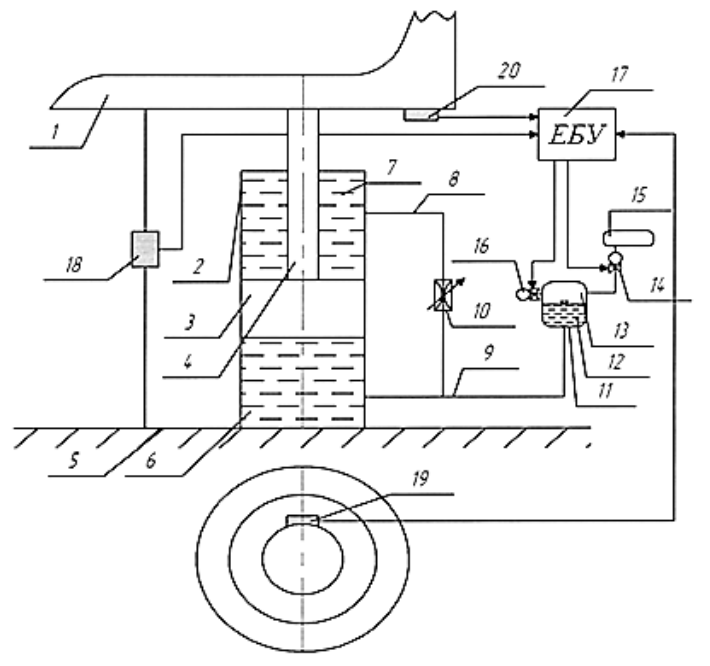


Рис. 1. 10 – Адаптивна підвіска сидіння транспортного засобу: 1 - подушка сидіння; 2 - гідроциліндр; 3 - поршень; 4 - шток; 5 - основа; 6 - підпоршнева порожнина; 7 - надпоршнева порожнина; 8, 9 - гідромагістралі; 10 - дросель; 11 - пневмогідролічний акумулятор (ПГА); 12 - гідравлічна порожнина ПГА; 13 - пневматична порожнина ПГА; 14, 16 - пневматичні клапани; 15 - ресивер; 17 - ЕБУ; 18 - датчик положення сидіння; 19, 20 - датчики вібрації

На рис. 1.11 представлено результати порівняльних випробувань ТТА з вищевказаною підвіскою, які засвідчили її працездатність та ефективність. Застосування даної підвіски на тракторно-транспортному агрегаті у складі трактора МТЗ-1221.2 + причіп 2ПТС-4,5 дає змогу знизити рівень вертикальних прискорень до 18 %, однак, дані адаптивні підвіски мають

обмежений діапазон регулювання їхніх пружних якостей за рахунок встановлення одного пневмо-гідралічного акумулятора [14, 20].



Рис. 1.11 – Порівняльні випробування вібраційної навантаженості робочого місця оператора ТТА у складі (МТЗ-1221.2 + 2ПТС-4,5) на ґрунтовій дорозі на швидкості 30 км/год

Для усунення обмеженої зміни діапазону пружно-демпферних якостей підвіски було розроблено адаптивну конструкцію підвіски сидіння ТТА з активним демпфером і трьома пневмогідро-акумуляторами (ПГА) [19].

Ця підвіска (Рис. 1.12) містить пару планок 1, пов'язаних із каркасом і основою, а також з електромагнітною котушкою, вбудованою в гідравлічний демпфер. Підпоршнева порожнина з'єднана за допомогою регульованого дроселя з двома ПГА 8 і 9, а штокова - з одним ПГА 7. Під час роботи з незначними коливаннями сигнал з датчика прискорень 15 надходить на ЕБУ 13, де його обробляють, і він впливає на дроселі 11 і 12, які змінюють прохідний переріз магнітореологічної рідини, тим самим підтримують оптимальну жорсткість ПГА 8 і 9. За збільшених коливань підвіски 3 з датчика вертикальних прискорень 15 сигнал подається на ЕБУ і далі на електронний перетворювач 6, після чого ЕБУ дає команду на закриття

дроселя 11, який вимикає ПГА 9 з роботи. При цьому працює тільки один ПГА, що збільшує жорсткість підвіски, змінюючи її характеристики.

Таким чином, вдається розширити динамічний діапазон регулювання жорсткості пружних якостей підвіски, що дає змогу значно наблизити її до напівактивних систем.

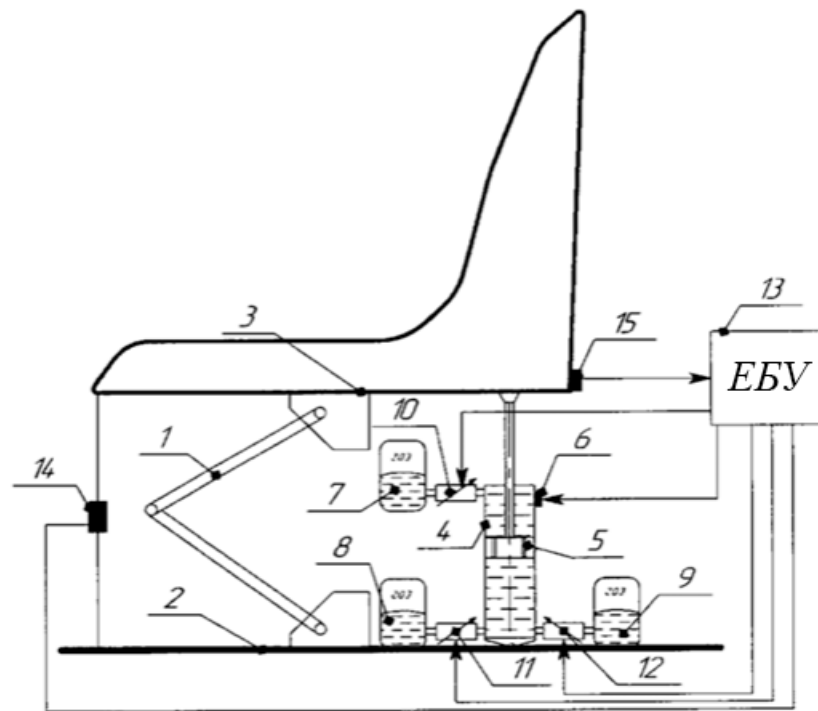


Рис. 1.12 – Адаптивна конструкція підвіски сидіння ТТА: 1 - напрямні планки; 2 - основа; 3 - подушка сидіння зі спинкою; 4 - гідравлічний демпфер; 5 - електромагнітна котушка; 6 - датчик демпфера (електронний перетворювач); 7, 8, 9 - пневмогідравлічні акумулятори; 10, 11, 12 - керовані дроселі; 13 - ЕБУ; 14, 15 - датчики вібрації

На рис. 1.13 представлено регульований магнітореологічний амортизатор [15], який має однотипну конструкцію зі звичайним в'язким демпфером. Відмінною особливістю є магнітореологічна рідина, якою заправлено пристрій, і наявність вбудованого в демпфер соленоїда, що створює магнітне поле. Під його впливом магнітні частинки утворюють ланцюжки, які визначають параметр плинності масла. У такому стані реологічні властивості та в'язкість змінюються. Регулювання сили струму

соленоїда, безступінчаста зміна демпфірування відбуваються без використання таких рухомих частин, як клапани або дросельні отвори, що позитивно позначається на надійності та швидкодії. Дана конструкція здатна змінювати гідравлічний опір з частотою до 1000 Гц, але для цього потрібні оперативне опрацювання сигналів від датчиків і формування в ЕБУ керуючого сигналу відповідно до розробленого алгоритму.

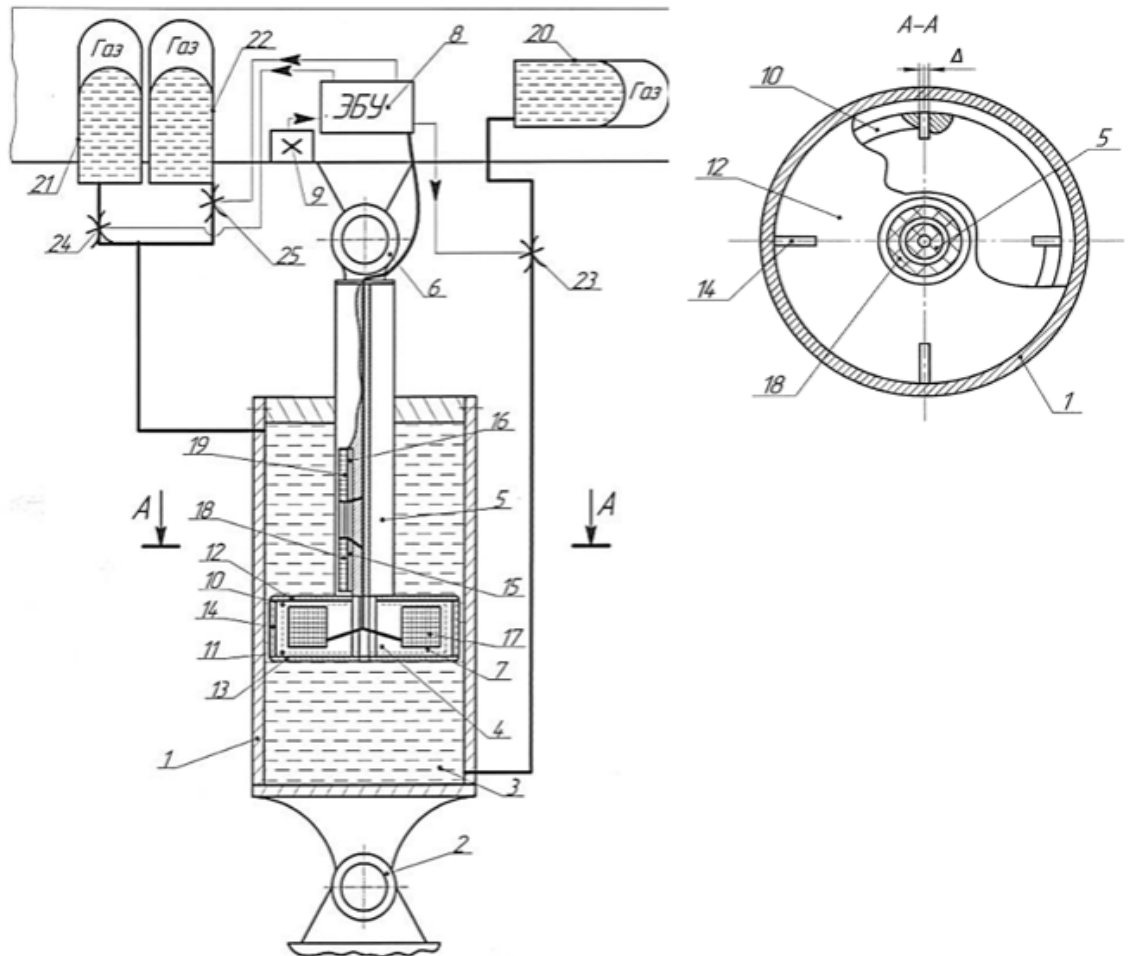


Рис. 1.13 – Адаптивний амортизатор: 1 - корпус; 2, 6 - вузол; 3 - циліндрична камера; 4 - поршень; 5 - порожнистий шток; 6 - соленоїдна котушка; 8 - ЕБУ; 9 - датчик вертикальних коливань; 10, 11 - полюси, що чергуються; 12, 13 - магнітоізолювальні шайби; 14 - антифрикційна магнітоізолювальна прокладка; 15, 16 - сердечники; 17, 18, 19 - секції соленоїдної котушки; 20 - пневмогідравлічний пружний елемент; 23, 24, 25 – регульовані дроселі

Представлений на рис. 1.13 адаптивний амортизатор складається з циліндричного корпусу, заповненого магнітореологічною рідиною, в якому встановлюється поршень зі штоком, забезпеченим соленоїдною котушкою, пов'язаною з електронним блоком управління, при цьому штокову порожнину з'єднано з одним, а підпоршневу порожнину з двома газопневматичними акумуляторами. На рамі транспортного засобу встановлено датчик вертикальних прискорень, який подає керівний сигнал на блок управління, який за заданою програмою регулює подачу рідини в гідропневматичний акумулятор 20, стискаючи в ньому газ. З ЕБУ сигнал надходить також на дроселі 24 і 25, які подають магнітореологічну рідину з порожнини 21 і 22 в порожнину циліндра 3. Це дає змогу значно знизити коливання магнітореологічної рідини та пружних якостей гідропневматичних акумуляторів. У разі підвищених коливань або резонансних явищ датчик вертикальних коливань подає сигнал на ЕБУ, на підставі якого формується керівний сигнал, що передається на дросель 24, перекриваючи канал 21. Таким чином, працюючим залишається тільки один гідропневматичний акумулятор 22, що дає змогу змінити характеристику підвіски за рахунок збільшення жорсткості, а також усунути коливання на всіх режимах, включно з резонансними коливаннями. Незважаючи на наявність певних переваг, адаптивні амортизатори мають складну конструкцію.

Магнітореологічний амортизатор з активним демпфером і кількома керованими пневмоакумуляторами, що практично наближається до напівактивних підвісок. Аналогічного типу амортизатори знаходять застосування в сучасних автомобілях (Audi Dynamic Ride Control, General Motors - Ride Control та ін.) [17, 18].

Для керування адаптивною системою підресорювання достатньо контролера з низькою пропускнуою спроможністю, тому що адаптивна система підвіски реагує тільки на значні зміни в роботі підвіски, наприклад,

зміна нерівності дороги, виїзд МЕС з асфальтованої ділянки дороги на ґрунтову і т. д.

У сучасних адаптивних системах пропускну здатність контролера намагаються збільшити для того, щоб створити здатність швидко реагувати на впливи підвіски сидіння. Однак пропускну здатність цих систем, як і раніше, обмежена. Аналіз випробувань цих систем засвідчив, що вони знижують низькочастотні коливання підресорених мас із частотою коливань від 1 до 6 Гц. Перевагами є вищі пропускі спроможності в напівактивних і активних системах підвіски, однак вони мають складнішу конструкцію, через що не знаходять широкого поширення.

Системи підресорювання, здатні змінювати свої характеристики не тільки дискретно, а й безперервно, належать до напівактивних. Для їхньої роботи потрібна відносно невелика кількість зовнішньої енергії порівняно з активними системами. Швидкодія напівактивних систем перебуває в межах 20-30 Гц, що дає змогу змінювати їхні характеристики протягом окремих циклів коливань [18].

Фірмою «John Deere» використовуються конструкції напівактивної підвіски сидіння з регульованим демпфуванням на основі магнітореологічної рідини, розроблені компанією «Sears» [19].

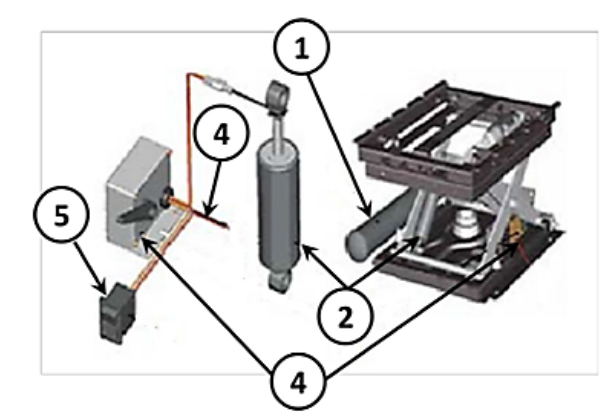


Рис. 1.14 – Напівактивна підвіска сидіння VRS® фірми «Sears»: 1 - ресивер зі стисненим повітрям; 2 - магнітореологічний амортизатор; 3 - датчик положення підвіски сидіння та ЕБУ; 4 - джерело живлення; 5 - тумблер управління для вибору жорсткості підвіски сидіння

Працює ця підвіска таким чином. Під час руху ТТА датчик положення пов'язаний з ЕБУ, який передає електричний сигнал на електромагнітну котушку демпфера 2, що призводить до зміни демпфуючих якостей амортизатора 2. Балон 1 стисненого повітря слугує для накопичення та подачі стисненого повітря в порожнину ресори підвіски, яка забезпечує частоту власних коливань 0,50-0,75 Гц. Складним вузлом у цій конструкції є магнітореологічний демпфер. Результати досліджень систем підресорювання показали, що максимальна кількість зовнішньої споживаної енергії припадає повністю на активні підвіски (понад 10 000 Вт), а мінімум споживання енергії припадає - на адаптивні та напіваактивні підвіски (10-20 Вт) [40].

Розглянуті раніше конструкції систем підресорювання працюють за принципом накопичення енергії коливань через пружний елемент і розсіювання цієї енергії через демпфувальний елемент. Відмінною особливістю активної системи підресорювання є те, що для її роботи необхідне введення зовнішньої енергії, яка витрачається на виконавчий пристрій, розташований між підресореною і непідресореною масою, що дає змогу повністю керувати амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ) цієї підвіски, яку формуватимуть за рахунок роботи ЕБУ зі зворотним зв'язком за розробленим для конкретної системи алгоритмом.

Також відома оригінальна конструкція пневматичної системи вторинного підресорювання з керованим відбором енергії з коливального контуру. Ця конструкція працює таким чином. Під час руху вниз тиск у пневмобалоні 1 зростає, і наприкінці стиснення з датчика положення 14 сигнал надходить на ЕБУ 15, який відкриває клапан 8. При цьому повітря надходить із пневмобалона 1 в ресивер 9, що призводить до перепаду тиску між ресиверами 9 і 10. Це дає змогу пневмодвигуну 11 переміщати повітря з одного ресивера 9 в інший 10. На ході відбою клапан 8 закривається, а в його кінці відкривається клапан 7, за більшого тиску в пневмобалоні 1 порівняно з ресивером 10. Це дає змогу запускати пневмодвигун 11 за рахунок перепаду

тиску між ресиверами 9 і 10 [28]. Таким чином, керована характеристика підвіски отримується в результаті зміни перепаду тиску повітря в ресиверах 9 і 10. За рахунок цього приводиться в дію пневмодвигун.

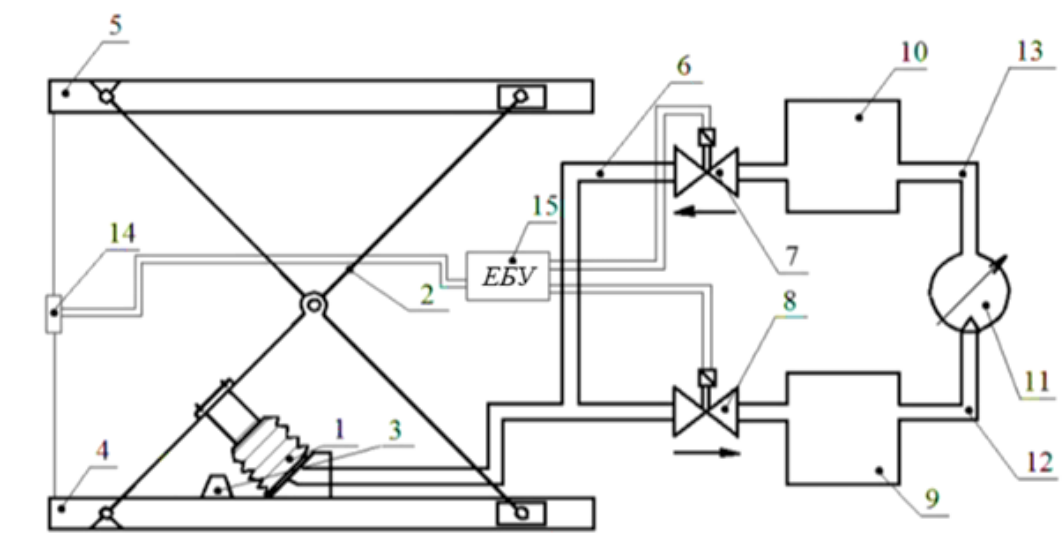


Рисунок 1.15 – Підвіска сидіння з активною системою вторинного підресорювання: 1 - пневмобалон; 2 - напрямні важелі; 3 - гумовий буфер; 4, 5 - нижня і верхня основа; 6 - датчик переміщення; 7, 8 - пневматичні клапани; 9, 10 - ресивери; 11 - пневмодвигун; 12, 13 - пневмомагістралі

У результаті досліджень [36] було визначено наступне:

- частота власних коливань сидіння з вантажем становить 1,2-1,4 Гц;
- розроблене технічне рішення має широкий динамічний діапазон зміни експлуатаційних показників;
- параметри пружно-демпфувальної характеристики відповідають вимогам ДСТУ і значно знижують коливання оператора ТТА.

На рис. 1.16 наведено активну підвіску сидіння, особливістю якої є застосування електромагнітного демпфера [26].

Підвіска працює таким чином. При коливаннях з датчиків вертикальних прискорень кабіни 10, переміщення сидіння 13, кутового переміщення важелів підвіски 8, а також з датчика 6 прискорень підвіски і переднього моста 14, сигнал надходить на ЕБУ, який приймає рішення про режим гасіння. За незначних коливань працює пневмоциліндр 3 і електромагнітний демпфер з однією котушкою, це призводить до зниження

електроенергії. За значних коливань ЕБУ перекриває впускний клапан 4, а випускний з'єднує з атмосферою. Відтепер пружно-демпфувальні властивості виконує електромагнітний циліндричний демпфер, що містить котушки індуктивності 17, розділені магнітними 18 і немагнітними кільцями 19, при цьому всередині котушок вміщено шток 20 із магнітами. Сила струму в котушках, а також швидкість її наростання або спадання регулює ЕБУ за сигналами з датчиків 8, 9 і 10 [3, 29]. У цьому разі споживається значна кількість електроенергії.

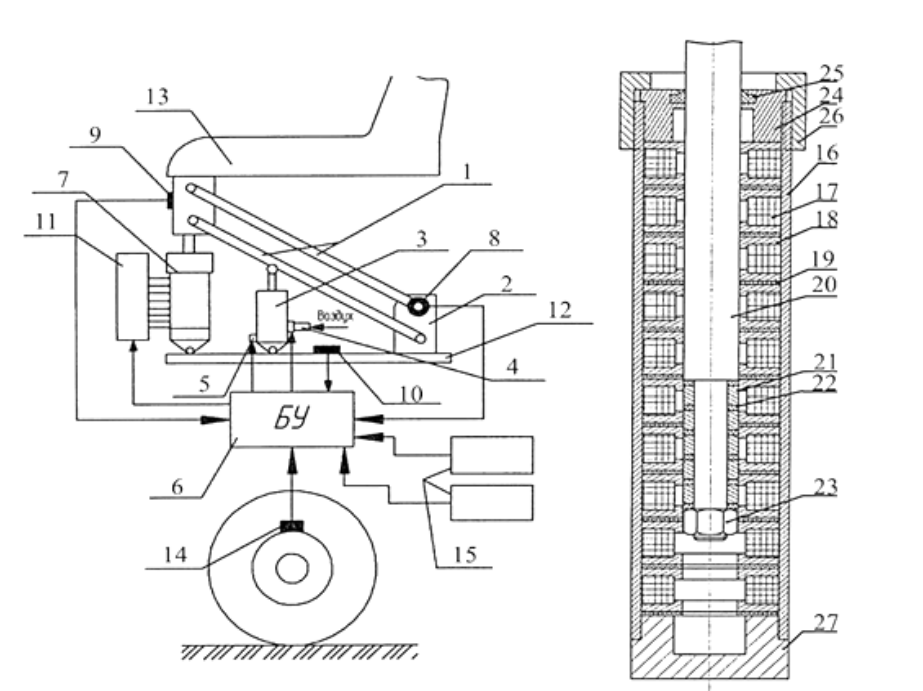


Рис.1. 16 – Підвіска сидіння з активною системою підресорювання: 1 - важіль; 2 - кронштейн; 3 - пневмоциліндр; 4, 5 - впускний і випускний клапани; 6 - блок управління; 7 - електромагнітний демпфер; 8 - потенціометричний датчик кутового положення важеля; 9 - датчик прискорення; 10 - датчик вертикальних прискорень кабіни; 11 - перетворювач сигналів; 12 - основа; 13 - каркас підвіски сидіння; 14 - датчик прискорення переднього моста; 15 - сигнали бортової системи; 16 - циліндр; 17 - котушки індуктивності; 18 і 19 - магнітні й немагнітні кільця; 20 - шток; 21 - магніти; 22 - немагнітні кільця; 23 - гайка; 24 - елемент ущільнювача штока; 25 - упор; 26 - гайка; 27 - нижня склянка

Описані вище технічні рішення нині впроваджуються в підвісках сучасних гоночних автомобілів [38]. Однак поки що широкого застосування в підвісках мостів і сидінь мобільних енергетичних засобів не отримали через високе споживання електроенергії.

Фірма «Grammer» випустила цілу низку активних підвісок сидінь [24], випробування яких було проведено на тракторах «John Deere». Працює підвіска таким чином. Під час руху трактора датчик положення 1 передає дані на блок керування 2, керуючий сигнал від якого надходить на електропневматичний клапан 3, додатковий об'єм повітря надходить із ресивера 4. Демпфірування коливань здійснюють пневматичним і гідравлічним амортизатором 6.

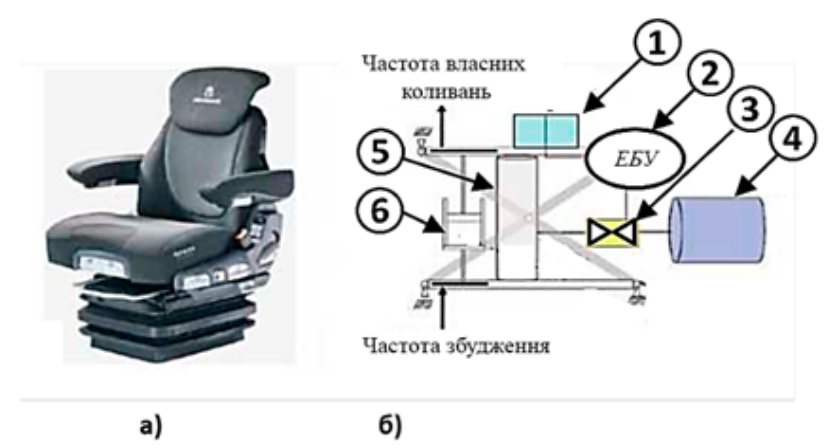


Рис. 1.17 – Сидіння фірми «Grammer» з активною підвіскою: а) загальний вигляд сидіння; б) схема підвіски; 1 - датчик положення; 2 - контролер; 3 - електропневматичний клапан; 4 - додатковий об'єм повітря; 5 - пневматичний пружний елемент; 6 - амортизатор

Таким чином, робляться спроби створення ефективних активних підвісок, однак через велике споживання енергії, недостатній ступінь опрацювання алгоритмів управління віброзахисними характеристиками та дорогі магнітореологічні амортизатори такі підвіски наразі впроваджуються недостатньо широко.

Незважаючи на значну кількість розроблених віброзахисних систем, на сьогодні широке застосування отримали пасивні системи віброзахисту. Ці системи мають просту конструкцію, надійні та довговічні в експлуатації. Однак вони не задовольняють вимогам щодо вібраційного захисту оператора, особливо в МЕС, що виконують свої завдання в сільському господарстві на підвищених швидкостях руху, де застосування пасивних систем обмежене і практично досягло своєї межі, а в деяких випадках ці системи вже не справляються з поставленими завданнями.

Таким чином, аналіз перерахованих вище робіт показав, що проміжним варіантом за ефективністю віброзахисту оператора на підвищених швидкостях руху є використання адаптивних і напівактивних систем. Результати досліджень цих систем показали хорошу ефективність зниження вібраційної навантаженості.

Однак у таких підвісках недостатньо опрацьовано питання вибору раціональної характеристики і системи управління пружно-демпферними властивостями. При цьому застосування напівактивних систем із магнітореологічними амортизаторами поки що не знаходить широкого застосування через високу складність як самої конструкції, так і системи управління.

Активні віброзахисні системи, як і раніше, залишаються перспективним напрямком, проте основним фактором, що стримує їхнє широке застосування, є високе енергоспоживання, складність конструкції та висока вартість [16].

З огляду на вищевикладені аргументи, вдосконалення підвіски оператора за рахунок вибору раціональної характеристики та управління її пружно-демпфувальними властивостями під час руху на підвищених швидкостях ТТА, є актуальною проблемою.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ

2.1 Розроблення динамічної моделі коливань колісного ТТА

Розроблення всеосяжної динамічної моделі коливань колісного ТТА є трудомістким завданням. Для врахування нелінійних взаємодій різних вузлів і агрегатів, складного характеру зміни жорсткості та демпфування необхідно використовувати значну кількість певних констант і залежностей як вихідні дані для математичної моделі, що також надмірно ускладнює її розв'язання. Тому з метою скорочення часу, що витрачається на виконання розрахунків, у розроблювану математичну модель слід вводити деякі спрощення. При цьому замість реального

ТТА приймають еквівалентну йому в динамічному плані фізичну модель, яку складають інерційні маси, що замінюють рухомі маси ТТА і момент інерції його остова, пружні елементи, що характеризують жорсткість шин і підвіски сидіння, а також дисипативні елементи, що описуються коефіцієнтами демпфірування шин і підвіски сидіння.

Під час побудови динамічної моделі прийнято такі допущення.

1. Розгляд амплітудно-частотних характеристик передавальних трактів "грунт - остов" або "грунт - сидіння" будемо проводити в діапазоні частот до 20 Гц.

2. Поверхню ґрунту вважаємо абсолютно жорсткою, що не має реологічних властивостей.

3. Параметри жорсткості та демпфірування шин приймаємо постійними і такими, що не залежать від частоти збурення.

4. Приймаємо остов як єдине недеформоване жорстке тіло з незмінним положенням центру ваги.

5. У математичній моделі не враховуємо пружні та демпферні властивості демпферів кабіни.

6. Розгляд коливань проводимо в одній поздовжньо-вертикальній площині XZ , що обґрунтовується симетрією трактора відносно цієї площини, при цьому передбачається відсутність коливань у поперечній площині.

7. Відстань від центру мас трактора до коліс переднього моста причепа передбачається постійною.

8. Коефіцієнти опору коченню f трактора і $f_{пр}$ причепа приймаємо однаковими під колесами передніх і задніх мостів.

З урахуванням прийнятих припущень колісний трактор являє собою коливальну систему з чотирма ступенями свободи, схематичне представлення якої показано на рис. 2.1.

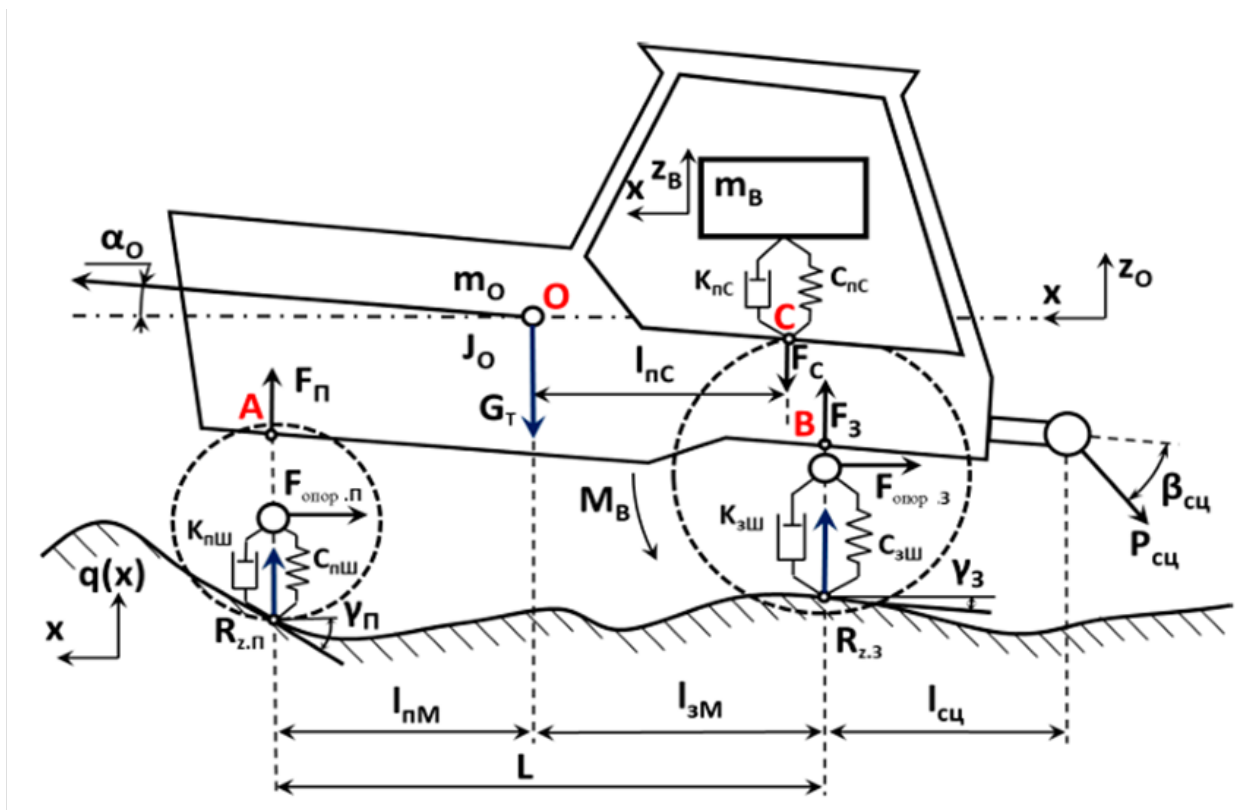


Рис. 2.1 – Загальна схема сил, що діють на трактор у складі ТТА

Для складання рівнянь руху тракторно-транспортного агрегату розберемо баланс сил і моментів, що діють на остов, підвіску сидіння і тракторно-транспортний агрегат загалом.

1. Сили й моменти, що діють на остов, спрощено подано на рис. 2.2.

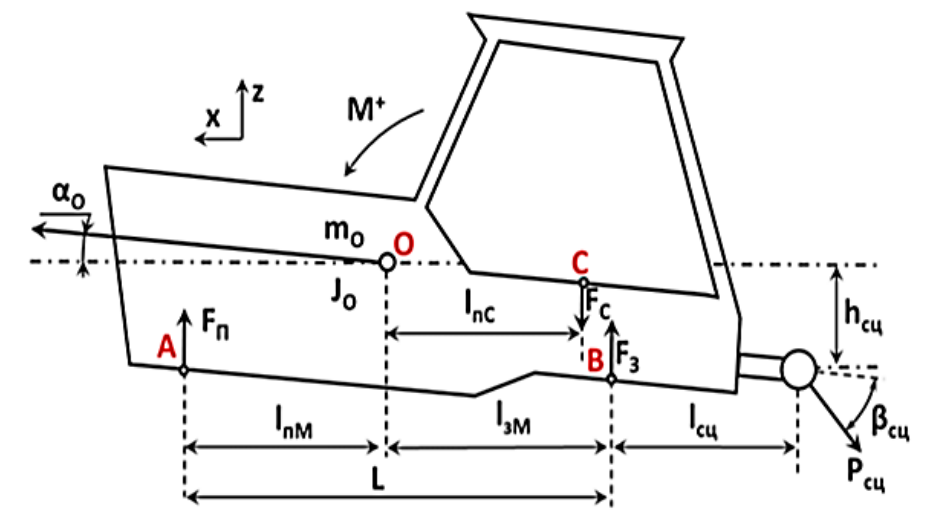


Рис. 2.2 – Схема сил і моментів, що діють на остов трактора у складі ТТА

Сума сил, що діють на остов уздовж вертикальної осі Z , виражається таким рівнянням:

$$m_0 \cdot C = F_n + F_z - F_c - P_{сц} \cdot \sin(\beta_{сц} + \alpha_0), \quad (2.1)$$

де F_n – проекція сумарної сили, що діє на передню вісь трактора вздовж осі Z , Н;

F_z – проекція сумарної сили, що діє на задню вісь трактора вздовж осі Z , Н;

F_c – проекція сумарної сили, що діє на підвіску сидіння трактора вздовж осі Z , Н;

$P_{сц}$ – сила, що діє в зчпному пристрої трактора, Н;

$\beta_{сц}$ – кут між вектором прикладеної сили $P_{сц}$ і віссю поздовжніх тяг навішування трактора, рад..;

α_0 – поточний кут відхилення остова трактора від положення статичної рівноваги, рад.

m_0 – маса остова трактора, кг;

z_0 – поточний зсув центру мас остова трактора від положення статичної рівноваги вздовж осі Z , м.

Слід зауважити, що дія вагових навантажень на передній $G_{ст.п}$ і задній $G_{ст.з}$ мости, сформованих загальною вагою трактора G_T , завжди

компенсується вертикальними реакціями опорної поверхні $R_{z.П}$ і $R_{z.З}$, що дає змогу не включати їх у явному вигляді до поданого вище рівняння, тобто

$$G_T = R_{z.П} + R_{z.З} \quad (2.2)$$

Сума моментів, що діють на остов відносно центру мас остова трактора (точки O), виражається таким рівнянням:

$$J_O \cdot \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2} = -F_{п} \cdot l_{nM} + F_3 \cdot l_{nM} - F_C \cdot l_{nC} + -P_{цц} \cdot \sin(\beta_{цц} + \alpha_0) \cdot (l_{зМ} + l_{цц}) + +P_{цц} \cdot \cos(\beta_{цц} + \alpha_0) \cdot h_{цц}, \quad (2.3)$$

де l_{nM} – проекція на вісь X відстані від центру мас остова трактора до передньої осі трактора, м;

$l_{зМ}$ – проекція на вісь X відстані від центру мас остова трактора до задньої осі трактора, м;

l_{nC} – проекція на вісь X відстані від центру мас остова до точки кріплення пружного елемента підвіски сидіння в кабіні трактора, м;

$l_{цц}$ – проекція на вісь X відстані від задньої осі до шарнірів поздовжніх тяг навішування трактора, м;

$h_{цц}$ – проекція на вісь Z відстані від центру мас остова до шарнірів поздовжніх тяг навішування трактора, м;

J_O – сумарний момент інерції остова трактора щодо осі, що проходить через центр його мас, $\text{кг} \times \text{м}^2$.

Слід зауважити, що дія моментів сил $G_{ст.П}$ і $G_{ст.З}$ взаємно скомпенсована, тобто

$$G_{ст.П} \cdot l_{nM} = G_{ст.З} \cdot l_{зМ}. \quad (2.4)$$

Це дає змогу не використовувати їх у явному вигляді в рівнянні моментів.

Суму сил, що діють на підресорену масу підвіски сидіння з водієм, можна знайти з такого рівняння:

$$m_B \cdot \frac{d^2 z_B}{dt^2} = F_C, \quad (2.5)$$

де m_B – маса непідресореної частини підвіски сидіння трактора з

оператором, кг;

z_B – поточний зсув непідресореної частини підвіски сидіння від положення статичної рівноваги вздовж осі Z , м.

Сума зовнішніх сил, які в загальному випадку діють на тракторно-транспортний агрегат (Рисунок 2.3) у напрямку поздовжньої осі X , виражається таким рівнянням:

$$m_0 \cdot \delta_{вр} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = P_K \cdot \cos(\gamma_3) - F_{опір.п} - F_{опір.з} - P_{сц} \cdot \cos(\beta_{сц} + \alpha_0) \cdot h_{сц} \quad (2.6)$$

$F_{опір.п}$ – діюча дотична сила тяги, що формується ведучим мостом трактора, Н;

$F_{опір.з}$ – компонента сумарної сили опору переміщенню коліс переднього моста трактора, що діє вздовж поздовжньої осі X , Н;

$\delta_{вр}$ – коефіцієнт урахування обертових мас трансмісії трактора, що обертаються;

γ_n – приведений кут ухилу профілю опорної поверхні під передніми рушіями трактора, рад.;

γ_3 – приведений кут ухилу профілю опорної поверхні під передніми рушіями трактора, рад.;

x – поточний зсув центру мас остова трактора від положення статичної рівноваги вздовж осі X , м.

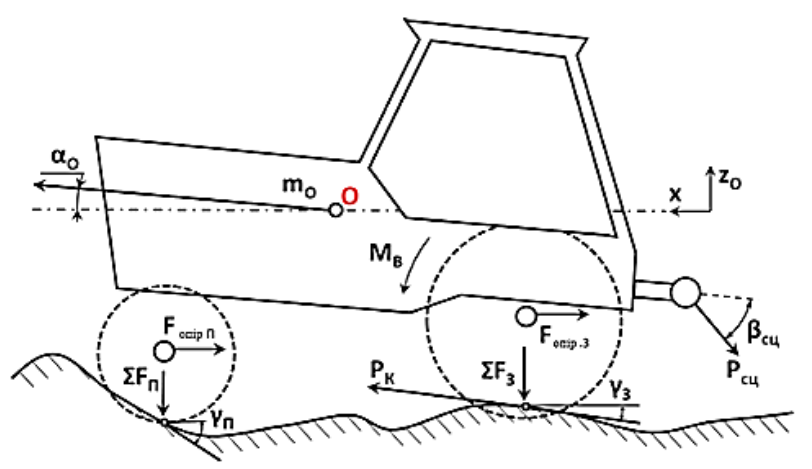


Рис. 2.3 – Схема сил, що діють на остов уздовж поздовжньої осі X , а також взаємопов'язаних із ними сил

Для визначення сил F_{Π} і F_3 , що діють з боку шин на опорну поверхню й остов (спільно зі статичними навантаженнями $G_{\text{ст.}\Pi}$ і $G_{\text{ст.}3}$), необхідно обчислити їхню поточну деформацію $z_{\text{пш}}$ і $z_{\text{зш}}$ і швидкість цієї деформації $V_{\text{пш}}$ і $V_{\text{зш}}$:

$$\begin{cases} z_{\text{пш}} = z_0 - q(x) + l_{\text{пм}} \cdot \sin(a_0); \\ z_{\text{зш}} = z_0 - q(x + L) - l_{\text{зм}} \cdot \sin(a_0); \\ V_{\text{пш}} = \frac{dz_{\text{пш}}}{dt}; \\ V_{\text{зш}} = \frac{dz_{\text{зш}}}{dt}; \end{cases}, \quad (2.7)$$

де $q(x)$ – функціональна залежність, що описує величину мікронерівностей агрофону, м;

L – база трактора, м.

Для визначення сили F_C , що діє з боку підвіски сидіння на оператора та остов, також необхідно обчислити її поточну деформацію $z_{\text{пс}}$ і швидкість цієї деформації $V_{\text{пс}}$:

$$\begin{cases} z_{\text{пс}} = z_B - z_O - l_{\text{пс}} \cdot \sin(a_0); \\ V_{\text{зш}} = \frac{dz_{\text{зш}}}{dt}; \end{cases} \quad (2.8)$$

Звідси можуть бути знайдені сили, що діють на остов трактора:

$$\begin{cases} F_{\Pi} = c_{\text{пш}} \cdot z_{\text{пш}} + k_{\text{пш}} \cdot V_{\text{пш}}; \\ F_3 = c_{\text{зш}} \cdot z_{\text{зш}} + k_{\text{зш}} \cdot V_{\text{зш}}; \\ F_C = F_{\text{пруж}}(z_{\text{пс}}) + F_{\text{демпф}}(V_{\text{пс}}); \end{cases} \quad (2.9)$$

де $c_{\text{пш}}$, $c_{\text{зш}}$, $c_{\text{пс}}$ – жорсткість передніх, задніх шин і підвіски сидіння, Н/м;

$k_{\text{пш}}$, $k_{\text{зш}}$, $k_{\text{зс}}$ – коефіцієнти демпфірування передніх, задніх шин і підвіски сидіння, Н с/м

Для підвісок сидінь, що серійно випускаються, з незмінним значенням жорсткості $c_{\text{пс}}$ і демпфування $k_{\text{пс}}$ сили пружності та демпфування знаходяться з таких формул:

$$\begin{aligned} F_{\text{пруж}}(z_{\text{пс}}) &= z_{\text{пс}} \cdot c_{\text{пс}}. \\ F_{\text{демпф}}(V_{\text{пс}}) &= k_{\text{пс}} \cdot V_{\text{пс}}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Для підвісок сидіння з пневматичним пружним елементом ця залежність має складніший характер.

Сили, що діють на колеса переднього моста трактора, показано на рис. 2.4.

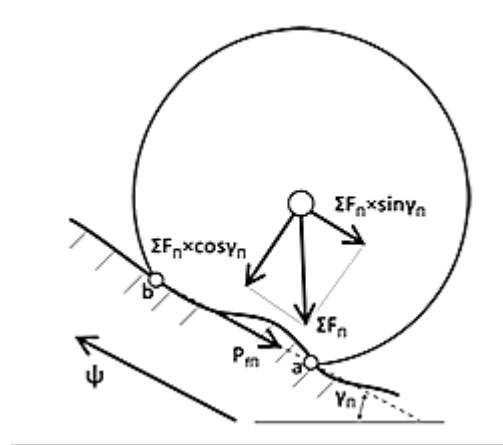


Рис. 2.4 – Схема сил, що діють на передній міст трактора

Сумарна вертикальна сила, що діє на передню вісь трактора вздовж вертикальної осі Z, дорівнює

$$\sum F_{\Pi} = F_{\Pi} + G_{\Pi.ст}, \quad (2.11)$$

де $G_{\Pi.ст}$ – вага, що припадає на передній міст, у положенні статичної рівноваги, кН.

Сила опору коченню переднього моста безпосередньо пов'язана з компонентом сумарної сили, що притискає колесо до поверхні:

$$P_{f\Pi} = f \cdot \sum F_{\Pi} \cdot \cos \gamma_{\Pi}. \quad (2.12)$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

γ_{Π} – приведений кут поверхні, якою котяться колеса переднього моста, °.

Сила опору на підйом коліс переднього моста визначається з такого виразу:

$$P_{i\Pi} = \sum F_{\Pi} \cdot \sin \gamma_{\Pi}. \quad (2.13)$$

Тоді загальна сила опору руху коліс переднього моста вздовж осі ψ дорівнює:

$$F_{\text{опір.}\Pi} = (P_{f\Pi} + P_{i\Pi}) \cdot \cos \gamma_{\Pi} = (f \cos^2 \gamma_{\Pi} + \cos \gamma_{\Pi} \cdot \sin \gamma_{\Pi}) \cdot (F_{\Pi} + G_{\Pi.ст}). \quad (2.14)$$

Для знаходження наведеного кута $\gamma_{\text{п}}$ за відомого поточного положення осі переднього моста трактора та відомих геометричних параметрів опорної поверхні $q(x)$ уздовж осі X необхідно знайти координати початкової та кінцевої точки плями контакту коліс із ґрунтом (Рисунок 2.5, точки a і b). Для цього потрібно розв'язати таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} (Y_i - q(X_a))^2 = r_{\text{кп}}^2 - (X_a - X_i)^2; \\ (Y_i - q(X_b))^2 = r_{\text{кп}}^2 - (X_i - X_b)^2; \end{cases} \quad (2.15)$$

де X_i, Y_i – координати поточного положення осі переднього моста, м;

$r_{\text{кп}}$ – статичний радіус коліс переднього моста, м

X_a, X_b – координати точок початку (a) і кінця (b) плями контакту вздовж осі X , м.

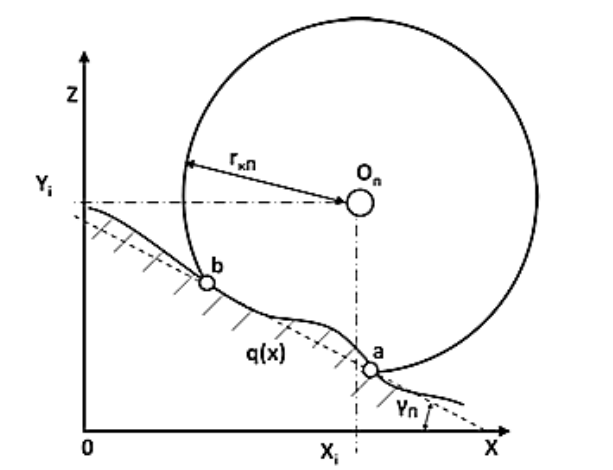


Рис. 2.5 – Визначення приведенного кута $\gamma_{\text{п}}$ контакту передніх коліс з опорною поверхнею

Знаючи положення точок a і b , можемо розрахувати наведений кут $\gamma_{\text{п}}$ опорної поверхні під колесами переднього моста:

$$\gamma_{\text{п}} = \arctg \left(\frac{q(X_b) - q(X_a)}{X_a - X_b} \right). \quad (2.16)$$

Сили, що діють на задній міст, аналогічні силам, що діють на передній міст, але до балансу додається дотична сила тяги P_K , що формується в плямі контакту під дією ведучого моменту M_D , прикладеного від трансмісії.

Діючу дотичну силу тяги PPK може бути знайдено з такого відомого співвідношення:

$$P_K = \frac{M_D \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k} \quad (2.17)$$

де M_D – поточний крутний момент двигуна, Н×м;

$i_{\text{тр}}$ – передавальне число трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_k – радіус кочення, м.

Крутний момент M_D для дизельних двигунів перебуває у функціональній залежності від частоти обертання n_d , що визначається швидкісною характеристикою ДВЗ (Рисунок 2.6).

Ця залежність під час математичного аналізу роботи ДВЗ часто описується рівняннями Лейдермана [14, 47]:

$$N_e = N_{\text{max}} \left[0,53 \frac{n_d}{n_N} + 1,56 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 - 1,09 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.18)$$

де N_{max} – максимальна потужність ДВЗ, кВт;

n_d – поточна частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

n_N – частота обертання, що відповідає номінальній потужності роботи двигуна, хв⁻¹.

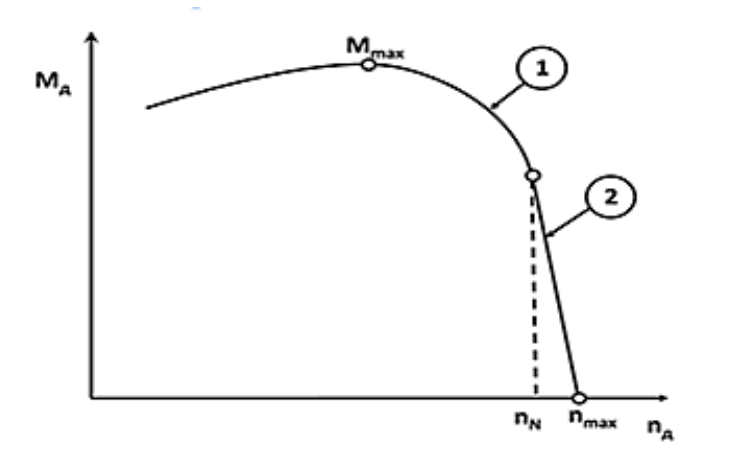


Рис. 2.6 – Характерний вигляд зовнішньої швидкісної характеристики дизельного ДВЗ: 1 - коректорна гілка; 2 - регуляторна гілка

Розрахунок поточного крутного моменту здійснюється за такою формулою:

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n_d} \quad (2.19)$$

Ці рівняння справедливі для коректорної гілки зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, на регуляторній гілці залежність має лінійний характер [14, 47]. При цьому максимальна частота обертання двигуна, характерна роботі трактора без гакового зусилля [76], визначається з такої залежності:

$$n_{max} = (1 + \delta_p) \cdot n_N, \quad (2.20)$$

де δ_p – ступінь нерівномірності регулятора частоти обертання, для тракторних дизелів $\delta_p = 0,06 \div 0,008$.

Отже, для регуляторної гілки справедливе таке співвідношення:

$$M_D = (n_{max} - n_D) \cdot \frac{M_N}{n_{max} - n_N} \quad (2.21)$$

де M_N – крутний момент двигуна, що відповідає номінальній частоті обертання двигуна, Н·м;

Частота обертання двигуна залежить від поточної швидкості руху згідно з формулою:

$$n_D = V \cdot \frac{i_{тр}}{0,377 \cdot r_k}. \quad (2.22)$$

Тоді, використовуючи ті самі підходи, що були застосовані під час аналізу роботи переднього моста, визначимо загальну силу опору руху коліс заднього моста $F_{опір.з}$ уздовж осі x [76, 94].

$$F_{опір.з} = (P_{із} + P_{fs}) \cdot \cos \gamma_3 = (f \cdot \cos^2 \gamma_3 + \cos \gamma_3 \cdot \sin \gamma_3) \cdot (F_3 + G_{з.ст}), \quad (2.23)$$

де $G_{з.ст}$ – вага, що припадає на задній міст, у положенні статичної рівності, кН;

γ_3 – приведений кут поверхні, якою котяться колеса моста, °;

P_{fs} – сила опору коченню коліс заднього моста, Н;

$P_{із}$ – сила опору на підйом коліс заднього моста, Н.

Однією з найменш вивчених сил, що впливають на вертикальні коливання ТТА, є чинна в зчїпному пристрої трактора сила $P_{ц}$. Як показують дослідження, середня сила, що діє в зчїпному пристрої з допустимою точністю (Рисунок 2.8), може бути знайдена як [8, 73, 93]:

$$P_{\text{сц}} = (f_{\text{пр}} \cdot \cos \tau_{\text{пр}} + \sin \tau_{\text{пр}}) \cdot G_{\text{пр}}, \quad (2.24)$$

де $G_{\text{пр}}$ – вага завантаженого причепа, кН;

$\tau_{\text{пр}}$ – приведений кут поверхні, якою котиться причіп, °;

$f_{\text{пр}}$ – коефіцієнт опору перекочуванню коліс причепа по опорній поверхні.

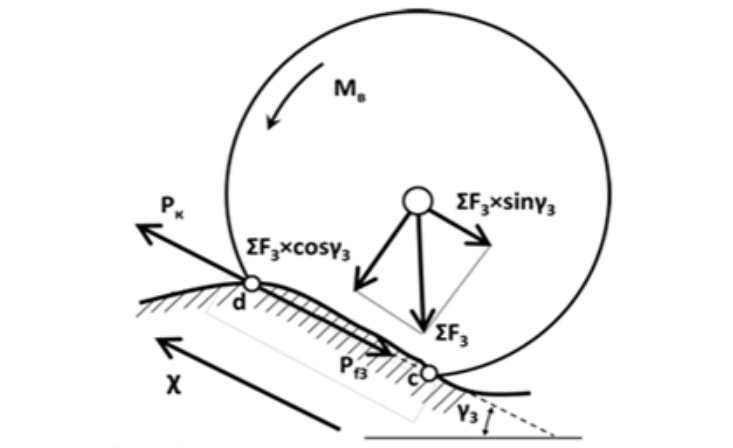


Рис. 2.7 – Схема сил, що діють на задній міст трактора

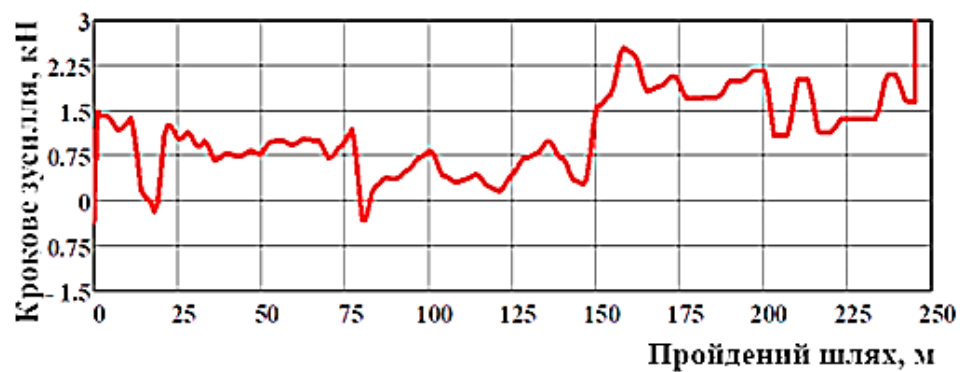


Рис. 2.8 – Залежність середнього значення тягового зусилля на гаку трактора від агрофону опорної поверхні

Наведений кут поверхні, якою котиться завантажений причіп, визначатимемо за такою формулою:

$$\tau_{\text{пр}} = \arctg \left(\frac{q(X_{\text{п.пр}}) - q(X_{\text{з.пр}})}{L_{\text{пр}}} \right), \quad (2.25)$$

де $X_{\text{п.пр}}$ – горизонтальне положення точки торкання переднього моста причепа до опорної поверхні, м;

$X_{\text{з.пр}}$ – горизонтальне положення точки торкання заднього моста причепа опорної поверхні, м;

$L_{\text{пр}}$ – база прицепа, м.

Положення точок торкання коліс причепа опорної поверхні, згідно з прийнятими допущеннями, приймаємо постійним. Взаємозв'язок між положенням точок торкання може бути описано тривіальною формулою:

$$L_{\text{пр}} = X_{\text{п.пр}} - X_{\text{з.пр}}. \quad (2.26)$$

Представимо математичну модель у вигляді узагальненої 4-х масової системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_0 \cdot \frac{d^2 z_0}{dt^2} = F_{\text{п}} + F_3 - F_c - P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0); \\ J_0 \cdot \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2} = -F_{\text{п}} \cdot l_{\text{нМ}} + F_3 \cdot l_{\text{нМ}} - F_c \cdot l_{\text{нС}} + -P_{\text{сц}} \cdot \sin(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot (l_{\text{зМ}} + \\ \quad + P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot h_{\text{сц}} \\ m_B \cdot \frac{d^2 z_B}{dt^2} = F_c, \\ m_0 \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = P_K \cdot \cos(\gamma_3) - F_{\text{опір.П}} - F_{\text{опір.З}} - P_{\text{сц}} \cdot \cos(\beta_{\text{сц}} + \alpha_0) \cdot \end{array} \right. \quad (2.27)$$

Усі параметри, що входять у цю систему, визначаються за наведеними вище співвідношеннями (2.2) - (2.26).

Початковими умовами в момент часу $t = 0$ під час розв'язання цієї задачі були:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dz_0}{dt} \Big|_{t=0} = 0; \\ z_0(0) = 0; \\ \frac{d\alpha_0}{dt} \Big|_{t=0} = 0; \\ \alpha_0(0) = 0; \\ \frac{dz_B}{dt} \Big|_{t=0} = 0; \\ z_B(0) = 0; \\ \frac{dx}{dt} \Big|_{t=0} = V_{\text{нач}}; \\ x(0) = 0, \end{array} \right. \quad (2.28)$$

де $V_{\text{нач}}$ – початкова швидкість руху, км/год.

Цю класичну задачу Коші розв'язували чисельним методом із використанням математичного пакета MathCad 15.

За використання цієї моделі ми можемо отримати значення вертикальних прискорень, швидкостей і переміщень у різних точках

трактора. На рис. 2.9-2.11 представлено теоретичні значення вертикальних прискорень, швидкостей і переміщень під час переїзду одиничної нерівності синусоїдального профілю з початковою швидкістю 7,4 км/год, які отримано з використанням розробленої математичної моделі.

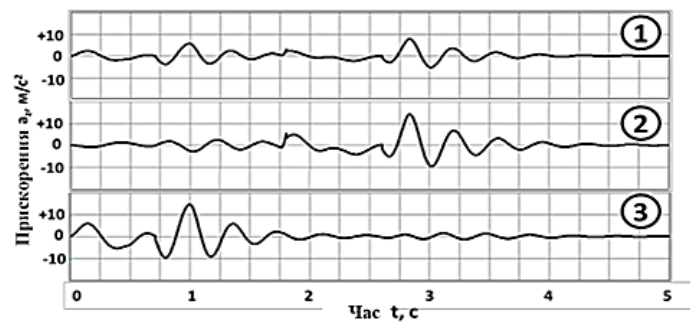


Рис. 2.9 – Значення прискорень у різних точках трактора під час переїзду одиничної нерівності: 1 - прискорення в центрі мас остова трактора; 2 - прискорення на задньому мосту трактора; 3 - прискорення на передньому мосту трактора

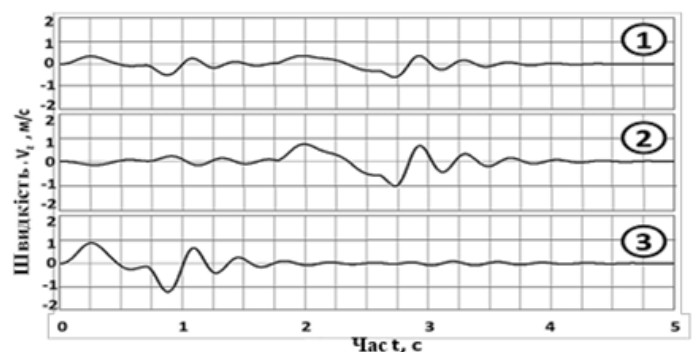


Рис. 2.10 – Значення швидкостей вертикальних переміщень у різних точках трактора під час переїзду одиничної нерівності: 1 - швидкість вертикального переміщення трактора в центрі мас остова; 2 - швидкість вертикального переміщення трактора на задньому мосту; 3 - швидкість вертикального переміщення трактора на передньому мосту

Крім цього, застосування вищеописаної моделі дає змогу теоретично оцінити ефективність використання підвісок сидінь із різними пружно-демпферними властивостями, наприклад під час переїзду одиничної нерівності.

Результати математичного моделювання застосування різних конструкцій підвісок сидінь на тракторі МТЗ-1221.2 представлено на рис. 2.12.

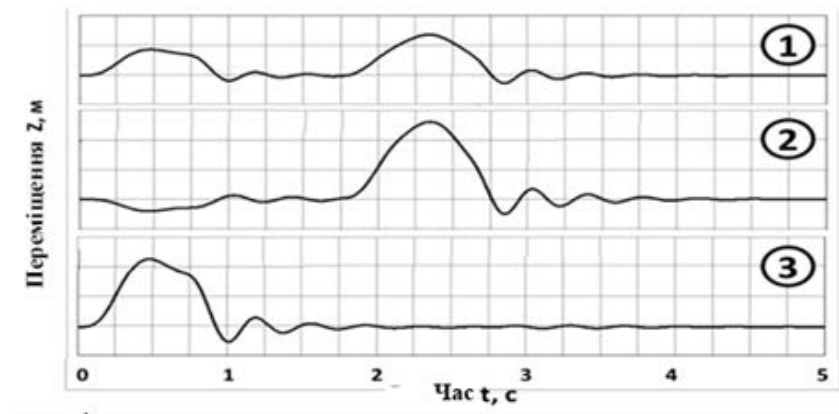


Рис. 2.11 – Значення швидкостей вертикальних переміщень у різних точках трактора під час переїзду одиничної нерівності: 1 - вертикальні переміщення трактора в центрі мас остова; 2 - вертикальні переміщення трактора на задньому мосту; 3 - вертикальні переміщення трактора на передньому мосту



Рис. 2.12 – Результати математичного моделювання застосування різних підвісок сидіння під час переїзду одиничної нерівності

Аналіз представлених аналітичних залежностей показав, що найменшу ефективність щодо зниження вертикальних прискорень мають конструкції підвіски сидінь із лінійною пружною характеристикою. Найбільшу ефективність демонструють конструкції, що мають малу жорсткість у зоні незначних переміщень із різким її зростанням під час наближення деформації

до зони пробою. При цьому демпфірування має змінюватися відповідним чином. Подібні пружно-демпферні властивості реалізуються в адаптивних підвісках сидіння.

2.2 Розробка конструкції адаптивної підвіски сидіння трактора

Принцип роботи пропонованої адаптивної підвіски сидіння [30] пояснює рис. 2.13

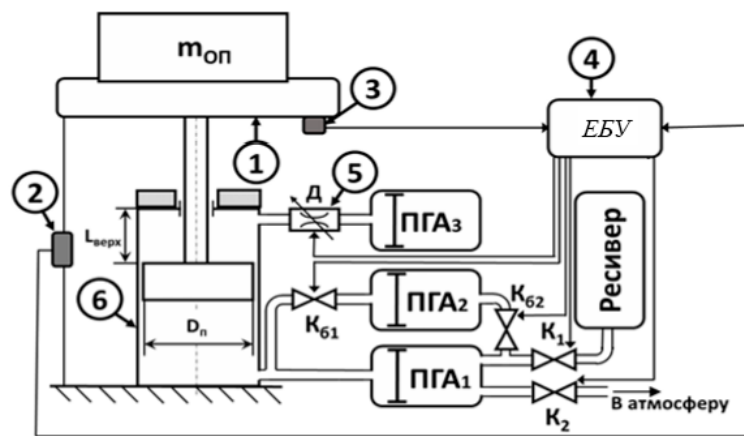


Рис. 2.13 – Схема конструкції адаптивної підвіски сидіння: 1 - гідроциліндр; 2 - датчик поточного положення; 3 - датчик вертикальних прискорень; 4 - електронний блок керування; 5 - керований дросель; 6 - гідроциліндр

Під час посадки оператора ТТА на сидіння 4 його вага впливає на поршень зі штоком 2, що призводить до переміщення робочої рідини з підпоршневої порожнини гідроциліндра 1 у відповідні порожнини ПГА1 і через відкритий швидкодіючий клапан K_{61} ПГА2. Це спричиняє стиснення робочого газу пневматичної частини ПГА1 і ПГА2, що з'єднані через відкритий швидкодіючий клапан K_{62} , до деякого усталеного значення тиску $P_{ст}$, за якого відбувається вирівнювання сил пружної деформації газу та ваги оператора $G_{оп}$, що припадає на сидіння. Як правило, цю вагу визначають так [7]:

$$G_{оп} = \frac{5}{7} \cdot m_{оп} \cdot g, \quad (2.29)$$

де $m_{оп}$ – маса оператора, кг.

Перед початком роботи відбувається початкове налаштування підвіски сидіння на вихідне положення, за якого поршень розташований на відстані $1/3$ повного ходу L від положення з повністю витягнутим штоком ($L_{\text{верх}}$), що може бути визначено датчиком поточного положення підвіски сидіння. Це досягається за рахунок регулювання тиску в пневматичній частині ПГА1 і ПГА2 відкриттям клапанів K_1 або K_2 . При цьому тиск статичної рівноваги $P_{\text{ст}}$ залишається незмінним:

$$P_{\text{ст}} = \frac{4 \cdot G_{\text{оп}}}{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}, \quad (2.30)$$

де $D_{\text{п}}^2$ – діаметр поршня гідроциліндра, м.

2.2.1 Розрахунок раціонального об'єму ПГА1

Для визначення мінімального робочого об'єму V_1 пневматичної порожнини ПГА1 необхідно задатись амплітудним значенням постійно діючого прискорення $a_{\text{макс}}$ на тіло оператора, яке може призвести до пробою підвіски.

Тоді максимальне значення тиску $P_{\text{макс}}$ визначатиметься як

$$P_{\text{макс}} = \frac{20 \cdot m_{\text{оп}} \cdot (g + a_{\text{макс}})}{7 \cdot \pi \cdot D_{\text{п}}^2} \quad (2.31)$$

Цьому тиску має відповідати повне переміщення штока з поршнем донизу і відповідна зміна об'єму в пневматичній камері ПГА1 (Рис. 2.14):

$$\Delta V = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{\text{п}}^2 \quad (2.32)$$

де L – повний хід підвіски, м.

У цьому разі має задовольнятися таке співвідношення політропного процесу стиснення [19, 21]:

$$P_{\text{ст}} \cdot V_1^n = P_{\text{макс}} \cdot (V_1 - \Delta V)^n, \quad (2.33)$$

де V_1 – робочий об'єм пневматичної камери ПГА1, за тиску $P_{\text{ст}}$, м³.

Для того щоб знайти об'єм V_1 , за якого задовольняється зазначена вище тотожність, необхідно обчислити [9]:

$$V_1 = \frac{\Delta V}{1 - \left(\frac{P_{ст}}{P_{макс}}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2.34)$$

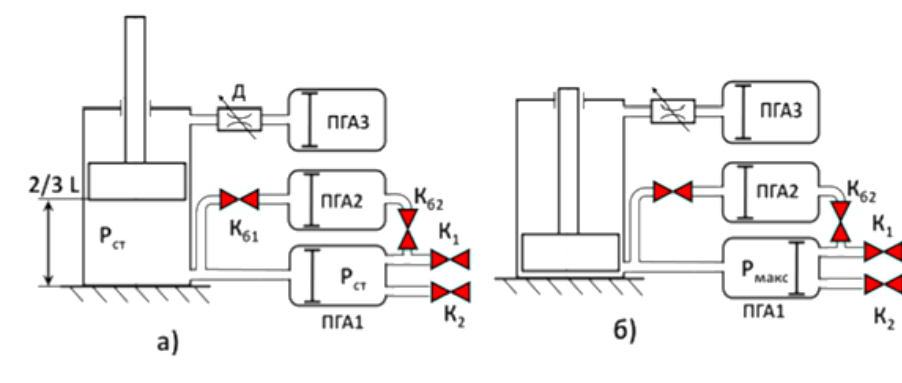


Рис. 2.14 – До розрахунку мінімального робочого об'єму ПГА1: а) у положенні статичної рівноваги; б) у положенні максимального стиснення підвіски

2.2.2 Розрахунок раціонального сумарного обсягу ПГА1 і ПГА2

Визначення раціонального сумарного об'єму ПГА $\sum V$ можна обґрунтувати досягненням необхідної мінімальної жорсткості, що забезпечить зону резонансу коливальної системи підвіски сидіння на частотах, менших за частоти основних гармонік збуджувальних коливань, які, як правило, дорівнюють ~ 2 Гц [3].

Жорсткість лінійних коливальних систем пов'язана з частотою резонансу f_p відомим виразом [11, 18]:

$$C_{\min} = \frac{20 \cdot \pi^2 \cdot f_p^2 \cdot m_{оп}}{7} \quad (2.35)$$

Жорсткість пневматичних пружних елементів, як правило, має нелінійний характер, але в зоні малих деформацій з достатнім ступенем точності можна говорити про вкрай близьку до лінійної пружну характеристику ПГА.

Тоді сила $F_{сер}$, необхідна для переміщення поршня в середнє положення між статичною рівновагою і пробоем, може бути визначена з такого виразу:

$$F_{сер} = \frac{1}{3} L \cdot C_{\min} \quad (2.36)$$

При цьому розвиватиметься наступний приріст тиску від статичного $P_{ст}$:

$$P_{пр} = 4 \cdot \frac{F_{ср}}{\pi \cdot D_{п}^2} \quad (2.37)$$

При досягненні цього тиску має відбуватися зміна пружної характеристики підвіски сидіння за рахунок зменшення робочого об'єму стиснутого газу. Це реалізується відключенням ПГА2 шляхом закриття керованих швидкодіючих клапанів K_{61} і K_{62} .

У цьому разі має виконуватися така тотожність, що відповідає політропному процесу розширення/стиснення газу:

$$P_{ст} \cdot (\sum V)^n = (P_{ст} + P_{пр}) \cdot \left(\sum V - \frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{п}^2} \right)^2 \quad (2.38)$$

Виходячи з цієї тотожності, для знаходження сумарного об'єму пневматичних камер ПГА $\sum V$ необхідно розрахувати такий вираз:

$$\sum V = \frac{\frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{п}^2}}{1 - \left(\frac{P_{ст}}{P_{ст} + P_{пр}} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2.39)$$

Звідси можна визначити значення об'єму V_2 пневматичної камери ПГА2:

$$V_2 = \sum V - V_1 \quad (2.40)$$

У результаті використання запропонованої методики можна розрахувати раціональні значення обсягів ПГА, а також величину тиску статичної рівноваги. Використовуючи ці параметри, можна отримати пружну характеристику підвіски сидіння, склавши ділянки, що відповідають переключенню об'ємів ПГА:

$$F_{пруж} = \begin{cases} P_{ст} \cdot S \left(\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} \cdot \frac{7}{30} L \cdot S \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{30} L \right) \right]} \right)^n & \text{при } z < -\frac{7}{30} L \\ P_{ст} \cdot S \left(\frac{V_{max}}{\left(V_{max} - S \cdot z \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{30} L \right) \right]} \right)^n & \text{при } -\frac{7}{30} L \geq z \geq \frac{7}{15} L \\ P_{ст} \cdot S \left(\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} \cdot \frac{7}{15} L \cdot S \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{15} L \right) \right]} \right)^n & \text{при } z > \frac{7}{15} L \end{cases} \quad (2.41)$$

Ці дані дають змогу побудувати графіки пружних характеристик пропонованої конструкції підвіски сидіння за різних значень вхідних параметрів (Рис. 2.15, 2.16).

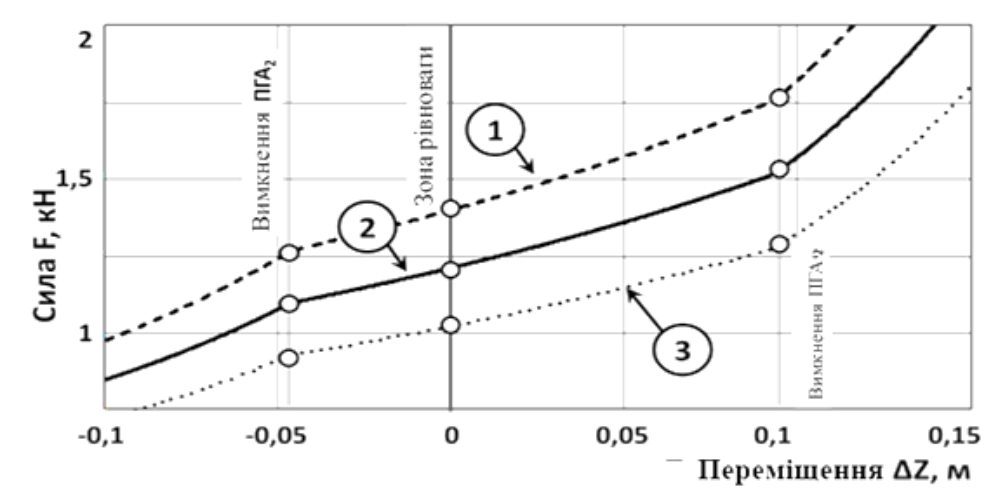


Рис. 2.15 – Пружні характеристики пропонованої конструкції підвіски сидіння за різних значень ваги оператора: 1 - пружна характеристика за маси оператора $m = 120$ кг; 2 - пружна характеристика за маси оператора $m = 100$ кг; 3 - пружна характеристика за маси оператора $m = 80$ кг

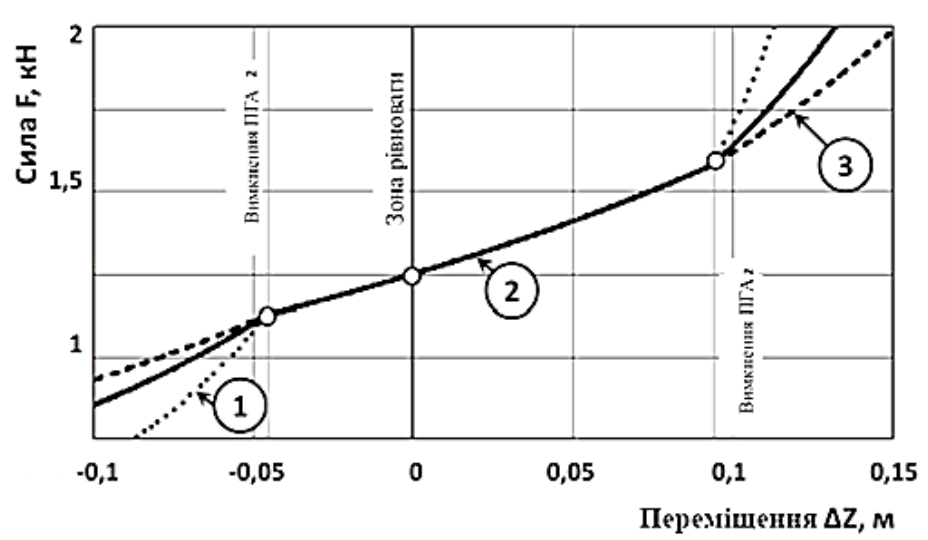


Рис. 2.16 – Пружні характеристики пропонованої конструкції підвіски сидіння за різних значень об'єму ПГА2: 1 - пружна характеристика за 50% об'єму ПГА2 від розрахункового значення; 2 - пружна характеристика за раціонального значення ПГА2; 3 - пружна характеристика за 150% об'єму ПГА2 від розрахункового значення

2.3 Керування пружно-демпферних характеристикою підвіски сидіння

У розробленій нами конструкції передбачено можливість зміни моментів перемикання ПГА2, що призводить до зміни пружної характеристики підвіски сидіння. Це дає змогу регулювати безпосередньо в процесі експлуатації її середньозважену жорсткість.

Момент вимкнення ПГА2 визначається електронним блоком керування за розробленим алгоритмом на підставі сигналу від датчиків вертикальних прискорень і положення сидіння (Рис. 2.13), де керований дросель має можливість зміни прохідного перерізу, що дає змогу адаптувати пружно-демпферні характеристики до зміни агрофону опорної поверхні. При цьому керування прохідним перетином дроселя здійснюється за рахунок приводу ЕБУ крокового двигуна, який через зубчасту передачу обертає золотник.

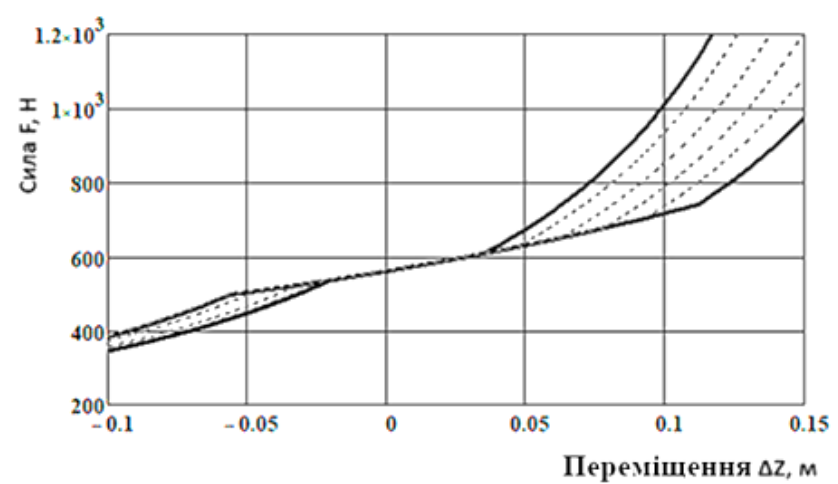


Рис. 2.17 – Варіації пружної характеристики розробленої конструкції підвіски сидіння при зміні моментів перемикання використаних ПГА

Раціональна відповідність коефіцієнта демпфірування та наведеної жорсткості підвіски неодноразово досліджувалася різними авторами [1, 12].

Використання розробленої в п. 2.1 математичної моделі дає змогу визначити гранично допустиму швидкість руху досліджуваного ТТА в разі застосування серійної та пропонованої конструкції підвіски сидіння, у якій реалізовано керування пружно-демпфуючими характеристиками.

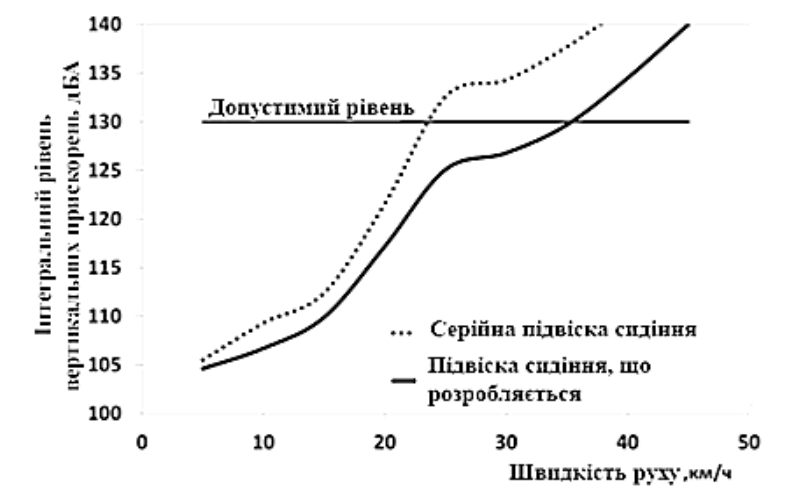


Рис. 2.18 – Залежність інтегрального рівня вертикальних прискорень від швидкості руху за використання серійної та дослідної конструкцій підвісок сидінь

Як показано на рис. 2.18, запропонована конструкція підвіски сидіння дає змогу підвищити робочу швидкість руху з урахуванням нормативних вимог на 11 км/год – з 24 до 35 км/год, що дає змогу підвищити продуктивність агрегату.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ

3.1 Програма та завдання досліджень

Для практичного застосування розробленої в попередньому розділі математичної моделі необхідно з певною точністю знати деякі константи, що входять до цієї моделі. Обґрунтований підбір цих значень дасть змогу перевірити ступінь адекватності пропонованої моделі та можливість її використання під час створення нових конструкцій підвісок ТТА.

До найбільш значущих констант відносяться радіальні жорсткості і коефіцієнти демпфірування шин і серійної підвіски сидіння, маса і момент інерції остова трактора, горизонтальне і вертикальне положення центру тяжіння трактора, а також маса підресореної частини підвіски сидіння.

З урахуванням вищесказаного головною метою експериментальних досліджень було визначення значень:

- коефіцієнтів жорсткості C_{III} і демпфірування K_{III} передніх і задніх шин колісного трактора;
- горизонтального і вертикального положення центру тяжіння колісного трактора;
- моменту інерції J_O кістяка трактора;
- зчіпної сили $P_{сц}$ під час руху у складі ТТА та її вплив на вертикальні коливання підвіски сидіння.

Крім того, до кола завдань входило таке:

- порівняльна оцінка ступеня захисту оператора від вібрацій при використанні серійної та розроблюваної підвіски сидіння;
- перевірка адекватності розробленої математичної моделі руху колісного ТТА.

Відповідно до поставлених цілей і завдань було розроблено програму експериментальних робіт, яка передбачала:

- проведення лабораторних випробувань із тарування тензовагових терезів, тягової тензобалки, а також визначення передавальних коефіцієнтів тензометричних віброакселерометрів;

- проведення лабораторних випробувань для визначення основних геометричних характеристик ТТА, радіальних жорсткостей і демпфування шин мостів, а також положення центру тяжіння;

- проведення дорожніх випробувань трактора під час переїзду одиничної перешкоди з метою визначення моменту інерції остова трактора; - проведення порівняльних дорожньо-польових випробувань ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 для оцінки ефективності застосування розробленого технічного рішення щодо серійної підвіски сидіння, а також підтвердження адекватності розробленої математичної моделі руху колісного ТТА.

Основними етапами підготовки до лабораторних і дорожньо-польових досліджень були:

- матеріально-технічна підготовка, що включає підготовку вимірювального та лабораторного обладнання, а також об'єкта досліджень;

- самопідготовка, що включає вивчення методів роботи з вимірювальною апаратурою, а також розроблення методики подальшого опрацювання результатів;

- підготовка ділянки ґрунтової дороги до випробувань, а також попереднє дослідження мікропрофілю цієї дороги;

- вивчення методів контролю якості та вірогідності проведення випробувань, - підготовка ділянки ґрунтової дороги до випробувань, а також попереднє дослідження мікропрофілю даної дороги;

- вивчення методів контролю якості і вірогідності проведення експериментальних досліджень з урахуванням виявлення помилки досвіду;

- організаційна підготовка.

3.2 Об'єкт досліджень

Як об'єкт дослідження під час випробувань дослідної конструкції підвіски сидіння було обрано тракторно-транспортний агрегат (ТТА), що складається з універсального колісного трактора тягового класу 2.0 ХТЗ-1221.2 в агрегаті з причепом 2ПТС-6, маса вантажу 6000 кг.

Відповідно до результатів теоретичних досліджень було виготовлено дослідну конструкцію активної підвіски сидіння (рис. 3.1).

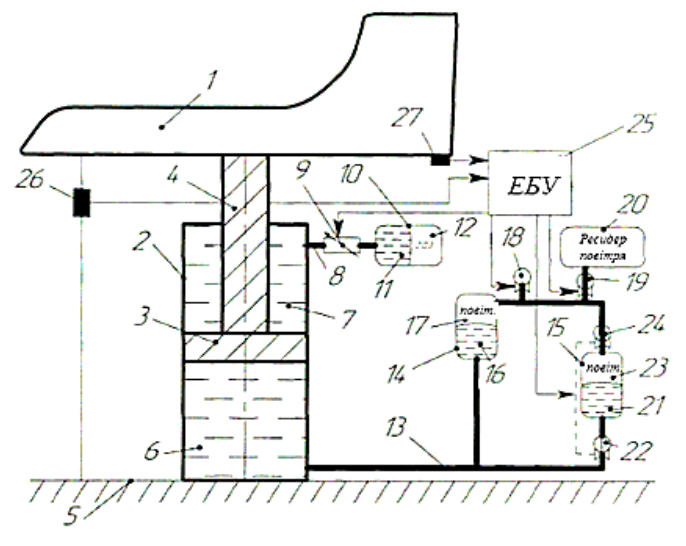


Рис. 3.1 – Принципова схема запропонованої конструкції: 1 - сидіння зі спинкою; 2 - гідроциліндр; 3 - поршень; 4 - шток; 5 - основа; 6 - надпоршнева порожнина; 7 - штокова порожнина; 8, 13 - гідромагістралі; 9 - електронно-керований дросель; 10, 14, 15 - пневмогідролічні акумулятори (ПГА); 11, 16, 21 - гідравлічна порожнина (ПГА); 12, 17, 23 - пневматична порожнина ПГА; 18, 19, 22, 24 - керувані клапани; 20 - ресивер; 25 - електронний блок керування; 26 - датчик положення підвіски сидіння; 27 - датчик вібрації

Пристрій працює таким чином. У процесі роботи тракторно-транспортного агрегату виникають коливання, що передаються від дорожнього покриття через рушії через підставу 5 і саме сидіння 1, унаслідок чого відбувається зміна положення підвіски сидіння, яке фіксує датчик положення 26. Сигнали від цього датчика, а також від датчика прискорення сидіння 27, надходять в електронний блок управління 25, де після перетворення вхідних сигналів формується керуючий сигнал, який подається

на електронно-керований дросель і керовані клапани 18, 19, 22, 24. Стиснення підвіски супроводжується впливом на поршень зі штоком, що призводить до переміщення робочої рідини з-під поршневої порожнини гідроциліндра 2 у гідравлічні порожнини ПГА 14 та через відкритий клапан 22 у ПГА 15. Це спричиняє стискання робочого газу пневматичної частини 17 ПГА 14 та порожнини 23 ПГА 15.

Нелінійну пружно-демпферну характеристику та зміну її властивостей реалізовано завдяки можливості зміни сумарного робочого об'єму пневматичних порожнин ПГА 14 і ПГА 15. Зміну дорожнього полотна фіксує датчик прискорень 27, він передає її до ЕБУ, після опрацювання цього сигналу за закладеним алгоритмом відбувається зміна пружно-демпфувальної характеристики завдяки вимкненню з роботи ПГА 15 та зміні прохідного перерізу керованого дроселя.

Запропонований спосіб керування пружно-демпферною характеристикою дає змогу усунути можливість резонансних явищ, а також значно знижує ймовірність пробую підвіски.

Загальний вигляд дослідної конструкції підвіски сидіння представлений на рис. 3.2.



Рис. 3.2 – Загальний вигляд дослідної конструкції підвіски сидіння: 1 - сидіння оператора; 2 - гідроциліндр; 3 - керований дросель; 4, 5 - гідропневматичні акумулятори; 6 - датчик прискорень

3.3 Підбір обладнання для випробувань

Для виконання поставлених завдань було підібрано відповідне обладнання. На наш погляд, найдоцільнішими датчиками для виміру рівнів віброприскорень є тензовібро-акселерометри типу АТ-1 (рис. 3.3). Акселерометр АТ-1 дає змогу експериментально проводити заміри прискорень для оцінки плавності ходу й умов роботи операторів у діапазоні прискорень від -2 до $+2g$ [13].

Робота датчика полягає в такому. Інерційний вантаж закріплений на вільному кінці пружної консольної балки, зафіксованої в основі. Під час впливу прискорення вантаж відхиляється, у такий спосіб спричиняючи прогин (деформацію) балки, пропорційний чинному прискоренню. Деформація фіксується тензодатчиками, наклеєними з обох боків балки, що включаються в суміжні плечі напівмостової схеми. Для поліпшення характеристик рухому систему акселерометра заповнюють демпфувальною силіконовою рідиною, що має стабільну в'язкість (ПМС-100).

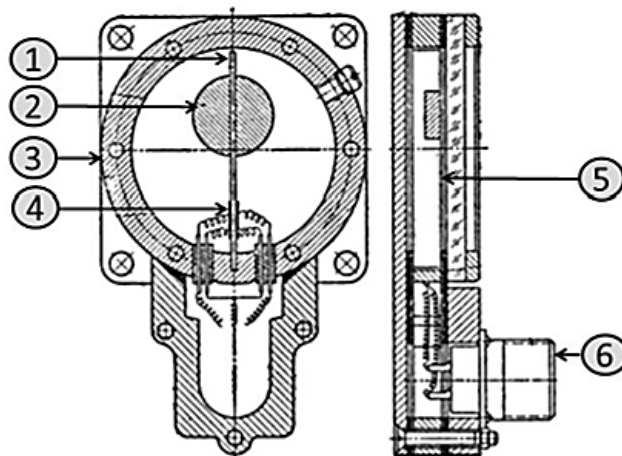


Рис. 3.3 – Тензометричний акселерометр АТ-1: 1 - балка; 2 - вантаж; 3 - корпус; 4 - тензодатчик; 5 - прокладка; 6 - роз'єм

Для якісного тарування цього датчика було ухвалено рішення використовувати повірений датчик віброприскорень, у якості якого використовували повірений ІСР-датчик (рис. 3.4).

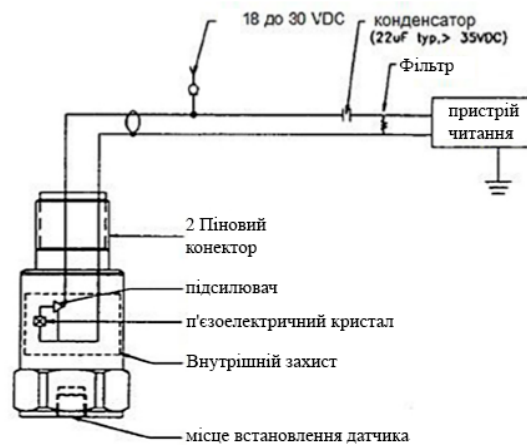


Рис. 3.4 – ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик

ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик – пристрій, що застосовується для вимірювання прискорення, сили або деформації. Чутливий елемент, що перетворює механічний вплив на електричний сигнал, виконаний з п'єзоелектричного матеріалу. Цей пристрій має вбудовану мікросхему, за допомогою якої відбувається посилення сигналу і передача його на зовнішні пристрої.

Живлення вбудованого передпідсилювача заряду і прийом сигналу здійснюються за двопровідною схемою.

Основні переваги ICP датчиків, порівняно зі стандартними конструкціями:

- широкий частотний діапазон;
- лінійна амплітудна характеристика в широкому динамічному діапазоні;
- можливість при використанні інтеграторів, увімкнених на вихід акселерометра, отримати сигнал, пропорційний віброшвидкості та вібропереміщенню;
- здатність працювати у важких навколишніх умовах;
- висока механічна надійність і довговічність;
- висока вібро- та ударостійкість;
- відсутність необхідності в джерелі живлення;
- малогабаритна конструкція і велике значення відношення чутливості до власної маси;

Для фіксації сигналу з ІСР датчика і тензовіброакселорометра використовували аналого-цифровий перетворювач (АЦП) модуль LTR 24-2, встановлений у крейт LTR-2-8EU.

У пристрій входили АЦП двох модулів LTR212 і LTR24-2, об'єднані загальним двомісним крейтом (рис. 3.5), які призначені для високоточного оцифрування електричних сигналів з частотами перетворення до ~ 117 кГц (для LTR24-2) і $7,86$ кГц з використанням внутрішнього джерела струму (для LTR212).



Рис. 3.5 – Зовнішній вигляд двомісного крейта LTR-2-8EU: 1 - корпус крейта; 2 - АЦП-модуль LTR24-2; 3 - АЦП-тензомодуль LTR212; 4 - індикатори роботи крейта

LTR212 - спеціалізований модуль для крейтової системи фірми LCard, призначений для вимірювання напруги розбалансу тензомостів у 4-х провідній схемі вимірювання опору.

LTR24-2, окрім диференціальних входів, має можливість прямого під'єднання до входів ІСР-датчиків (з тестовим режимом обриву ліній і виявлення короткого замикання). Кожен вхід чотирьох каналів АЦП модуля може бути незалежно програмно налаштований на постійне під'єднання до диференціального входу, або входу ІСР-датчика. Чотири канали АЦП - строго паралельні, незалежні, без комутаційної затримки між собою. Є вихід живлення ± 15 В до 30 мА, який може забезпечити пряме під'єднання малопотужних підсилювачів.

Попередні дослідження чутливості застосовуваних датчиків показали необхідність застосування прецизійного підсилювача для тензодатчиків, в

якості якого був обраний ПІН-703 (рис. 3.6). Цей підсилювач дає змогу збільшувати напругу розбалансу тензомоста в 50-1500 разів. Налаштування коефіцієнта посилення задаються фіксацією галетного перемикача (режими А, Б і В) і комбінацією ввімкнутих тумблерів (1, 2 і 3), що дає змогу вибрати один із 24 можливих коефіцієнтів посилення. У цьому підсилювачі є можливість попередньої компенсації вихідного розбалансу тензомостів обертанням багатооборотного змінного резистора.

Цей підсилювач може бути використаний для одночасного посилення 8-ми мостових схем, для кожної з яких застосовується окремий знімний модуль підсилювача.



Рис. 3.6 – Загальний вигляд тензопідсилювача ПІН-703: 1 - загальна кнопка увімкнення тензопідсилювача; 2 - галетний перемикач вибору каналу для настроювання балансу; 3 - резистор для балансування моста; 4 - галетний перемикач режимів підсилення; 5 - тумблери вибору коефіцієнта підсилення; 6 - тумблер увімкнення модуля тензопідсилювача; 7 - мікроамперметр модуля балансування

3.4 Визначення радіальної жорсткості передніх і задніх шин трактора

Одними з найважливіших коефіцієнтів, що визначають характер амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) будь-яких коливальних систем, є жорсткості. У разі моделювання руху ТТА – це приведена жорсткість передніх і задніх шин [39, 40].

Наведена жорсткість переднього або заднього моста пов'язана з жорсткістю шин вельми простими формулами і характеризує поведінку

мостів загалом. Проте слід зауважити, що навіть однакові за геометричними параметрами і марками шин від різних виробників (або навіть з різних партій) можуть мати характеристики, які значно розходяться. Тому, щоб звести до мінімуму ймовірність помилки під час формування висновку про адекватність розробленої математичної моделі внаслідок неточностей під час вибору початкових даних, було ухвалено рішення провести заміри радіальної жорсткості шин переднього і заднього моста.

З цією метою було зібрано обладнання згідно з представленою схемою (рис. 3.7, 3.8).

Під час проведення випробувань проводилося послідовне навантаження коліс переднього моста з виміром статичного радіусу за допомогою вимірювального пристрою 3, і навантажувальної сили за допомогою тензоваг 2.

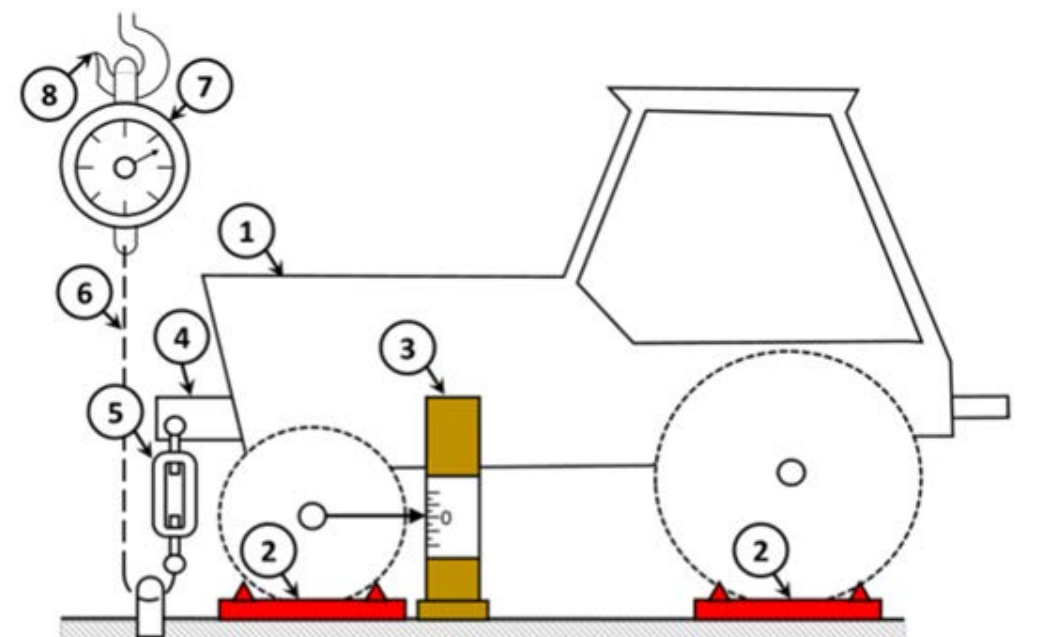


Рис. 3.7 – Схема монтажу устаткування для заміру жорсткості передніх шин: 1 - трактор; 2 - тензометричні ваги під мостами; 3 - вимірювальний пристрій; 4 - передня навіска трактора; 5 - тяга; 6 - трос з'єднувальний; 7 - динамометр розтягування; 8 - гак кран-балки

На першому етапі передній (задній) міст вивіщувався кран-балкою 8 до повного відриву коліс моста від опорної поверхні. Далі за допомогою

кранбалки та/або подовження тяги 5 передній міст опускали на ваги 2, і ступінчасто збільшували навантаження на міст із кроком 2,5 кН. При цьому фіксувалися показання динамометра розтягування 7. Щойно стрілка динамометра стала вказувати на нуль, тобто вся вага, що припадає на передній міст, перейшла на ваги, починався другий етап випробувань.

На цьому етапі трос протягували через спеціальне металеве вухо в підлозі лабораторії, і натягом троса збільшували ступінь притиснення моста до тензовесов, тим самим збільшуючи навантаження. Схема набула вигляду, представленого на рис. 3.7.

Слід звернути увагу, що необхідність використання динамометра на другому етапі відпадає з огляду на те, що його свідчення не можуть бути використані надалі, оскільки вони слабо взаємопов'язані зі значеннями реального навантаження, прикладеного до мосту.

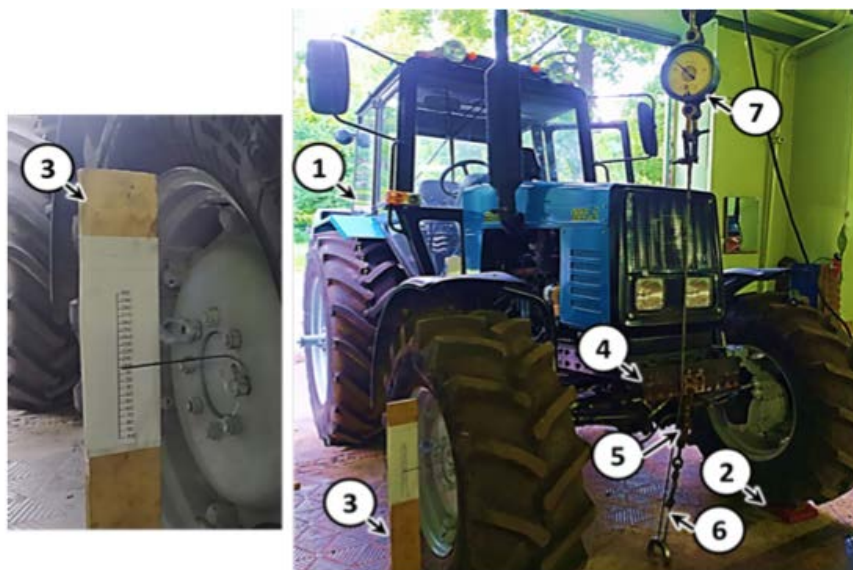


Рис. 3.8 – Вимірювання жорсткості передніх шин трактора: 1 - трактор; 2 - тензометричні ваги; 3 - вимірювальна дошка; 4 - передній звис трактора; 5 - тяга; 6 - трос з'єднувальний; 7 - динамометр розтягування

Прогин шин фіксували як середнє значення між деформацією передніх правих і лівих шин. При цьому спостерігали за тим, щоб різниця значень прогину правих і лівих коліс не перевищувала 3 мм на кожному вимірі. Після випробувань результати піддавалися математичному аналізу.

3.5 Визначення горизонтальної та вертикальної координати центру ваги трактора

Крім жорсткості шин, також важливим показником при математичному моделюванні руху ТТА є горизонтальне положення центру тяжіння остова трактора, що визначається як проекція на горизонтальну площину відстані від центру остова до осей обертання передніх/задніх коліс трактора, а також вертикальне положення центру тяжіння як довжина перпендикуляра, опущеного на площину опорної поверхні з положення центру тяжіння остова.

Визначення горизонтальної координати центру тяжіння за наявності тензоваг і вимірювальних лінійок - завдання практично тривіальне. Для цього тензоваги виставляють на плоску слабдеформовану поверхню відповідно до заздалегідь заміряних бази і ширини колії випробуваного трактора. Потім трактор заїжджає на зазначені ваги і проводиться замір сумарного навантаження під переднім $G_{ст.п}$ і заднім $G_{ст.з}$ мостами трактора. Крім цього, на остові трактора в ділянці, близькій до центру мас (за попередніми розрахунками), установлюють кутомір 1 із схилом 2 (рис. 3.9), за допомогою якого фіксують нульовий кут положення остова трактора 5.

Тоді з рівності моментів відносно задньої осі можна розрахувати відстань від осі переднього моста до центру ваги трактора

$$l_{п.М} = \frac{G_{ст.п}}{G_{ст.п} + G_{ст.з}} \cdot L. \quad (3.1)$$

Вертикальна координата центру тяжіння трактора визначається за допомогою зміни на деякий відомий кут положення остова з одночасним виміром зміни навантаження на передній і задній мости трактора.

З цією метою за допомогою крана-балки ми піднімали передній міст трактора, фіксуючи кут установки за положенням схилу на шкалі кутоміра. При цьому проводилися вимірювання навантаження під заднім мостом трактора (рис. 3.10).



Рис. 3.9 – Вимірювання горизонтального положення центру ваги трактора: 1 - кутомір; 2 - схил; 3 – тензоваги переднього моста (до 1 т); 2 – тензоваги заднього моста (до 2 т); 5 – трактор



Рис. 3.10 – Визначення вертикальної координати центру ваги трактора
Кут змінювався дискретно з кроком $2,5^\circ$ до 5° .

Далі, згідно з відомою формулою, визначалося вертикальне положення центру ваги трактора [14, 23]:

$$h_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{аз}}}{G_{\text{ст.п}} + G_{\text{ст.з}}} \cdot \left(\frac{L}{\text{tg}(a)} + r_3 - r_{\text{п}} \right) - \frac{l_{\text{п.м}}}{\text{tg}(a)} + r_{\text{п}}, \quad (3.2)$$

3.6 Методика проведення дорожніх випробувань

Положення центру тяжіння, жорсткість шин і загальна маса випробовуваного трактора були знайдені під час описаних раніше лабораторних випробувань. Що стосується визначення моменту інерції остова трактора J_0 , то це завдання не є тривіальним. При цьому вплив цього параметра на рівень прискорень трактора досить значний.

Деякі автори застосовують широко відомий розрахунковий метод визначення моменту інерції остова, за якого основні агрегати та вузли трактора замінюються вельми грубими примітивами (із заданими масою і габаритними параметрами), для яких розрахунок положення центру мас не складає труднощів. На наш погляд, цей метод також дає вельми віддалене від дійсності значення моменту інерції остова трактора щодо центру мас.

Тому нами було ухвалено рішення про необхідність проведення попередніх дорожніх випробувань трактора (без урахування гакового навантаження), метою яких було визначення значення моменту інерції, за якого математична модель буде максимально близько відповідати результатам проведених дослідів.

Для визначення моменту інерції необхідно максимально знизити ймовірність впливу складно передбачуваного агрофону на коливальну систему трактора, описувану розробленою математичною моделлю.

Тому було прийнято рішення використовувати поверхню з відомою геометричною формою:

$$q_{\text{п}}(t) = \frac{A_{\text{нерівн.}}}{2} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot V}{L_{\text{нерівн.}}}\right) \right) \cdot (\Phi(V \cdot t) - \Phi(V \cdot t - L_{\text{нерівн.}})) \quad (3.3)$$

де $A_{\text{нерівн.}}$ — амплітуда одиничної нерівності, м;

$L_{\text{нерівн.}}$ — довжина одиничної нерівності, м;

V — поточна швидкість руху, м/с;

$\Phi(t)$ — функція Хевісайда.

По суті, це рівняння описує одиничну нерівність синусоїдальної форми, яку трактор долає послідовно переднім і заднім мостами. У цьому разі нерівність під шинами ведучого моста описується рівнянням

$$q_3(t) = q_n(V \cdot t - L). \quad (3.4)$$

Графіки нерівностей представлено на рис. 3.11.

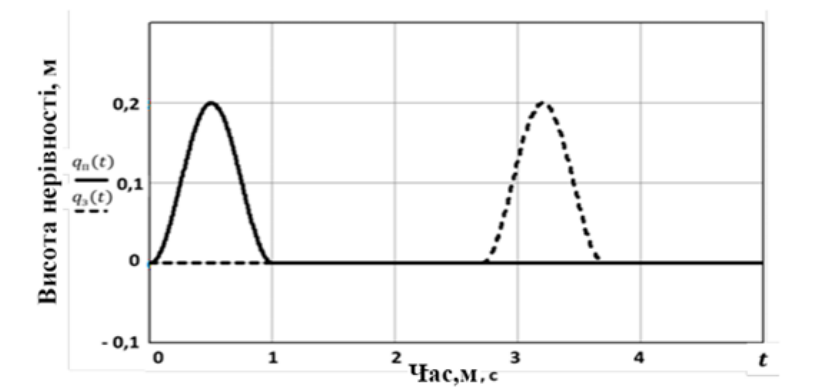


Рис. 3.11 – Схематичне зображення одиничної нерівності, що долається

Знаючи заміряні рівні вертикальних прискорень на мостах, що розвиваються під час переїзду трактором одиничної нерівності заданої форми на різних швидкостях руху, можна визначити реальне значення моменту інерції J_O остова трактора відносно центру мас, за якого розроблена математична модель максимально точно описуватиме процеси, які відбуваються в дійсності.

Слід зауважити, що розроблена в минулому розділі математична модель у даному випадку (під час переїзду одиночним трактором одиничної нерівності заданої форми) може бути значно спрощена, тому що $P_{сц} = 0$, $\beta_{сц} = 0$, а також більшу частину часу γ_n і γ_3 дорівнюють нулю. Також знаходження похідних за часом від функцій профілю опорної поверхні проводиться стандартним аналітичним способом, що значно полегшує проведені розрахунки.

Дорожні випробування проводилися на тракторі ХТЗ-1221.2 на рівному асфальтовому покритті з переїздом штучної нерівності синусоїдної форми.

Випробування проводилися на 3-х різних швидкостях руху з 3-ма повторами досліду.

Для точного визначення вихідної швидкості руху на кожному заїзді проводили замір часу проїзду трактором попередньої ділянки відомої довжини – 10 м.

Як передачі КПП для руху обирали ті, які забезпечували швидкості руху на холостому ході близькі до 3, 6 і 9 км/год, для ХТЗ-1221.2 це були І.3, ІІ.3 і ІІ.4. Обмеження максимальної швидкості руху було зумовлено відривом коліс мостів при переїзді нерівностей із більшими швидкостями і дотриманням техніки безпеки під час проведення випробувань.

Під час проведення дорожніх випробувань проводили заміри віброприскорень на передньому мосту, кабіні та сидінні оператора трактора тензOMETричними віброакселерометрами і ІСР датчиком.

Після переїзду одиничної нерівності колесами заднього моста трактор продовжував прямолінійний рух аж до повної зупинки виниклих вертикальних коливань. Також проводився зовнішній відеозапис усіх заїздів.

Для порівняння вертикальних прискорень, зафіксованих тензOMETричними віброакселерометрами, з результатами, отриманими математичним моделюванням, необхідно було привести розрахункові значення прискорень і кутових переміщень остова в точки кріплення датчиків, тобто визначити:

– прискорення $a_{пД}$ у точці встановлення переднього датчика (над переднім мостом)

$$a_{пД} = \frac{d^2z_0}{dt^2} + l_{пМ} \cdot \frac{d^2a_0}{dt^2}; \quad (3.5)$$

– прискорення $a_{зД}$ в точці встановлення заднього датчика (над заднім мостом)

$$a_{зД} = \frac{d^2z_0}{dt^2} + (l_{пМ} + 0,45) \cdot \frac{d^2a_0}{dt^2}; \quad (3.6)$$

Для оцінки стаціонарності отриманих під час випробувань даних прискорень оцінювали взаємкореляційну функцію цих векторів, що дало змогу поєднати графічні уявлення прискорень у різних точках і візуально оцінити їхню схожість.

3.7 Методика проведення польових випробувань

Об'єктом досліджень було обрано тракторно-транспортний агрегат у складі ХТЗ-1221.2 з причепом 2ПТС-6 із серійною та дослідною підвісками сидіння. Порівняльні випробування ТТА проводилися на транспортних операціях на ґрунтовій дорозі. Під час проведення польових випробувань визначали рівні віброприскорень сидіння оператора з дослідною і серійною конструкцією, а також на передньому і задньому мостах трактора з виміром тягового зусилля на гаку трактора (Рис. 3.12).

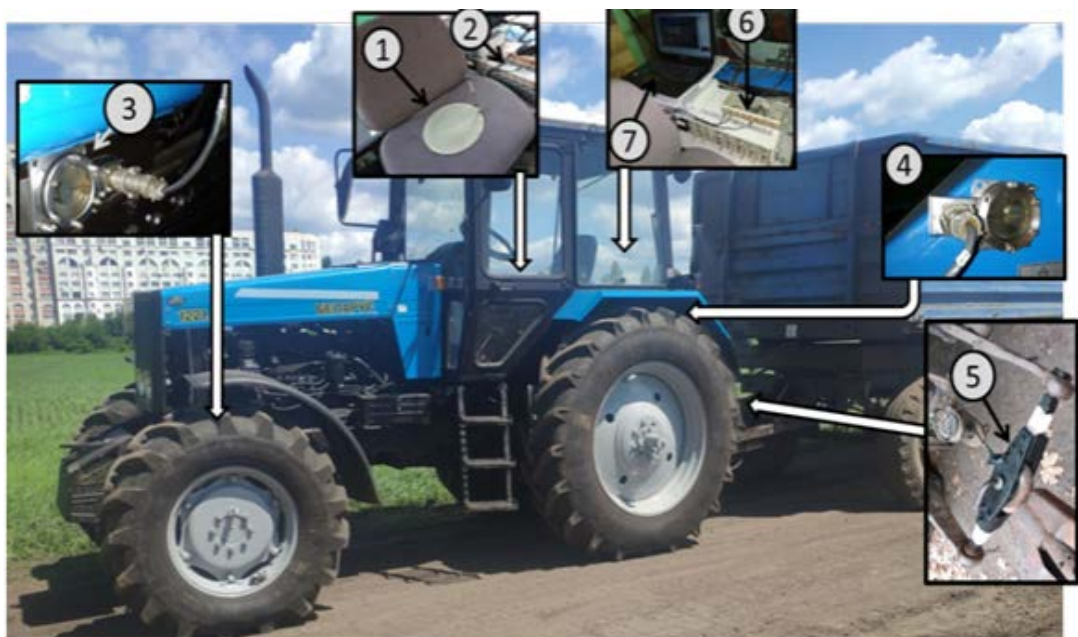


Рис. 3.12 – ТТА з обладнанням на польових випробуваннях: 1 - посадковий диск з ІСР датчиком; 2 - з'єднувальні кабелі; 3 - тензометричний віброакселерометр переднього моста трактора; 4 - тензометричний віброакселерометр заднього моста трактора; 5 - тягова тензобалка; 6 - тензопідсилювач; 7 - комп'ютер

Випробування ТГА проводили з причепом, завантаженим піском на 6 тонн. Вагу вантажу визначали шляхом зважування порожнього і завантаженого причепа. Як апаратуру під час проведення польових випробувань використовували:

- ІСР датчик прискорень, встановлений на проміжному диску;
- тензометричні віброакселерометри, встановлені на передньому мосту, центральній точці осі та кабіні трактора;
- підсилювач сигналу тензометричних акселерометрів ПН-703; - тензобалка для виміру тягового зусилля на гаку трактора;
- аналого-цифровий перетворювач;
- персональний комп'ютер, встановлений у кабіні трактора, для запису даних отриманих від датчиків.

Досліджувана ділянка ґрунтової дороги, яку використовували як вхідні дані, для математичного моделювання є типовою для ґрунтових доріг під час перевезення вантажів усередині господарств.

Нормована кореляційна функція ділянки дороги, що нормується, показана на рис. 3.13.

Функція виду, що апроксимує цю залежність, представлена таким виразом:

$$R_z(l) = \sigma_z^2 [A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |l|} \cdot \cos(\beta |l|)], \quad (3.7)$$

де A_1 і A_2 – коефіцієнти впливу складових ($A_1 + A_2$) = 1;

α_1 і α_2 – коефіцієнти ступеня нерегулярності випадкового процесу;

β – частота періодичної складової; l - інтервал кореляції по шляху;

σ – середньоквадратичне відхилення нерівностей від нульового рівня.

Представлена аналітична форма кореляційної функції набула найбільшого поширення під час апроксимації емпіричних значень даних функцій ґрунтових доріг [8].

Для цієї функції було знайдено значення коефіцієнтів ($\sigma_z = 4,45 \text{ см}^2$, $A_2 = 1$, $\alpha_2 = 0,53$, $\beta = 0,56 \text{ с}^{-1}$), під час реалізації яких спостерігається високий

ступінь збіжності значення нормованої та апроксимованої кореляційної функції (рис. 3.13).

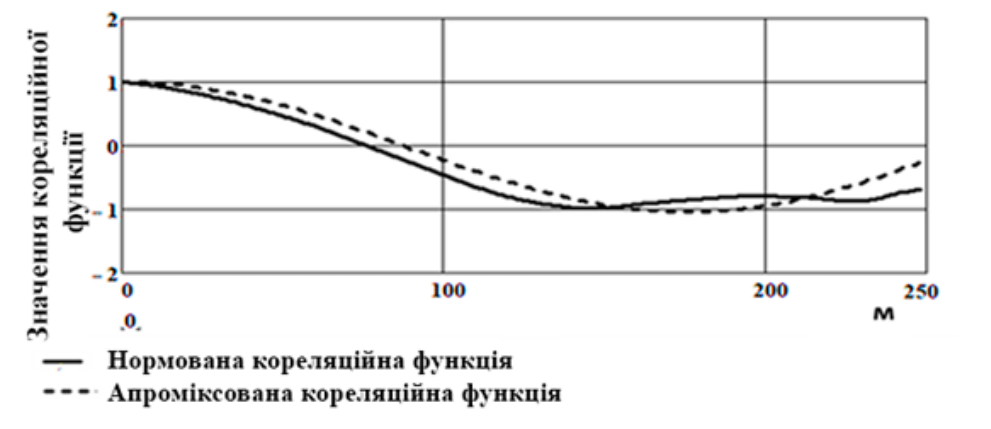


Рис. 3.13 – Значення нормованої та апроксимованої кореляційної функції

Таблиця 3.1 – Статистичні дані мікропрофілю доріг

Тип дороги	$B_z, \text{см}^2$	A1	A2	α_1	α_2	$B, \text{с}^{-1}$
Грунтова	1,85...7,73	0	1	–	0,19...0,78	0,049...0,075
Асфальтова	0,10...2,37	0	1	–	0,15	0,06

Вимірювання прискорень у різних точках ТТА здійснювали під час руху на ділянці ґрунтової дороги, мікронерівності якої досить характерні для більшості доріг із використанням серійної та дослідної конструкцій підвісок сидінь. Довжина ділянки 250 м, при цьому вона додатково була розбита на сектори, довжиною 50 м, межі яких були відзначені червоними прапорцями.

Для запису тягового опору зв'язку з причепом здійснювали через тензобалку, встановлену між тягами навішування трактора і кільцем причепа [20]. Для беззорового з'єднання і зниження ударних навантажень, які вкрай складно математично моделювати, було виготовлено демпфер (рис. 3.14).

Сигнали датчиків вібрації і тягового опору на гаку трактора оброблялися аналого-цифровим перетворювачем, записувалися на ПК з використанням програми LGraph2. Підсумковий файл являє собою документ .txt* (рис. 3.15). Перший стовпчик цього документа - тривалість

експерименту, з 2-го по 4-й стовпчик - показання датчиків вібрації у вольтах. Подальші перетворення виконувалися в програмі Mathcad.



Рис. 3.14 – Демпфер для зниження ударних навантажень

Segments: 1	Ch 1	Ch 2	Ch 3	Ch 4
Data as Time Sequence:	канал 1	канал 2	канал 3	канал 4
0.00000	-0.07260	-0.03517	-0.15923	
0.00164	-0.06929	-0.03242	-0.15894	
0.00328	-0.06413	-0.02696	-0.15885	
0.00492	-0.05795	-0.01985	-0.15881	
0.00656	-0.05202	-0.01334	-0.15886	
0.00820	-0.04752	-0.00935	-0.15881	
0.00984	-0.04553	-0.00721	-0.15874	
0.01148	-0.04655	-0.00634	-0.15857	
0.01311	-0.05041	-0.00370	-0.15848	
0.01475	-0.05646	0.00095	-0.15837	
0.01639	-0.06344	0.00475	-0.15837	
0.01803	-0.07011	0.00504	-0.15842	
0.01967	-0.07506	-0.00022	-0.15848	
0.02131	-0.07779	-0.00856	-0.15843	
0.02295	-0.07778	-0.01710	-0.15832	
0.02459	-0.07497	-0.02322	-0.15841	
0.02623	-0.06984	-0.02568	-0.15839	
0.02787	-0.06306	-0.02465	-0.15847	
0.02951	-0.05574	-0.02140	-0.15852	
0.03115	-0.04979	-0.01867	-0.15856	

Рис. 3.15 – Вигляд текстового документа, одержуваного під час запису

Для точності вимірювань спочатку встановлювали відому фіксовану частоту обертання колінчастого валу ~ 1850 об/хв, яку досягали переміщенням важеля ручного приводу педалі акселератора, а швидкість змінювали шляхом вибору передачі.

Агрегат під'їжджав до контрольної точки, заздалегідь встановивши необхідні оберти і швидкість руху. Момент проїзд кожного сектора фіксували натисканням на тензокнопку, сигнал від якої також записували в пам'ять ПК. Таким чином, записували випробування за контрольними точками проходження ділянки. Середня швидкість руху агрегату визначалася за часом проходження кожного сектора.

Математичне опрацювання отриманих результатів, записаних у файли, включало наступні етапи.

1. Отримання вузькосмугового спектра амплітуд прискорень, записаних в отриманий файл за N точками, і збереження цього вектора в текстовий файл.

Під час отримання вузькосмугового спектра використовують дискретне перетворення Фур'є (ДПФ):

$$DFT_k = \sum_{j=0}^{N-1} DAT_j \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi \cdot i \cdot k \cdot j}{N}}, k \in 0 \dots N - 1. \quad (3.8)$$

де DAT_j – j -е значення амплітуди записаного сигналу, що отримується з файлу;

DFK_k – значення k -го коефіцієнта ДПФ сигналу.

2. Далі визначаємо амплітудний спектр MAG_k , ґрунтуючись на отриманих комплексних коефіцієнтах ДПФ DFK_k :

$$MAG_k = \sqrt{\text{Real}(DFK_k)^2 + \text{Image}(DFK_k)^2}, k \in 0 \dots N - 1 \quad (3.9)$$

де M – кількість досліджуваних октавних смуг частот; a – деякий індекс вектора амплітуд вузькосмугового спектра, якому відповідає мінімальна частота, що міститься в межах октавної смуги з номером n ; m – кількість смуг спектра, які містяться в межах октавної смуги з номером n .

3. Далі методом енергетичного підсумовування визначається октавний спектр OCT_n отриманого сигналу

Перетворення файлів і визначення вузькосмугового спектра за пунктами 1-3 алгоритму здійснювалося за допомогою математичного пакета MathCad. Результатом виконання представленого алгоритму є комплекс гістограм, що характеризують спектри сигналів, отриманих унаслідок опрацювання дослідних даних щодо прискорень, які розвиваються в різних точках ТТА, порівняно зі спектрами, отриманими з аналізу математичної моделі. Їх зіставлення дасть змогу визначити ступінь адекватності запропонованої моделі.

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ

4.1 Результати визначення жорсткості шин і координат центру ваги трактора

Розрахунок сумарної жорсткості шин переднього моста представлено в табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Обробка даних визначення жорсткості передніх шин

№ п/п	Деформація шин переднього моста Z, см	Навантаження на передній міст P, кН	$\Delta Z = Z_{\text{ср}} - Z$, см	$\Delta P = P_{\text{ср}} - P$, кН	ΔZ^2 , см ²	$\Delta P, \Delta Z$, кН – см	P^* , кН	$\Delta = P - P^*$, кН	Δ^2 , кН ²
1	0	15,05	1,3875	10,57	1,93	14,66	16,58	-1,53	2,3283
2	0,5	20,35	0,8875	5,27	0,79	4,68	19,83	0,52	0,2653
3	0,8	22,43	0,5875	3,19	0,35	1,87	21,79	0,64	0,4069
4	1,1	24,81	0,2875	0,81	0,08	0,23	23,74	1,07	1,1357
5	1,65	27,44	-0,2625	-1,82	0,07	0,48	27,33	0,11	0,0126
6	2,05	29,75	-0,6625	-4,13	0,44	2,74	29,93	-0,19	0,0353
7	2,3	31,75	-0,9125	-6,13	0,83	5,59	31,56	0,18	0,0341
8	2,7	33,37	-1,3125	-7,75	1,72	10,17	34,17	-0,80	0,6428
Σ	11,1	204,94	0	0,00	62,0	40,43	204,94	0,00	4,86

Середні значення, необхідні для розрахунку за 4-м і 5-м стовпчиками, визначають діленням сум 2-го і 3-го стовпців на кількість вимірювань $n = 8$.

$$\begin{cases} z_{\text{ср}} = \frac{11,1}{8} = 1,388 \text{ см.} \\ P_{\text{ср}} = \frac{204,94}{8} = 25,62 \text{ кН.} \end{cases}$$

Сумарна жорсткість передніх шин визначається як відношення сум елементів 6-го стовпчика таблиці до суми елементів 7-го. Зазначені суми виділено в нижньому рядку табл. 4.1.

$$c_{\text{пш}} = \frac{40,43}{6,20} = 6,52 \frac{\text{кН}}{\text{см}} = 652 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Зміщення полінома b знаходиться за такою залежністю:

$$b = P_{\text{ср}} - c_{\text{пш}} \cdot z_{\text{ср}} = 25,32 - 652 \cdot 1,388 = 16,58 \text{ кН.}$$

Звідси рівняння прямої, що описує залежність пружної сили деформації передніх шин від їхнього прогину,

$$F_{\text{пруж}}(Z) = 6,52 \times Z + 16,58.$$

Графік, що описує представлену залежність, показано на малюнку 4.7, трикутниками вказано точки, отримані під час випробувань.

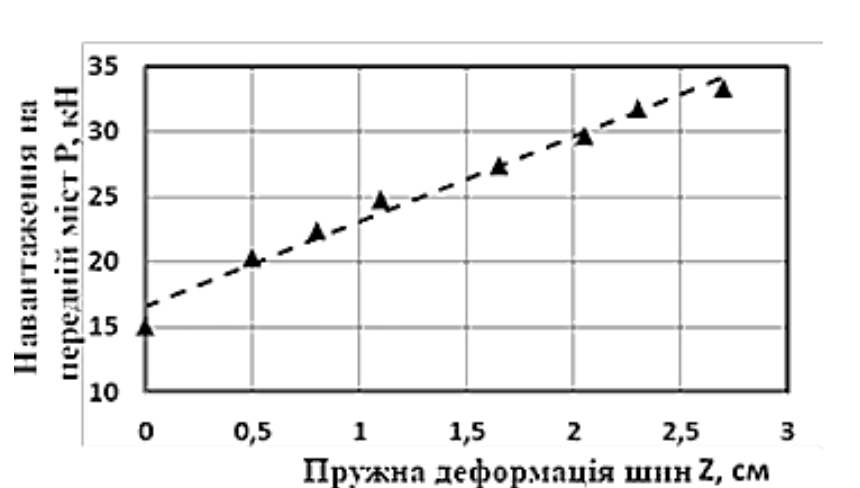


Рис. 4.1 – Залежність пружної сили деформації від прогину передніх шин

Дисперсія як сума квадратів відхилень ординат точок, отриманих у досліді, від відповідних ординат апроксимуючої прямої:

$$D = 4,87 \text{ кН}^2.$$

СКО визначається за формулою

$$\sigma = \sqrt{\frac{D}{n-1}} = \sqrt{\frac{4,87}{8-1}} = 0,833 \text{ кН.} \quad (4.1)$$

де n – кількість проведених випробувань.

Середня квадратична помилка арифметичної середньої обчислюється за такою формулою:

$$\sigma_M = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{0,833}{\sqrt{8}} = 0,293 \text{ кН} \quad (4.2)$$

Максимальна похибка середнього арифметичного значення вимірювань визначається за відомою формулою:

$$\Delta = \pm 3 \cdot \sigma_M = \pm 3 \cdot 0,293 = \pm 0,881 \text{ кН}. \quad (4.3)$$

Звідси відносна похибка вимірювання жорсткості передніх шин дорівнює

$$\frac{\Delta}{P_{\text{cp}}} = \left(\frac{0,881}{25,62} \right) \cdot 100\% = 3,44\%$$

Розрахунок сумарної жорсткості шин заднього моста представлено в табл. 4.1.

Таблиця 4.2 – Обробка даних визначення жорсткості задніх шин

№ П/П	Деформація шин заднього моста Z, см	Навантаження на задній міст P, кН	$\Delta Z = Z_{\text{cp}} - Z$, см	$\Delta P = P_{\text{cp}} - P$, кН	ΔZ^2 , см ²	ΔP , ΔZ , кН – см	P^* , кН	$\Delta = P - P^*$, кН	Δ^2 , кН ²
1	0	32,31	1,0250	10,13	1,05	10,39	32,71	-0,40	0,1564
2	0,4	36,11	0,6250	6,33	0,39	3,96	36,51	-0,40	0,1571
3	0,6	38,50	0,4250	3,94	0,18	1,68	38,41	0,09	0,0087
4	0,8	41,23	0,2250	1,22	0,05	0,27	40,31	0,92	0,8510
5	1,2	44,25	-0,1750	-1,80	0,03	0,32	44,11	0,14	0,0201
6	1,5	46,90	-0,4750	-4,46	0,23	2,12	46,96	-0,06	0,0031
7	1,7	49,20	-0,6750	-6,75	0,46	4,56	48,86	0,34	0,1157
8	2	51,06	-0,9750	-8,61	0,95	8,40	51,71	-0,65	0,4225
Σ	8,2	339,54	0	0,00	3,34	31,68	339,54	0,00	1,73

Середні значення:

$$\left\{ \begin{array}{l} z_{\text{cp}} = \frac{8,2}{8} = 1,03 \text{ см.} \\ P_{\text{cp}} = \frac{339,54}{8} = 42,44 \text{ кН.} \end{array} \right.$$

Сумарна жорсткість задніх шин $c_{зШ}$:

$$c_{зШ} = \frac{31,68}{3,34} = 9,50 \frac{\text{кН}}{\text{см}} = 950 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Зміщення полінома:

$$b = P_{\text{ср}} - c_{зШ} \cdot z_{\text{ср}} = 42,44 - 9,50 \cdot 1,03 = 32,7 \text{ кН.}$$

Звідси рівняння прямої, що описує залежність пружної сили деформації задніх шин від їхнього прогину,

$$F_{\text{пруж}}(Z) = 9,5 \times Z + 32,7.$$

Графік, що описує представлену залежність, показано на рис. 4.2.

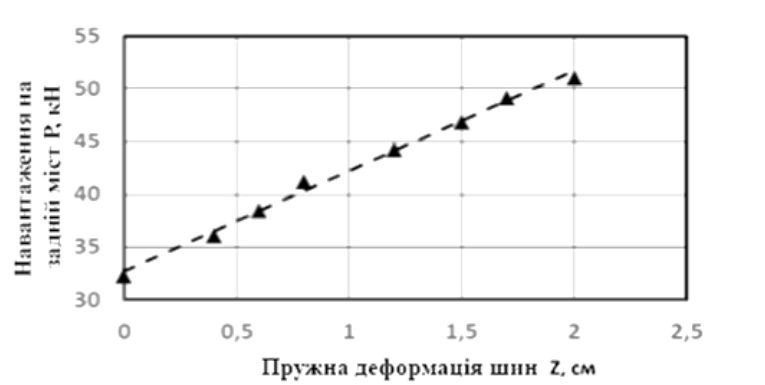


Рис. 4.2 – Залежність сили пружної деформації від прогину задніх шин

Дисперсія результатів дослідження:

$$D = 1,73 \text{ кН}^2.$$

СКО:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1,73}{8-1}} = 0,498 \text{ кН.}$$

Середня квадратична помилка:

$$\sigma_{\text{м}} = \frac{0,498}{\sqrt{8}} = 0,176 \text{ кН}$$

Максимальна похибка:

$$\Delta = \pm 3 \cdot \sigma_{\text{м}} = \pm 3 \cdot 0,176 = \pm 0,528 \text{ кН.}$$

Звідси відносна похибка вимірювання жорсткості задніх шин дорівнює

$$\frac{\Delta}{P_{\text{ср}}} = \left(\frac{0,528}{42,44} \right) \cdot 100\% = 1,24\%.$$

Результати визначення вагового навантаження на мости трактора, а також горизонтальних відстаней від центру тяжіння, згідно з формулою (3.12), до осей трактора подано в табл. 4.3.

Результати визначення вертикального положення центру ваги трактора подано в табл. 4.4.

Таблиця 4.3 – Результати визначення геометричного положення центру ваги

№ п/п	Показання тензометричних ваг, кН	Навантаження на передній міст, кН	Навантаження на задній міст, кН	$l_{п.М}, м$	$l_{з.М}, м$
1	8,886	17,413		1,665	1,05
2	8,527				
3	13,66		27,56		
4	13,90				

Таблиця 4.4 – Результати визначення вертикального положення центру ваги трактора

№	Кут нахилу осі трактора $\alpha, ^\circ$	Показання тензовесів, кН	Навантаження на задню вісь, кН	Значення висоти центру тяжіння $h_{ц}, м$
1	0	13,66	27,56	
		13,90		
2	2,5	14,20	28,11	1,601
		13,91		
3	5,0	14,59	28,69	1,599
		14,10		

Згідно з отриманими даними висоту центру тяжіння з досить високим ступенем точності можна прийняти рівною $h_{ц} = 1,6 м$.

4.2 Результати дорожніх випробувань

За результатами дорожніх випробувань під час переїзду трактором одиничної нерівності було отримано графіки прискорень у місцях установлення тензометричних віброакселерометрів.

Дослідження даних графіків і аналіз літературних джерел з довідковою інформацією про масові характеристики тракторів дозволив підібрати найбільш близьке до реального значення моменту інерції остова трактора

відносно центру ваги ($J_0=9560 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). При цьому, як представлено на графіках, розбіжність теоретичних і практичних даних не перевищує 8% (Рис. 4.3-4.5).

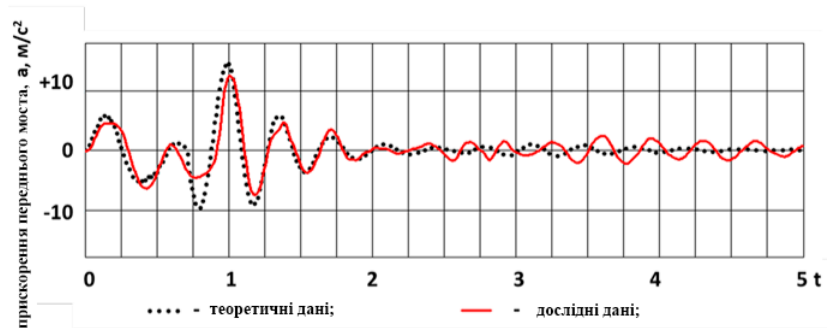


Рис. 4.3 – Прискорення переднього моста під час переїзду одиначної нерівності



Рис. 4.4 – Прискорення остова під час переїзду одиначної нерівності



Рис. 4.5 – Прискорення заднього моста під час переїзду одиначної нерівності

Крім цього, чисельне інтегрування результатів практичних випробувань дало змогу визначити значення віброшвидкостей і

вібропереміщень у досліджуваних точках, водночас ступінь точності збігу з теоретичними залежностями підвищився (до $\sim 5,5\%$) (рис. 4.6-4.11)



Рис. 4.6 – Швидкість вертикальних переміщень переднього моста під час переїзду одиничної нерівності



Рис. 4.7 – Швидкість вертикальних переміщень остова під час переїзду одиничної нерівності

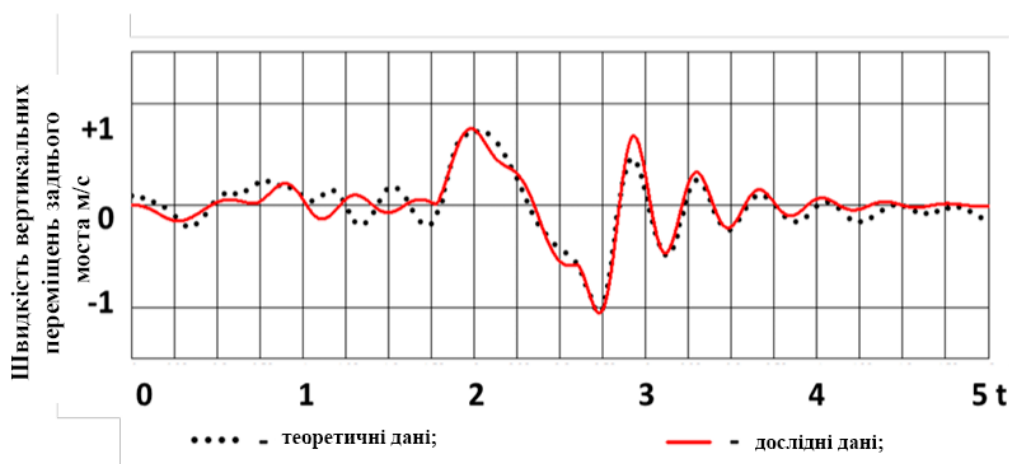


Рис. 4.8 – Швидкість вертикальних переміщень заднього моста під час переїзду одиничної нерівності



Рис. 4.9 – Вертикальні переміщення переднього моста

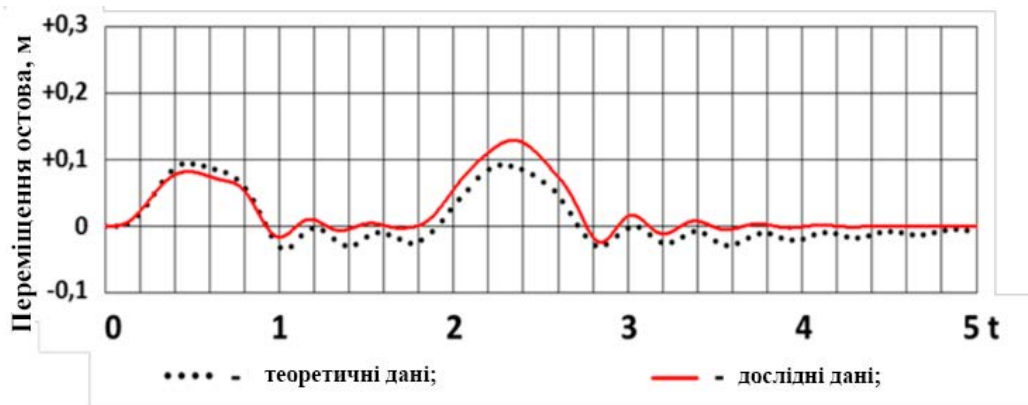


Рис. 4.10 – Вертикальні переміщення остова



Рис. 4.11 – Вертикальні переміщення заднього моста

У результаті лабораторних і дорожніх досліджень було уточнено всі необхідні константи, які використовуються в математичній моделі, - жорсткості шин, координати положення центру тяжіння, навантаження на передні та задні мости і момент інерції остова, що дало змогу забезпечити високий ступінь збіжності результатів теоретичних і практичних досліджень.

Під час оцінки адекватності результатів дорожніх випробувань ми не проводили порівняння графіків переміщення підресореної частини підвіски

сидіння з водієм, адже за швидкостей наїзду на перешкоду понад 6 км/год відбувалися неконтрольовані пробої пружного елемента серійної підвіски сидіння і відрив оператора від подушки сидіння, що в теоретичній моделі врахувати вкрай складно. Крім цього, мала тривалість дослідів під час переїзду нерівності (менше ніж 15 секунд) призводить до того, що будь-які непередбачувані рухи оператора значно знижують ступінь збіжності практичних і дослідних даних.

4.3 Результати польових випробувань

4.3.1 Результати визначення гакового зусилля ТГА під час виконання транспортних операцій

Результати запису гакового зусилля в зчпному пристрої трактора під час проїзду дослідної ділянки дороги з різними швидкостями руху представлено на рис. 4.12.

Завдяки фіксації моментів проходження п'ятдесятиметрових ділянок дороги тензокнопкою стало можливим визначення середньої швидкості руху на цих ділянках, і перетворення залежності крюкового зусилля від часу $P_{\text{сц}} = f(t)$ (графіки на малюнку 4.18) у залежність крюкового зусилля від пройденого шляху $P_{\text{сц}} = f(S)$. Усереднені значення вищенаведених залежностей показано на рис. 4.13.

Як видно з наведених на рис. 4.12 результатів випробувань, залежність значень гакового зусилля від швидкості руху ТГА несуттєва, адже більшою мірою вони визначаються мікропрофілем опорної поверхні та характеристиками агрегованого причіпа.

Збіжність теоретичних значень гакового зусилля, що описуються рівнянням (2.24), і практично отриманих даних представлено на рис. 4.14.

Слід зауважити, що гакове зусилля має певну амплітуду коливань відносно усередненого значення, яка залежить від швидкості руху (як видно

на рис. 4.12). У спектрі цих коливань виділяється пікове значення на частоті близько 2 Гц.

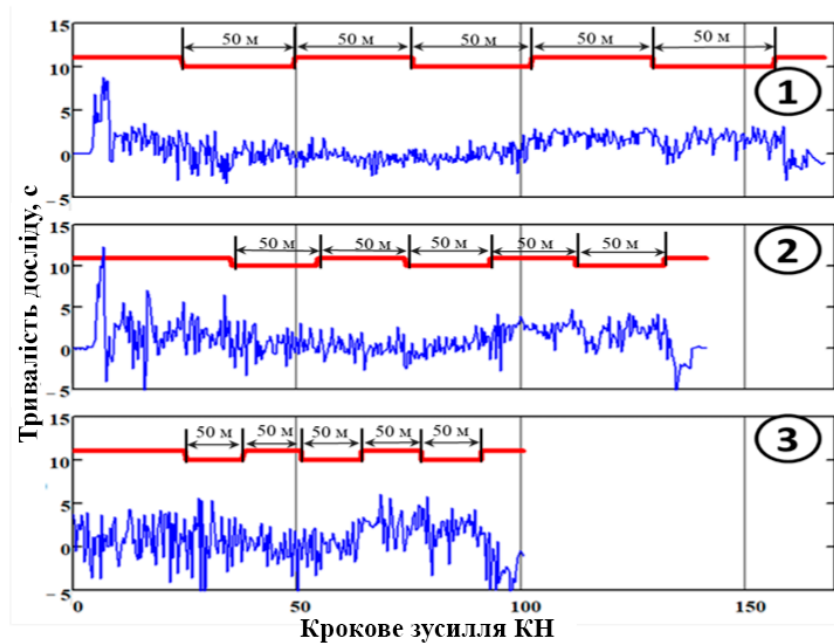


Рис. 4.12 – Результати запису гакового зусилля і моментів натискання тензокнопки (ступінчаста лінія) за різних швидкостей руху: 1 - швидкість руху 6,8 км/год; 2 - швидкість руху 9,3 км/год; 3 - швидкість руху 13,4 км/год

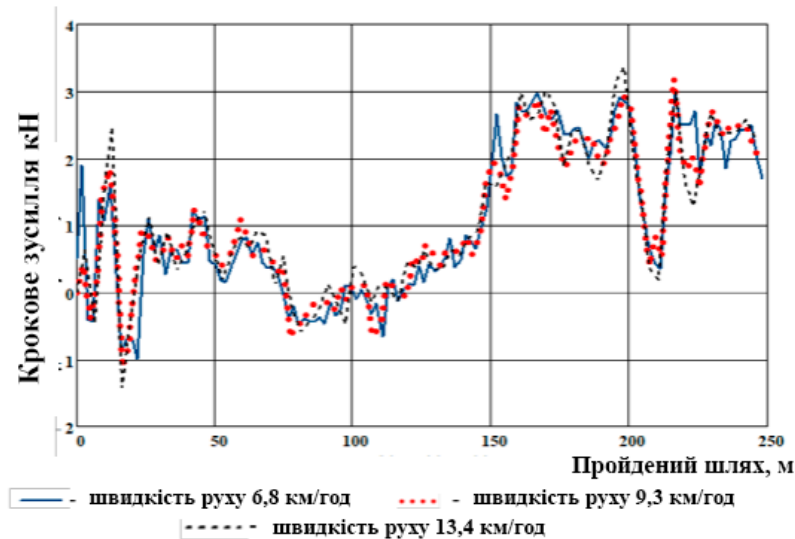


Рис. 4.13 – Усереднені значення залежностей гакового зусилля від пройденного шляху на різних швидкостях руху

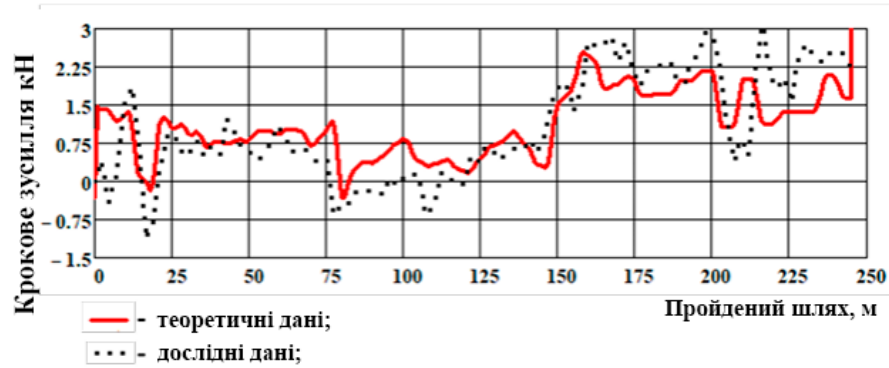


Рис. 4.14 – Збіжність теоретичних значень і практично отриманих даних гакового зусилля

Виникнення цих коливань, а також їхню амплітуду досить складно передбачити й описати суворими математичними залежностями, але, як свідчать результати проведених нами дослідів, їхній вплив на вертикальні прискорення остова й оператора не є значним.

4.3.2 Результати визначення рівня віброприскорень під час встановлення серійної та дослідної підвісок сидіння оператора ТТА

Під час проведення польових випробувань визначали рівні прискорень під час установа серійної та дослідної підвісок сидіння оператора ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6, що виникають під час руху на ділянці ґрунтової дороги, профіль якої характерний для цього виду робіт.

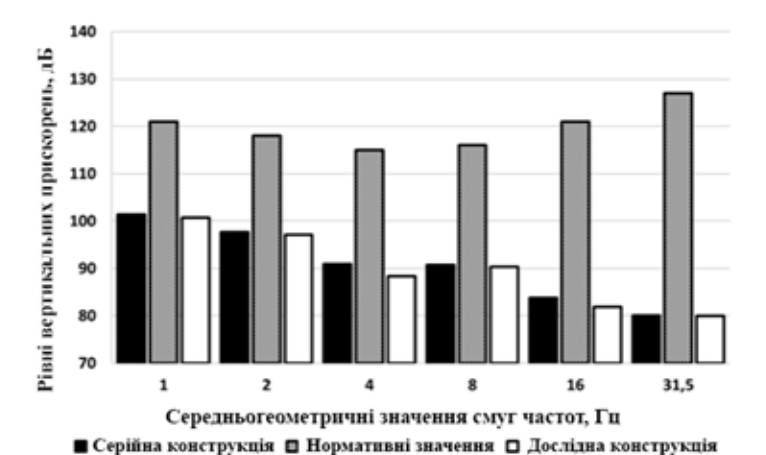


Рис. 4.15 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 5 км/год

Випробування проводили на різних швидкостях - від 5 до 35 км/год. Графічні залежності середньоквадратичних значень (СКЗ) вертикальних прискорень в октавних смугах частот за різних швидкостей руху представлено на рис. 4.15-4.20.

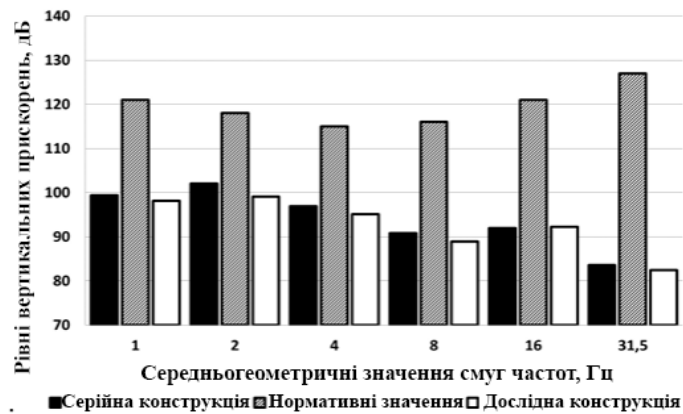


Рис. 4.16 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 10 км/год

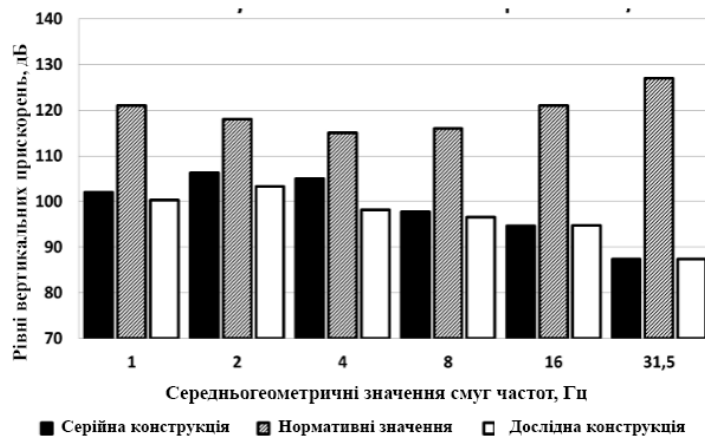


Рис. 4.17 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 15 км/год

Аналізуючи дані рис. 4.15, можна зробити висновок, що максимальні значення середньоквадратичних прискорень розташовані в першій і другій октавних смугах із середньгеометричними частотами (СГЧ) - 1 і 2 Гц. На сидінні з підвіскою серійної конструкції рівень вертикальних прискорень в октавних смугах частот вищий у середньому на 1 дБ. Максимальна ефективність дослідної підвіски спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 2,5 дБ.

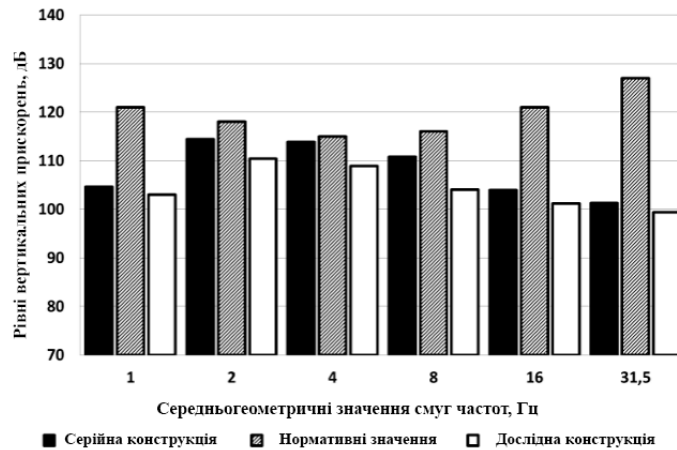


Рис. 4.18 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 20 км/год

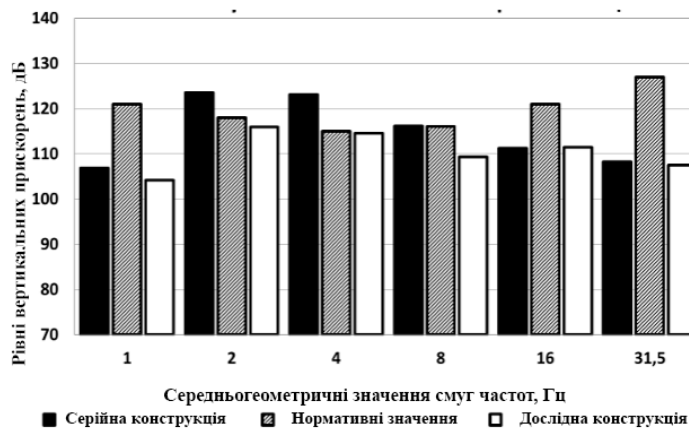


Рис. 4.19 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 25 км/год

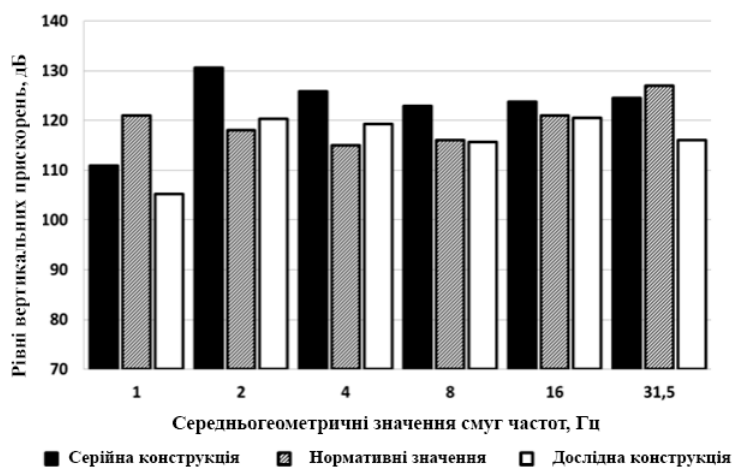


Рис. 4.20 – СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 35 км/год

На рис. 4.16 представлено СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6 зі швидкістю 10 км/год. Видно, що максимальні значення розташовані також у першій і другій октавних смугах, а ефективність дослідної підвіски вища за серійну в середньому на 1,5 дБ. Максимальна ефективність спостерігається в смузі зі СГЧ 2 Гц і становить 3 дБ.

Показані на рис. 4.17 СКЗ вертикальних прискорень під час руху агрегату зі швидкістю 15 км/год дають змогу зробити висновок про зміщення переважних СКЗ прискорень у 2-гу і 3-тю октавні смуги з СГЧ 2 і 4 Гц. Ефективність дослідної підвіски в середньому на 2,1 дБ вища за серійну. Максимальна ефективність спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 6,8 дБ.

Аналіз графічних залежностей, представлених на рисунку 4.18, засвідчив, що під час руху ТТА зі швидкістю 20 км/год пікові значення середньоквадратичних прискорень зміщуються у високочастотну ділянку та розташовуються в другій, третій і четвертій октавних смугах (2, 4, 8 Гц). На сидінні з підвіскою серійної конструкції рівень вертикальних прискорень в октавних смугах частот вищий у середньому на 3,7 дБ. Максимальна ефективність дослідної конструкції, як порівняти із серійною, спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 6,8 дБ.

За швидкості руху ТТА 25 км/год (рис. 4.19) уперше спостерігається перевищення вимог санітарних норм на другій і третій октавній смузі зі СГЧ 2 Гц і 4 Гц відповідно на 5,5 і 8,1 дБ за використання серійної конструкції. При цьому застосування дослідної конструкції дає змогу зберегти СКЗ вертикальних прискорень оператора в області допустимих. У середньому рівні прискорень у разі використання дослідної підвіски сидіння на 4,4 дБ нижчі. Максимальна ефективність відносно серійної конструкції спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 8,6 дБ.

Під час руху ТТА на швидкості 35 км/год (рисунок 4.20) також спостерігається збільшення СКЗ вертикальних прискорень у всіх досліджуваних смугах частот. Відхилення від вимог санітарних норм у разі використання серійної конструкції спостерігається на 2-й, 3-й, 4-й і 5-й октавних смугах і становить відповідно 12,6 дБ, 10,9 дБ, 6,9 дБ і 2,8 дБ.

Дослідна конструкція підвіски сидіння дає змогу знизити СКЗ вертикальних прискорень у 1-й, 4-й, 5-й і 6-й отавних смугах до вимог СанПіН 1.2.3685-21. Незначне перевищення спостерігається у 2-й і 3-й октавних смугах на 2,3 і 4,3 дБ. У середньому ефективність дослідної підвіски сидіння відносно серійної становить 7,1 дБ, а максимальна - 10,5 і 8,9 дБ в октавних смугах із СГЧ 2 і 8 Гц. При цьому слід зауважити, що інтегральний скоригований рівень вертикальних прискорень не перевищує встановлену норму в 130 дБА [6].

Аналізуючи наведені вище графіки, можна зробити висновок про те, що максимальні СКЗ вертикальних прискорень, що впливають на оператора під час руху ТТА у складі ХТЗ-1221.2 + 2ПТС-6, розташовані в другій і третій октавних смугах із середньгеометричним значенням частоти 2 і 4 Гц.

Середня за смугами частот ефективність зниження коливань дослідною підвіскою сидіння щодо серійної зростає зі збільшенням швидкості від 1,0 дБ на швидкості 5 км/год до 7,1 дБ на швидкості 35 км/год.

У таблиці 4.5 наведено значення та порівняльну ефективність за скоригованими рівнями вертикальних прискорень серійної та дослідної підвісок сидіння за різних швидкостей руху ТТА.

Як видно з таблиці 4.5, максимально допустима швидкість руху ТТА з підвіскою серійної конструкції становить 25 км/год. Подальше зростання швидкості руху призводить до перевищення скоригованого рівня вертикальних прискорень, що встановлюється санітарними нормами як допустимий - 130 дБА. При цьому використання установки дослідної конструкції підвіски сидіння дає змогу зберегти скоригований рівень

вертикальних прискорень у межах, встановлених санітарними нормами, аж до 35 км/год.

Таблиця 4.5 – Оцінка скоригованого рівня вертикальних прискорень сидіння під час установаження серійної та дослідної підвісок

№ п/п	Швидкість, км/год	Скоригований рівень віброприскорень на підвісці сидіння, дБ		Порівняльна ефективність дослідної конструкції, дБА
		серійної	дослідної	
1	5	105,7	104,8	0,9
2	10	108,5	106,6	1,9
3	15	113,9	110,6	3,3
4	20	123	118,3	4,7
5	25	130,9	124	6,9
6	30	134,7	126,7	8
7	35	137,1	129,2	7,9

Порівняльна ефективність підвіски дослідної конструкції за скоригованими рівнями віброприскорень також зростає зі зростанням швидкості - від 0,9 дБА за 5 км/год до 8 дБА за 30 км/год. За швидкості руху ТТА 35 км/год спостерігається незначне зниження відносної ефективності до 7,9 дБА, що може бути пояснено досягненням максимального значення цього параметра.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена чотирьох масова математична модель вертикальних коливань колісного ТТА, що включає комплекс показників (гакове навантаження, профіль опорної поверхні, характеристики двигуна та підвіски сидіння), що дозволяє прогнозувати рівні вертикальних прискорень у різних точках ТТА та допустиму швидкість руху. Порівняння розрахункових та експериментальних даних показало, що розбіжність результатів становить 5-10 %.

2. Використання математичної моделі показало, що зі зростанням початкової швидкості руху колісного ТТА коригований рівень вертикальних прискорень оператора із серійною підвіскою зростає зі 105,5 дБА при швидкості руху 5 км/год до 137,7 дБА при 35 км/год, тоді як за використання адаптивної підвіски сидіння він становить 104,6 дБА і змінюється до 129,7 дБА.

Найбільший приріст середньоквадратичних значень (СКЗ) вертикальних прискорень при використанні серійної підвіски сидіння спостерігається на 3-й і 6-й октавних смугах з середньгеометричними частотами (СГЧ) 4 і 31,5 Гц. При використанні дослідної підвіски сидіння зростання СКЗ вертикальних прискорень знаходиться в 5-й та 6-й смугах з СГЧ 16 та 31,5 Гц. Максимальна ефективність дослідної підвіски сидіння порівняно з серійною спостерігається на 1-й, 2-й та 3-й октавних смугах з СГЧ 1, 2 та 4 Гц і становить $\sim 10,4$ дБ.

3. Розроблено методику визначення раціональних об'ємів пневмогідролічних акумуляторів пропонованої конструкції підвіски сидіння, що дозволяє підібрати ПГА з раціональним об'ємом пневматичної порожнини для реалізації прогнозованої пружної характеристики підвіски сидіння ($V_{ПГА1} = 1,2$ л, $V_{ПГА2} = 0,6$ л).

4. Експериментальні дослідження показали, що дослідна підвіска дозволяє зберегти рівень вібронавантаженості оператора ТТА в межах,

встановлених санітарними нормами при русі ґрунтовою дорогою до швидкості $V = 35$ км/год. Застосування дослідної підвіски сидіння підвищує робочу швидкість на 5-10 км/год ґрунтовою дорогою.

Відносна ефективність розробленої конструкції підвіски сидіння порівняно із серійною становить від 1,0 до 7,1 дБ на швидкостях від 5 до 35 км/год у октавних смугах частот. Ефективність за коригованими рівнями віброприскорень змінюється від 0,9 дБА при швидкості руху 5 км/год до 8 дБА при 30 км/год. Отримані дані підтверджують високу ефективність розробленої конструкції адаптивної підвіски сидіння.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Aliev E.B., Bandura V.M., Pryshliak V.M., Yaropud V. M., Trukhanska O.O.. Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural industry. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 54, 1. P. 95–104.
- 2 Borysiuk D., Spirin A., Kupchuk I., Tverdokhlib I., Zelinskyi V., Smyrnov Ye., Ognevyy V. The methodology of determining the place of installation of accelerometers during vibrodiagnostic of controlled axes of wheeled tractors. *Przeegląd Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, № 10. P. 44-48. <https://doi.org/10.15199/48.2021.10.09> (Scopus/ Web of Science).
- 3 Caterino N. Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 345. P. 1–17.
- 4 Contreras U., Foster. C. D Soil Models and Vehicle System Dynamics. *Applied Mechanics Reviews*. 2013. Vol. 65, Issue 4. P. 202-222.
- 5 Dixon J.C. The Shock Absorber Handbook. Chichester: John Wiley, 2007. 432 p.
- 6 Du H., Sze K.Y., Lam J. Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*. 2005. Vol. 283, Issues 3. P. 981-996. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.05.030.
- 7 Fischer D., Isermann R. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*. 2004. Vol. 12, № 11. P. 1353-1367.
- 8 Genta G., Morello L. The automotive chassis : vol. 1: components design. Dordrecht : Springer, 2009. 627 p.
- 9 Hrushetsky S.M., Yaropud, V.M., Duganets V.I., Pryshliak V.M., Kurylo V.L. Research of constructive and regulatory parameters of the assembly working parts for potato harvesting machines. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2019. №59. P. 101-110.
- 10 Koo J.H. In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration ab-sorbers. *Journal of Vibration and Control*. 2004. Vol. 10, № 2. P. 163-174.

11 Lin Zhu, Jia-Ru Ge, Xi Cheng Modeling of share/soil interaction of a horizontally reversible plow using computational fluid dynamics. *Journal of Terramechanics*. 2017. Vol. 72, P.1-8.

12 Spirin A., Polievoda Y., Tverdokhlib I. Increasing the reliability of agricultural machinery work. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки*. 2019. Випуск 198. 2019, С 86–90.

13 Zhang L. B., Cai Z. X., Liu H. F. A novel approach for simulation of soil-tool interaction based on an arbitrary Lagrangian–Eulerian description. *Soil and Tillage Research*. 2018. Vol. 178, 5, P. 41-49.

14 Zhao J.F., Wang W. The present situation of mechanical parameters in the ground test. *Proceedings of the 2nd International Conference on Advances in Mechanical Engineering and Industrial Informatics (AMEII), AER-Advances in Engineering Research*. 2017. Vol. 73, P. 369-372.

15 Анісімов В.Ф. Музичук В.І. Аналіз і вибір методів надійності автотракторних двигунів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2019. № 3, 105. С. 43–51.

16 Булгаков В.М. Теоретична механіка. Посібник для практичних занять. (Під редакцією проф. С.І.Кучеренка). / В.М. Булгаков, В.В. Бурлака, Г.М. Калетнік, І.Є. Кравченко, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко, М.Г. Березовий. *Вінниця: Нова книга*, 2010. 667 с.

17 Булгаков В.М., Адамчук В.В., Черниш О.М., Березовий М.Г., Калетнік Г.М., Яременко В.В.. Прикладна механіка: Навчальний посібник. Київ : Аграр. наука, 2016. 816 с.

18 Булгаков В.М., Пилипака С.Ф., Яропуд В.М., Захарова Т.Н, Калетнік Г.М. Плоскі вертикальні криві, що забезпечують постійні тиск і швидкість руху матеріальної точки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. Вип. 1 (73). С.100-120.

19 Веселовська Н.Р., Малаков О.І. Функціональне моделювання процесу технологічної підготовки виробництва для проектів створення нової

техніки. *Молода наука – роботизація і нано–технології сучасного машинобудування: збірник наукових праць Міжнародної молодіжної науково–технічної конференції. Краматорськ, 2019. С. 134–137.*

20 Видмиш А.А., Возняк О.М., Купчук І.М., Бойко Д.Л. Дослідження медіанної фільтрації одновимірних сигналів. *Вібрації в техніці та технологіях. 2020. №1. С. 88-102.*

21 Вознюк Л. Ф., Іщенко В. В., Михайлович Я. М. Технічне обслуговування і діагностування сільськогосподарських машин: навч. посіб. для мол. спец. *Київ : Урожай, 1994. 216 с.*

22 Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. / Д. Г. Войтюк, С. С. Яцун, М. Я. Довжик; за ред. Д. Г. Войтюка. – Суми : Унів. кн., 2008. – 543 с.

23 Войтюк Д. Г., Булгаков В. М., Кропивко С. В., Онищенко В. Б. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підруч. для студ. Вузів. *Київ : Друк, 2005. 464 с.*

24 Гончарук І. В., Купчук І. М., Солоня О. В., Мельник О. С. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Smart IR-Control Robotic Chassis v 1.0» («Robot Smart Control v 1.0») : Свідоцтво № 103284 від 18.03.2021. Авторське право і суміжні права. Офіційний бюлетень № 64, 2021.

25 ГСТУ 46.012-2000. Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки техніки. – [Чинний від 2001.02.01] – К. : Мінагрополітики України, 2000. – III, 18 с. – (Галузевий стандарт України).

26 Гунько І.В., Коваль Л.Г. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95). С. 89-93.*

27 Гунько І.В., Музичук В.І., Служалюк М.В. Дослідження технічного сервісу машин в АПК. *Техніка, енергетика та транспорт АПК. 2019. № 2, 105. С. 43–51.*

28 Єдина система конструкторської документації. Експлуатаційні

документи : ДСТУ ГОСТ 2.601:2006. – [Чинний від 2007-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 144 с. – (Національний стандарт України).

29 З'єднання в машинобудуванні: Навч. Посібник / В.С. Павленко, І.П. Паламарчук, О.В. Цуркан, Ю.А. Полевода / За 100 ед.. В.С. Павленка. – Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2015. – 110 с.

30 Іскович-Лотоцький Р.Д., Зелінська О.В., Веселовська Н.Р., Веселовський Я.П. Оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу з використанням системного підходу. *Техніка енергетики транспорт АПК*. 2017. №2, 97. С. 109-114.

31 Калетнік Г.М., Адамчук В.В., Петриченко Є.А., Булгаков В.М., Кувачов В.П. Теорія плоскопаралельного руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. №2, 97. С.6-18.

32 Калетнік Г.М., Адамчук В.В., Петриченко Є.А., Булгаков В.М., Кувачов В.П. Теорія плоскопаралельного руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. №2 (97). С.6-18.

33 Ковбаса В. П. Пришляк В.М., Ярощук Р. О. Визначення впливу сільськогосподарської техніки на ґрунт. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 4, 95. С. 76–81.

34 Ковбаса В. П., Алі Ахмед Кадем, Калініченко Д. Ю. Визначення модуля пружності та коефіцієнта в'язкості ґрунту шляхом дослідження його коливань. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. № 1. С. 36-41.

35 Ковбаса В.П., Броварець О.О. Технології підтримки прийняття рішень в умовах невизначеності при проектуванні технологічних процесів. *Математичні машини і системи*. 2019. № 2. С. 63–70

36 Ковбаса В.П., Курка В.П., Алі Ахмед Кадем Про подолання труднощів при вирішенні контактних задач пружності. *Сільськогосподарські машини*. 2015. № 32. С.79-86.

37Купчук І.М., Шаргородський С.А., Твердохліб І.В., Телекало Н.В., Колесник Т.В., Дідик А.М. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Optimization of agricultural transportation v. 1.0» («Agro- transportation optimization v. 1.0») : Свідоцтво №107370 від 16.08.2021. Авторське право і суміжні права. Офіційний бюлетень № 66, 2021.

38Петриченко Є.А. Результати експериментальних досліджень нового комбінованого машинно-тракторного агрегату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017, Вип. 1, 96. С. 24-29.

39 Сивак Р.І., Деревенько І.А. Короткий курс теоретичної механіки. *Вінниця: ТОВ Вінницька міська друкарня*, 2016. 200 с.

40 Солона О. В., Купчук І.М. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт. *Вінниця: ВНАУ*, 2017. 116 с.

41 Солона О. В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування : Навчальний посібник. *Вінниця : ВНАУ*, 2019. 249 с.

42 Солона О. В., Купчук І.М. Технічна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт. *Вінниця: ВНАУ*, 2017. 84 с.

43 Солона О. В., Купчук І.М., Паламарчук В.І. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту. *Вінниця: ВНАУ*, 2017. 84 с.

44Солона О.В. Статика взаємодії абсолютно твердих тіл із сипучим середовищем. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. 3. С. 105-116.

45 Солона О.В., Купчук І.М. Практикум з Теорії механізмів і машин : навчальний посібник. *Вінниця : Друк*, 2020. 250 с.

46Труханська О.О. Підвищення якості ремонту і технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. 3, 102. С. 27-32