

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

“ ___ ” _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Удосконалення підвіски сидіння колісного сільськогосподарського
трактора»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Сівак І.М.
(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Павленко М.Ю.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Бражник Владислав Леонідович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор _____

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис) Калінін Є.І.

(ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Бражник Владислав Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Удосконалення підвіски сидіння колісного сільськогосподарського трактора»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики сидінь трактора.

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСКА СИДІНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Поняття вібрації та її вплив на організм оператора

1.2 Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів

2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ТРАКТОРА

2.1 Розрахунок раціонального обсягу ПГА1

2.2 Розрахунок раціонального сумарного об'єму ПГА1 і ПГА2

2.3 Управління упругодемпфируючої характеристикою підвіски сидіння

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Об'єкт досліджень

3.2 Підбір обладнання для випробувань

3.3 Методика проведення польових випробувань

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

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

Висновки

Список використаних джерел

Перелік графічного матеріалу

1. Загальні характеристики систем підресорювання сидінь.

2. Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів.

3. Розрахунок раціонального обсягу ПГА1.

4. Розрахунок раціонального сумарного об'єму ПГА1 і ПГА2.

5. Методика проведення польових випробувань.

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

7. Висновки

Дата видачі завдання «__» _____ 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Павленко М.Ю.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Бражник В.Л.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Загальний обсяг роботи становить 71 сторінку, що включають 40 рисунків, 1 таблиця, 48 літературних джерел, додаток.

Грунтуючись на великому переліку літературних джерел, а також проведеному аналізу вітчизняного та зарубіжного ринків, була спроектована конструкція сидіння сільськогосподарського трактора.

У рамках випускної кваліфікаційної роботи бакалавра запропоновано розробку та обґрунтування технічного рішення щодо зниження вібрації на робочому місці оператора колісного трактора сільськогосподарського призначення.

Розвиток сільського господарства також спричиняє збільшення обсягу транспортування вантажів усередині господарств. Для виконання даної роботи використовується як автомобільний транспорт, так і тракторно-транспортні агрегати (ТТА) на базі колісних тракторів підвищеної прохідності та універсальності.

Аналіз, проведений експертами показав, що частка транспортних робіт, виконуваних ТТА, становить 40–60% від загального обсягу перевезень. При цьому збільшення робочих швидкостей руху супроводжується підвищенням вібраційного впливу на оператора, що призводить до підвищеної стомлюваності і, як наслідок, зниження продуктивності, якості виконуваної роботи, виникнення небезпечних дорожніх ситуацій. Таким чином, умови праці оператора значною мірою впливають на продуктивність тракторно-транспортного агрегату.

Виходячи з вищесказаного, одним з актуальних напрямів удосконалення ТТА є підвищення їх продуктивності за рахунок зниження шкідливого впливу транспортної вібрації та створення комфортних та безпечних умов праці оператора. Найбільш перспективним рішенням є застосування підресореного сидіння. Системи підресорювання, в яких характеристики пружних і демпфуючих елементів залишаються незмінними, так звані пасивні, на

сьогоднішній день стримують зростання продуктивності ТТА при виконанні технологічних і транспортних операцій.

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

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСКА СИДІНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	11
1.1 Поняття вібрації та її вплив на організм оператора.....	11
1.2 Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів.....	15
1.3 Висновки за розділом.....	33
2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ТРАКТОРА.....	34
2.1 Розрахунок раціонального обсягу ПГА1.....	35
2.2 Розрахунок раціонального сумарного об'єму ПГА1 і ПГА2.....	36
2.3 Управління упругодемпфуючої характеристикою підвіски сидіння....	40
2.4 Висновки за розділом.....	41
3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	43
3.1 Об'єкт досліджень.....	44
3.2 Підбір обладнання для випробувань.....	47
3.3 Методика проведення польових випробувань.....	51
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ.....	54
4.1 Результати визначення рівня віброприскорень під час встановлення серійної та дослідної підвісок сидіння оператора ТТА.....	58
4.2 Висновки за розділом 4.....	64
ВИСНОВКИ.....	65
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67

ВСТУП

У сучасних умовах розвиток сільського господарства можливий за рахунок інтенсифікації виробництва на основі комплексної механізації та підвищення енергоозброєності, зокрема поліпшення агротехнічних, технологічних та загальнотехнічних показників машинно-тракторних (МТА) та 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.

Розвиток сільського господарства також спричиняє збільшення обсягу транспортування вантажів усередині господарств. Для виконання даної роботи використовується як автомобільний транспорт, так і тракторно-транспортні агрегати (ТТА) на базі колісних тракторів підвищеної прохідності та універсальності.

Аналіз, проведений експертами показав, що частка транспортних робіт, виконуваних ТТА, становить 40–60% від загального обсягу перевезень. При цьому збільшення робочих швидкостей руху супроводжується підвищенням вібраційного впливу на оператора, що призводить до підвищеної стомлюваності і, як наслідок, зниження продуктивності, якості виконуваної роботи, виникнення небезпечних дорожніх ситуацій. Таким чином, умови праці оператора значною мірою впливають на продуктивність тракторно-транспортного агрегату.

Виходячи з вищесказаного, одним з актуальних напрямів удосконалення ТТА є підвищення їх продуктивності за рахунок зниження шкідливого впливу транспортної вібрації та створення комфортних та безпечних умов праці оператора. Найбільш перспективним рішенням є застосування підресореного сидіння. Системи підресорювання, в яких характеристики пружних і демпфуючих елементів залишаються незмінними, так звані пасивні, на

сьогоднішній день стримують зростання продуктивності ТТА при виконанні технологічних і транспортних операцій.

Дипломний проект присвячений розробці та обґрунтуванню технічного рішення щодо зниження вібрації на робочому місці оператора колісного трактора сільськогосподарського призначення. Таким чином, тема дослідження є актуальною.

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСКА СИДІНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Поняття вібрації та її вплив на організм оператора

Протягом всього свого життя людина постійно стикається з коливальними процесами різної фізичної природи: механічними, тепловими та ін. Механічні коливання являють собою процес зміни будь-якої механічної величини, що визначає положення як матеріального тіла, так і його точки, при якому ця величина або величина, що характеризує швидкість її зміни, може або зростати, вібрація, то цей процес відноситься тільки до механічних коливань, при цьому не всякі механічні коливання прийнято називати вібрацією.

Відповідно до ДСТУ 2300-93. «Вібрація. Терміни та визначення» під вібрацією розуміється рух точки або механічної системи, при якому відбуваються коливання характеризують його скалярних величин спадання в часі значень, принаймні однієї координати.

По відношенню до предмета дослідження, вібрація - механічні коливання (вільні або вимушені), що виникають при проходженні рушієм мобільного енергетичного засобу нерівностей дорожнього покриття, через роботу елементів двигуна, також під дією аеродинамічних та інших сил, основна збудлива частота.

Параметрами, що характеризують вібрацію, є:

- A (амплітуда) - величина найбільшого відхилення вагається від положення рівноваги, м;

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

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

Основними характеристиками механічних коливань є:

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

– віброшвидкість (V) – швидкість переміщення вимірюваної точки вздовж осі її переміщення є похідною вібропереміщення за часом. Характеризує потужність енергетичного 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, що спричинив коливання.

Застосування віброприскорення в теорії знаходить найбільше поширення, так як датчики вібрації вимірюють віброприскорення, не вимагаючи подальших перетворень. мм/с^2 .

Для переведення віброприскорення до децибелів використовується формула

$$a_{\text{дБ}} = 20 \cdot \lg 10(a) + 120 \quad (1.1)$$

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

a - віброприскорення, м/с^2 ;

Розрізняються вільні та вимушені коливання. Вільні коливання є загасаючими і з'являються під впливом внутрішніх сил. Вимушеними коливаннями є коливання, що здійснюються внаслідок впливу періодичної збурюючої сили.

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

Коливання, які впливають на організм людини на робочому місці причіпних і самохідних машин, і під час технологічних операцій різних

агрофонах дороги, називаються транспортної вібрацією. Значні низькочастотні коливання виникають при активній взаємодії рушіїв тракторно-транспортного агрегату з опорною поверхнею. Амплітуда та частота даних 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 компоновки машини і розташування робочого місця оператора.

В результаті виконання тракторно-транспортних робіт на робочому місці виникає вібрація, що впливає на оператора через органи управління і передається на окремі частини тіла (локальна вібрація) та в точки опори (загальна вібрація), що у свою чергу призводить до струсу всього організму.

Одноточасний 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 та причіпних машин від обладнання та органів ручного управління і, як наслідок, на кінцівки оператора;

- загальну вібрацію – що впливає на оператора, що знаходиться на робочому місці під час руху по агрофонах, через опорні поверхні [6].

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, із 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 сидячи; 3,0–3,5 Гц – для органів черевної порожнини та грудної клітки; 20–30 Гц та 1,5–2,0 Гц – для голови у положенні сидячи при вертикальних та горизонтальних вібраціях; 60–90 Гц - для очних яблук.

Найбільш небезпечними коливаннями, що викликають резонанс, є вібрація із частотою від 1 до 30 Гц, оскільки вони близькі до коливань людського тіла.

При вплив на кінцівки локальної вібрації відбувається порушення чутливості шкіри, окостеніння сухожилля, втрата пружності кровоносних судин та чутливості нервових волокон, відкладення солей у суглобах кистей рук та пальців та інші негативні явища. Тривалий вплив вібрації (протягом 3-5 років) в умовах виробництва призводить до професійного захворювання - вібраційної хвороби [11].

За характером спектру вібрації виділяють:

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

За тимчасовими характеристиками виділяють:

- постійну вібрацію – величина нормованих параметрів змінюється лише у 2 рази (на 6 дБ) під час спостереження;
- непостійну вібрацію – величина нормованих параметрів змінюється щонайменше ніж у 2 рази (на 6 дБ) під час спостереження щонайменше 10 хв при вимірі з постійної часу 1 з.

У свою чергу, непостійні вібраційні впливи поділяються на:

- імпульсні – що 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 більше 1 с;
- коливаються в часі - величина нормованих параметрів постійно і безперервно змінюється в часі.

Основними джерелами коливань, що діють на оператора ТТА, є [11, 13, 15]: а) зовнішні (нерівності агрофона або дорожнього полотна), а також нерівномірність тягового навантаження або валу відбору потужності; б)

обурення від роботи двигуна, зіткнення шестерень, обертання карданних валів, від елементів ходової частини машин та ін.

З опублікованих результатів випробувань колісних тракторів відомо, що найбільш інтенсивна зміна вертикальних прискорень, що впливають на оператора, спостерігається в діапазоні частот від 16 до 40 Гц [6, 7, 12].

1.2 Класифікація та шляхи вдосконалення конструкцій підвісок сидіння колісних тракторів

В даний час опубліковано значну кількість робіт, предметом вивчення яких є аналіз коливань транспортного засобу, плавності ходу та його віброзахисних властивостей, з них багато присвячені дослідження та розробка 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, досліджено в недостатній мірі.

Удосконалення сільськогосподарської техніки безпосередньо пов'язано з підвищенням потужнісних, швидкісних і якісних показників, що призводить до виникнення підвищених коливань, що передаються від кістяка трактора на робоче місце оператора. При цьому зниження рівня вібраційної дії на оператора дозволяє підвищити швидкості руху, що призводить до підвищення продуктивності агрегату без значних змін у витратах енергії [11, 15, 27, 36].

На основі аналізу значної кількості публікацій, що описують різні технічні рішення і конструкції, призначені для захисту оператора від вібраційного впливу, можна зробити висновок про те, що пасивні системи підресорювання не дозволяють на необхідному рівні гасити вібрації і тим самим перешкоджають зростанню швидкостей руху ТТА, що безпосередньо позначається на продуктивності даних агрегатів. пружнодемпфуючих елементів з електронно-керованими характеристиками [18, 31, 32].

Багато авторів за кордоном проводили дослідження з метою створення алгоритмів управління електронно-керованих підвісок при передачі коливань

впливу випадкового характеру, що обурює, що дозволяє більш ефективно знижувати коливання. Це дослідники, як P. Barak, J.C. Dixon, D. Fiscer та ін.

У ході виконання робіт на тракторно-транспортний агрегат впливають різні коливання, які передаються на кабіну і на оператора, що знаходиться в кабіні, що призводить до підвищення його стомлюваності і, як наслідок, зниження продуктивності праці. Підресорювання остова МЕЗ захищає оператора від коливань, але у недостатньому обсязі, оскільки цей процес пов'язані з низкою обмежень конструктивного і агротехнічного характеру, зокрема, обумовлений розмірами пружних елементів, параметрами динамічного ходу кістяка. З іншого боку, під час роботи з навісним устаткуванням різко знижується ефективність тракторно-транспортного агрегату [16]. Останнім часом відзначено тенденцію використання підресореного сидіння, оскільки інші варіанти вирішення цієї проблеми є більш трудомісткими і більш витратними [5, 9].

З метою підвищення продуктивності праці в сільському господарстві вимоги ергономіки все 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;
- Використання підресорених кабін;
- Використання віброзахисної підвіски сидіння [16, 42].

Найбільш перспективним рішенням є підресорювання кабіни, це дозволяє підвищити ефективність віброзахисту оператора, але цей метод вимагає значних фінансових витрат, а також складний у конструктивному виконанні. З урахуванням вищесказаного найперспективнішим методом є застосування підресореного сидіння як менш витратний і дозволяє виключити необхідність підресорювання кабіни [18,20].

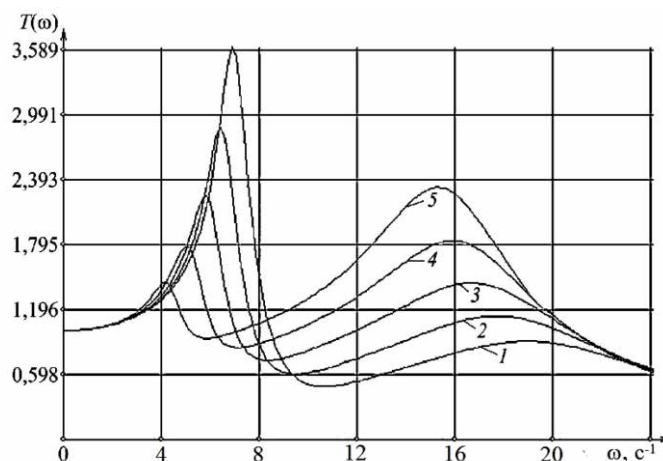
Основним показником, що дає уявлення про вимушені коливання при різних значеннях частоти, є амплітудно-частотна характеристика, яка включає залежність від переміщень і (або) прискорень віброзахищеного об'єкта від частоти сили, що обурює.

Зменшення жорсткості підвіски призводить до зниження власної частоти коливань підресореної маси, за рахунок чого покращується плавність ходу ТТА і комфорт оператора, але виникає можливість пробою, тому в підвісках сидіння застосовують кусково-лінійчасту або нелінійну пружну характеристику [44, 48].

Амплітудно-частотною характеристикою підвіски сидіння називається залежність коефіцієнта передачі по амплітуді від частоти збурюючої сили.

На рисунку 1.1 представлена амплітудно-частотна характеристика підвіски сидіння трактора. По осі ординат амплітудно-частотної характеристики відкладені відношення переміщень платформи сидіння до переміщень остова $T(\omega)$, а по осі абсцис – частота сили, що обурює ω .

На представленому малюнку показано п'ять кривих, побудованих як зниження коефіцієнта жорсткості.

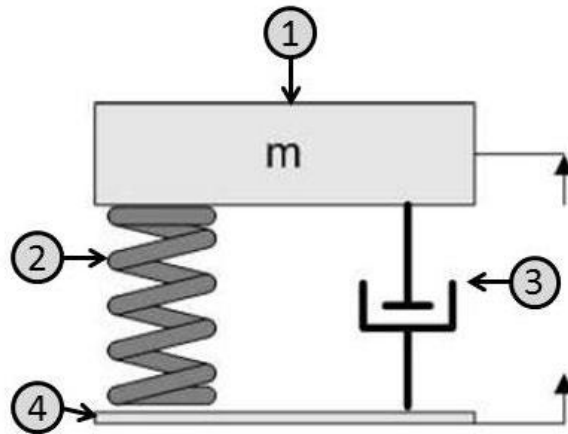


1 - 1000 Н×м; 2 - 2000 Н×м; 3 - 3000 Н×м; 4 - 4000 Н×м; 5 – 5000 Н×м

Рисунок 1.1 – АЧХ підвіски сидіння при різних значеннях жорсткості та коефіцієнта демпфування

На сьогоднішній день найпоширенішою серійною системою є підвіски транспортних засобів з пасивною амортизацією незважаючи на те, що пасивна

система - це завжди компроміс між плавністю ходу і безпекою руху, причому не завжди оптимальний, що викликає необхідність використання підвісок з керованими характеристиками. У цих системах характеристики пружнодемпфуючих елементів підвіски постійні. Схема конструкції пасивної підвіски сидіння представлена рисунку 1.2.



1 – підресорена маса; 2 – пружний елемент; 3 – демпфуючий елемент;
4 – основа

Рисунок 1.2 – Схема пасивної конструкції підвіски сидіння

У представленій схемі пасивної конструкції підвіски перед початком роботи пружний елемент налаштовується за жорсткістю під вагу оператора шляхом механічного стиснення або ослаблення пружного елемента. У процесі руху ТГА піддається впливу вібрації, що передається через шини на остов трактора, а потім і на основу підвіски сидіння з підресореною масою.

Пружний елемент, стискаючись, приймає він механічну енергію, що у зворотному ході підвіски гаситься гідравлічним амортизатором з допомогою вязкостного опору. Частота своїх коливань даної конструкції становить від 1 до 10 Гц.

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

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 даного елемента є те, що торсіонна підвіска має лінійну характеристику, що може викликати резонансні коливання (рисунок 1.3).

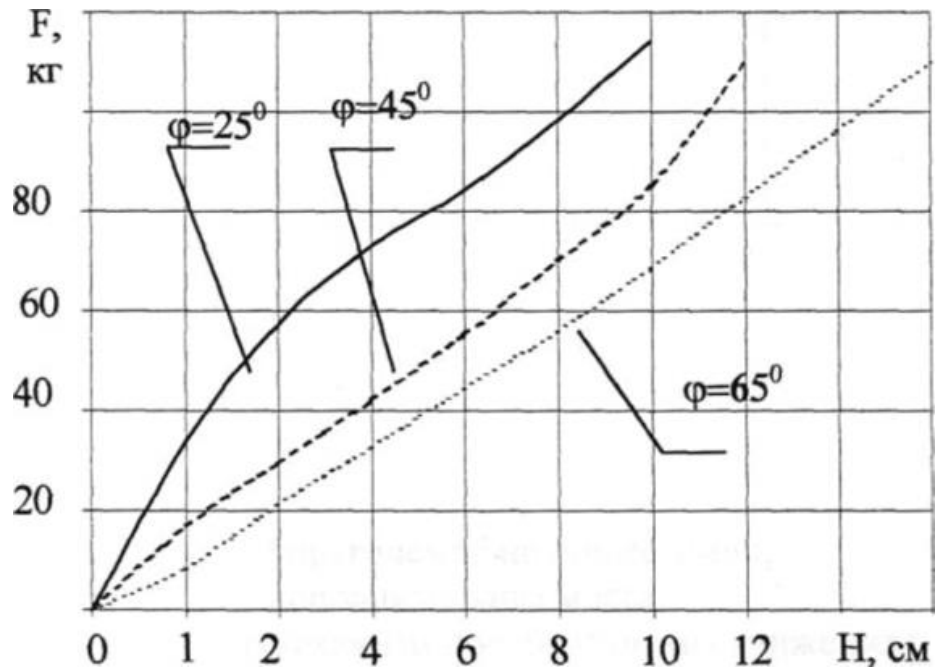
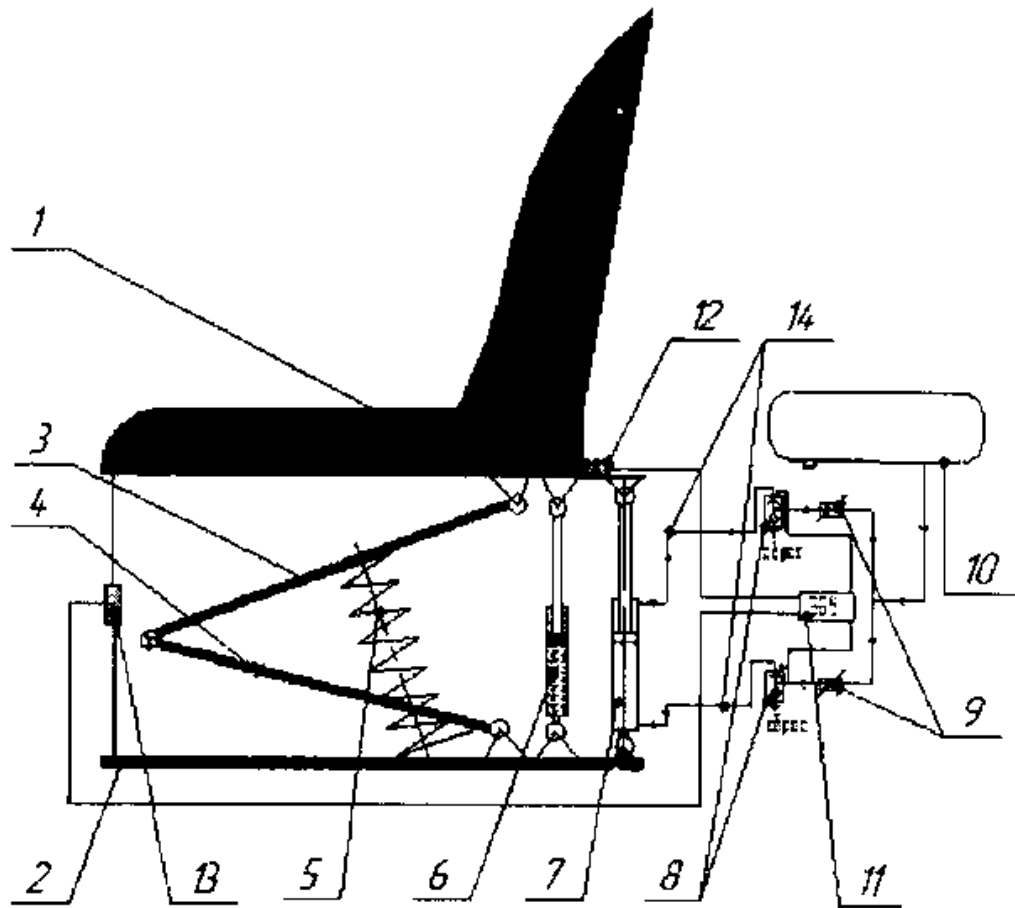


Рисунок 1.3 – Пружна характеристика торсійної підвіски

На рисунку 1.4 представлена адаптивна підвіска з активним пневмопоршневим пружним елементом [33].



1 – сидіння з подушкою та спинкою; 2 – основа; 3, 4 – верхня та 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

Рисунок 1.4 – Адаптивна підвіска з активним пневмопоршневым пружним елементом

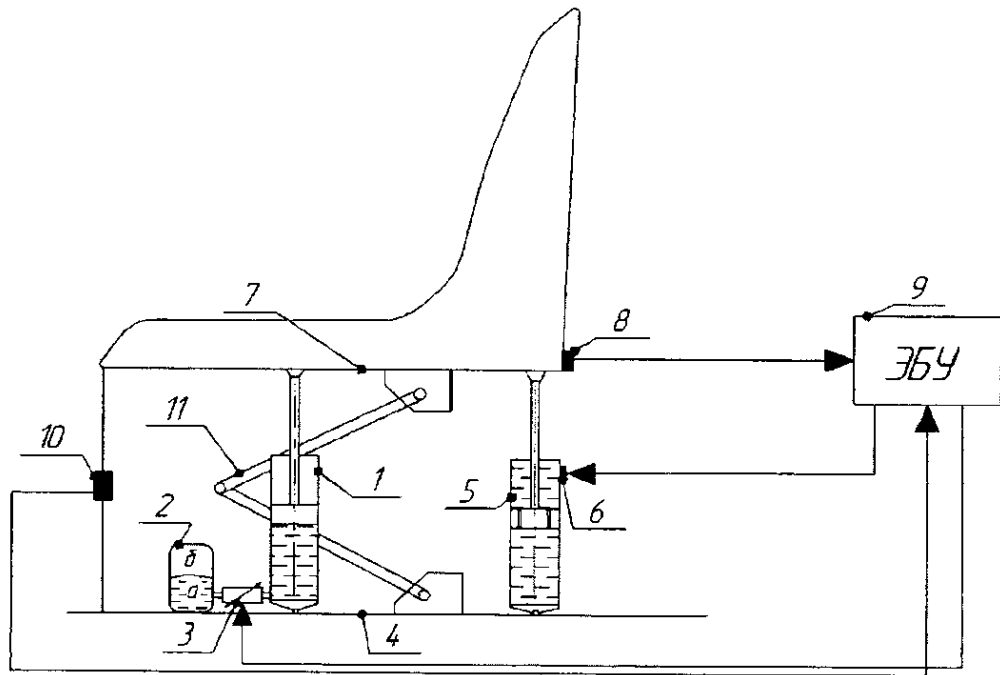
Посадка оператора на підвіску сидіння реєструється датчиком положення 13, сигнал з якого надходить на блок керування 11, де відбувається подача повітря в колі. електромагнітних клапанів 8 відбувається по сигналу з ЕБУ 11. При незначних коливаннях підвіска працює на середній ділянці, пружнодемпфуючих характеристики якого визначаються параметрами пружини 5 і опором гідравлічного демпфера [34] За рахунок активного пневмоелемента збільшується жорсткість на крайніх ділянках.

Система цього класу була досліджена в роботі [46], в якій описано застосування даної підвіски з метою поліпшення її віброзахисних властивостей. лінійної характеристики, пружної циліндричної пружини, що працює на середній ділянці, прийнята при теоретичному розрахунку постійного навантаження транспортного агрегату і швидкість руху.

Підвіска з активним демпфером, представлена на рисунку 1.5, складається з гідроциліндра 1, гідравлічного демпфера 5, який вбудована соленоїдна котушка, регульованого дроселя, що з'єднує порожнину гідроциліндра з пневмогідроакумулятором (ПГА). Порожнина демпфера заповнена магнітореологічною рідиною.

При незначних коливаннях 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.

При цьому коливання гасяться за рахунок зміни прохідного перерізу дроселя 3 і зміни жорсткості гідропневмоакумулятора 2. При значних або резонансних коливаннях з датчика прискорень 8 надходить сигнал на ЕБУ, який за заданою програмою подає команду на регульований дросель 3 і соленоїд 5. магнітореологічної рідини миттєво змінюється.



1 – гідроциліндр; 2 – пневмогідроаккумулятор; 3 – керований дросель;
 4 – основа; 5 – гідравлічний демпфер; 6 – датчик демпфера; 7 – каркас сидіння;
 8 – датчик прискорень; 9 – електронний блок керування; 10 – датчик положення

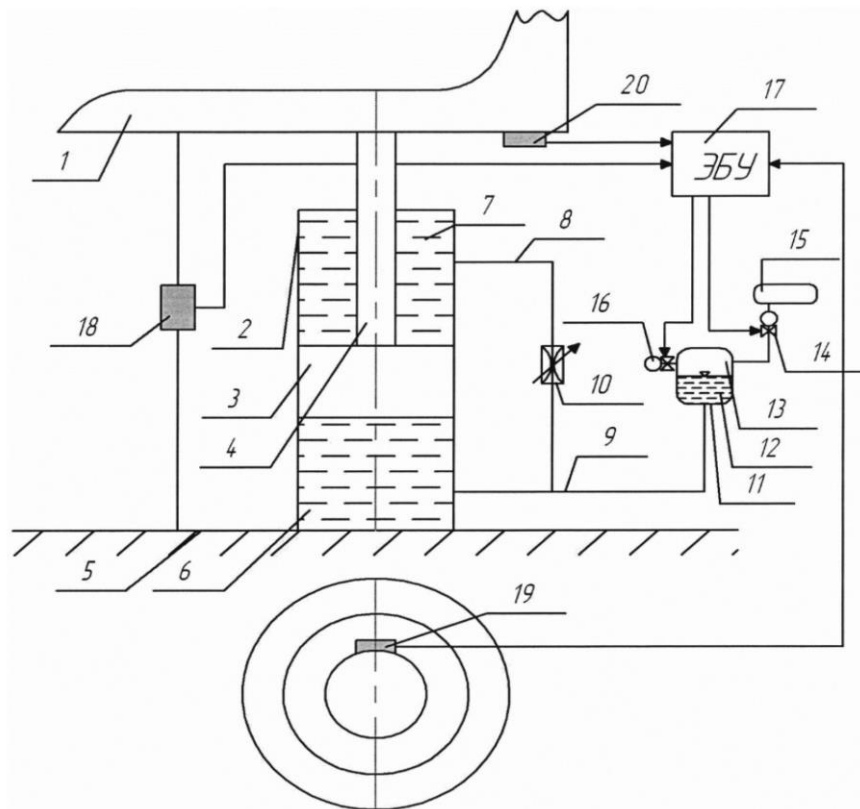
Рисунок 1.5 – Підвіска сидіння з активним демпфером

Одним з недоліків даної конструкції є обмежений діапазон зміни пружних якостей одним пневмоелементом 2 та складністю конструкції гідроциліндра із застосуванням магнітореологічної рідини та соленоїдної котушки.

Для усунення цього недоліку було розроблено адаптивна підвіска [27], яка представлена рисунку 1.6. Дана конструкція складається з гідроциліндра 2, дроселя 10 регульованого, 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 дана конструкція таким же чином, як і вищевказана підвіска, тільки в демпфері відсутня

магнітореологічна рідина. Функцію демпфера виконує гідроциліндр з регульованим ЕБУ дроселем і ПГА.



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

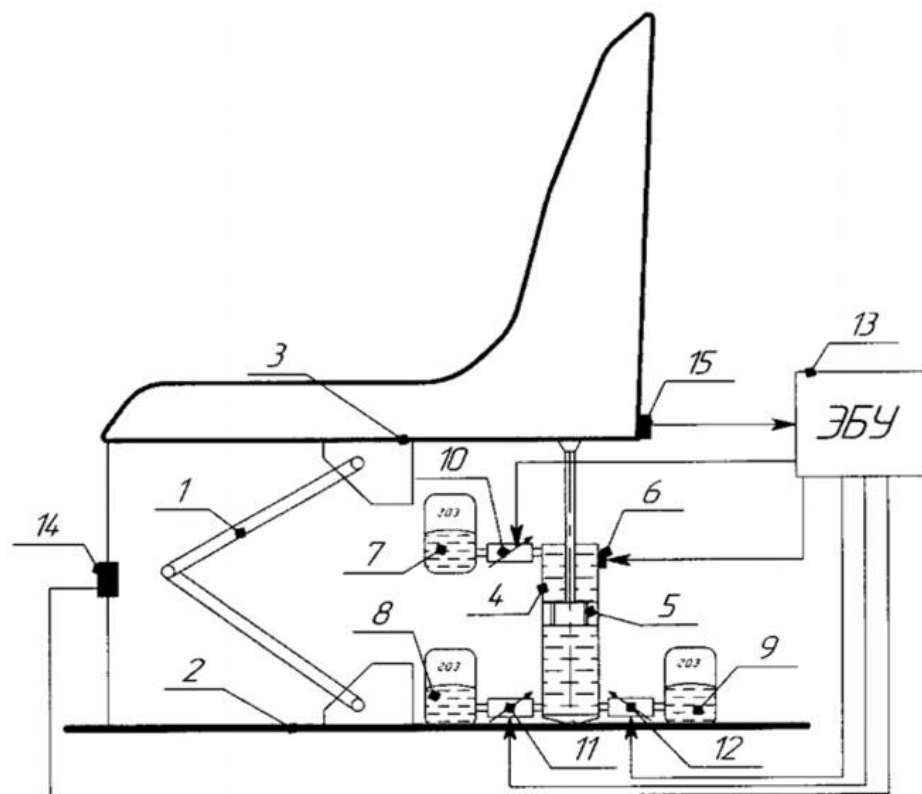
Рисунок 1.6 - Адаптивна підвіска сидіння транспортного засобу

Для усунення обмеженої зміни діапазону пружнодемпфуючих якостей підвіски була розроблена адаптивна конструкція підвіски сидіння ТТА з активним демпфером та трьома пневмогідроакумуляторами (ПГА) [29].

Дана підвіска (рисунок 1.7) включає пару планок 1, пов'язаних з каркасом і основою, а також 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. При роботі з незначними коливаннями сигнал з датчика прискорень 15 надходить на ЕБУ 13, де він обробляється і впливає на дроселі 11 і 12, які змінюють оптимальну жорсткість ПГА 8 і 9. При збільшених коливаннях 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 лише один ПГА, що збільшує жорсткість підвіски, змінюючи її характеристики.

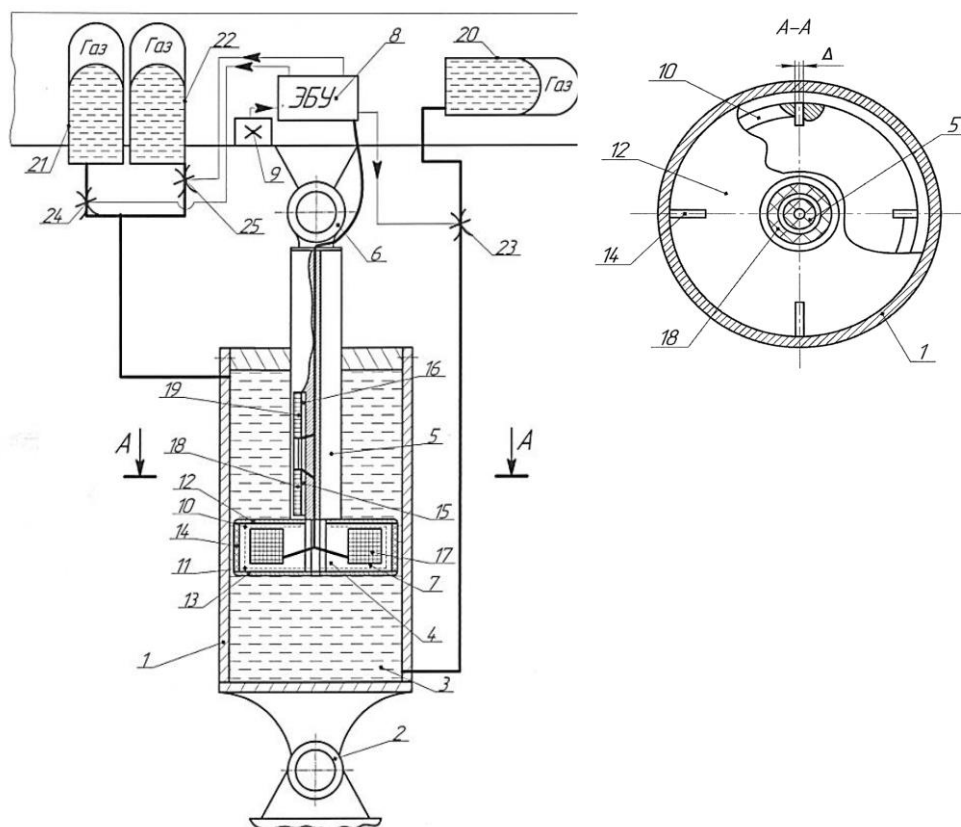
Таким чином, вдається розширити динамічний діапазон регулювання жорсткості пружних якостей підвіски, що дозволяє значно наблизити до напівактивних систем.



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

Рисунок 1.7 – Адаптивна конструкція підвіски сидіння ТТА

На рисунку 1.8 представлений регульований магнітореологічний амортизатор, який має одностипну конструкцію із звичайним в'язким демпфером. Відмінною особливістю є магнітореологічна рідина, якою заправлено пристрій, і наявність вбудованого демпфер соленоїда, що створює магнітне поле. Під його впливом магнітні частинки утворюють ланцюжки, які визначають параметр плинності олії. У такому стані реологічні властивості та в'язкість змінюються. Регулювання сили струму соленоїда, безступінчаста зміна демпфування відбуваються без використання таких рухомих частин, як клапани або отвори, що дроселюються, що позитивно позначається на надійності і швидкодії. Дана конструкція здатна змінювати гідравлічний опір із частотою до 1000 Гц, але для цього потрібна оперативна обробка сигналів від датчиків і формування в ЕБУ керуючого сигналу відповідно до розробленого алгоритму.



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 - магнітоізолюючі шайби; 14

- антифрикційна магнітоізолююча прокладка; 15, 16 – сердечники; 17, 18, 19 - секції соленоїдної котушки; 20 - пневмогідравлічний пружний елемент; 23, 24, 25 - регульовані дроселі

Рисунок 1.8 – Адаптивний амортизатор

Представлений на рисунку 1.8 адаптивний амортизатор складається з циліндричного корпусу, заповненого магнітореологічною рідиною, в якому встановлюється поршень зі штоком, з соленоїдною котушкою, пов'язаною з електронним блоком управління, при цьому штокова порожнина з'єднана з одним, а підпоршнева порожнина з двома газокунематами. На рамі транспортного засобу встановлений датчик вертикальних прискорень, який подає керуючий сигнал на блок управління, який за заданою програмою регулює подачу рідини в акумулятор гідропневматичний 20, стискаючи в ньому газ. З ЕБУ сигнал надходить також на дроселі 24 і 25, які подають магнітореологічну рідину з порожнини 21 і 22 порожнину циліндра 3. Це дозволяє значно знизити коливання магнітореологічної рідини та пружних якостей гідропневматичних акумуляторів. При підвищених коливаннях або резонансних явищах датчик вертикальних коливань подає сигнал на ЕБУ, на підставі якого формується керуючий сигнал, що передається на дросель 24, перекидаючи канал 21. Таким чином, працюючим залишається тільки один гідропневматичний акумулятор 22, що дозволяє змінити характеристику підвіски за рахунок збільшення жорсткості, резонансні коливання. Незважаючи на наявність певних переваг, адаптивні амортизатори мають складну конструкцію.

Магнітореологічний амортизатор з активним демпфером та декількома керованими пневмоакумуляторами практично наближається до напівактивних підвісок. Аналогічного типу амортизатори знаходять застосування в сучасних автомобілях (Audi Dynamic Ride Control, General Motors - Ride Control та ін) [27, 28, 36].

Для управління адаптивною системою підресорювання достатньо контролерів з низькою пропускнуою здатністю, так як адаптивна система підвіски реагує тільки на значні зміни в роботі підвіски, наприклад, зміна нерівності дороги, виїзд МЕЗ з асфальтованої ділянки дороги на ґрунтовий і т.д.

У сучасних адаптивних системах пропускну здатність контролера намагаються збільшити для того, щоб створити здатність швидко реагувати на дії підвіски сидіння.

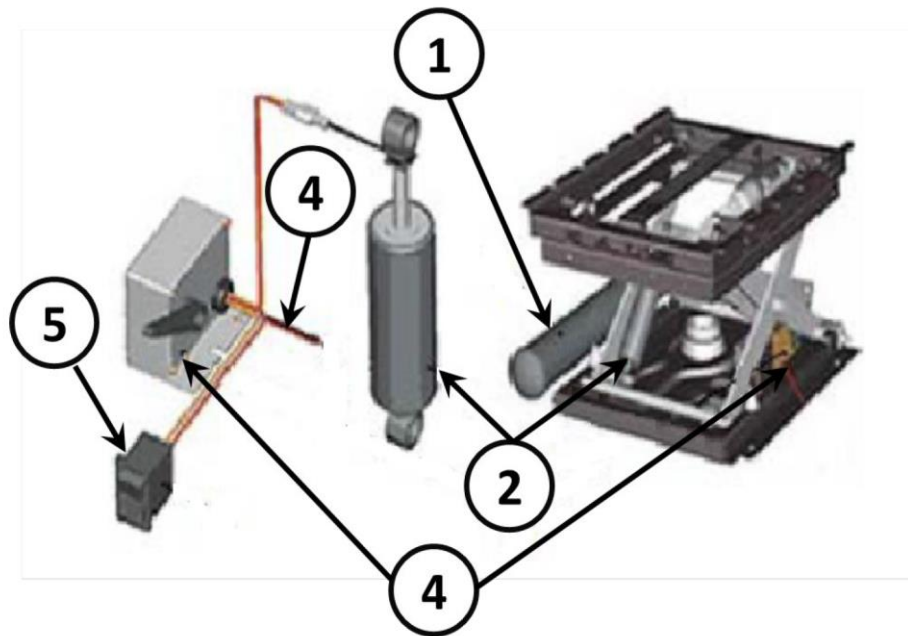
Однак пропускну здатність цих систем, як і раніше, обмежена. Аналіз випробувань даних систем показав, що вони знижують низькочастотні коливання підресорених мас із частотою коливань від 1 до 6 Гц.

Перевагами є більш високі пропускі здібності в напівактивних та активних системах підвіски, проте вони мають складнішу конструкцію, через що не знаходять широкого поширення.

Системи підресорювання, здатні змінювати свої характеристики як дискретно, а й безперервно, ставляться до напівактивним.

Для їхньої роботи потрібна відносно невелика кількість зовнішньої енергії в порівнянні з активними системами. Швидкодія напівактивних систем знаходиться в межах 20-30 Гц, що дозволяє змінювати їх характеристики протягом окремих циклів коливань [28].

Фірмою John Deere використовуються конструкції напівактивної підвіски сидіння з регульованим демпфуванням на основі магнітореологічної рідини, розроблені компанією Sears [29].



1 – ресивер зі стисненим повітрям; 2 – магнітореологічний амортизатор;
 3 – датчик положення підвіски сидіння та ЕБУ; 4-джерело харчування;
 5-тумблер управління для вибору жорсткості підвіски сидіння

Рисунок 1.9 – Напівактивна підвіска сидіння VRS® фірми «Sears»

Працює дана підвіска в такий спосіб. При русі 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 стиснутого повітря служить для накопичення і подачі стисненого повітря в порожнину ресори підвіски, яка забезпечує частоту. 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 і напівактивні підвіски (10-20 Вт) [11, 12].

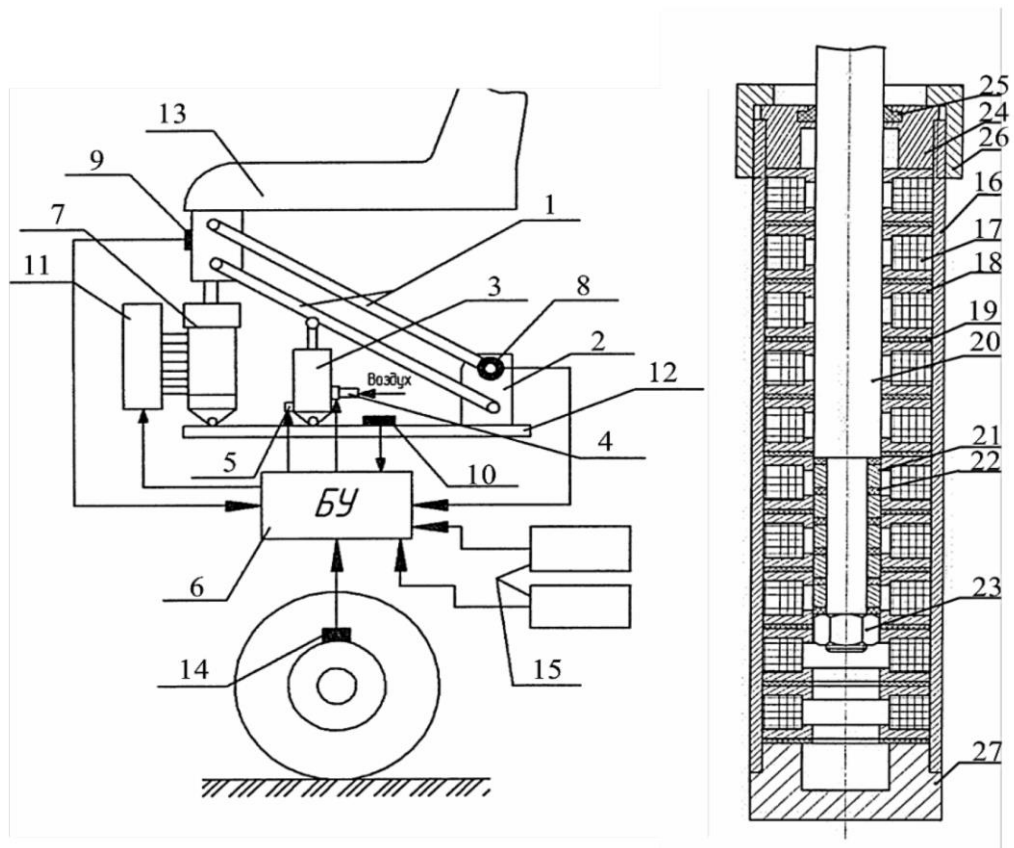
Розглянуті раніше конструкції систем підресорювання працюють за принципом накопичення енергії коливань через пружний елемент та розсіювання цієї енергії через демпфуючий елемент. Відмінною особливістю активної системи підресорювання є те, що для її роботи необхідний введення

зовнішньої енергії, яка витрачається на виконавче пристрій, розташоване між підресорюваною і безпружинною масою, що дозволяє повністю управляти амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ) даної підвіски, яка буде формуватися за рахунок роботи ЕБУ.

На рисунку 1.10 наведено активну підвіску сидіння, особливістю якої є застосування електромагнітного демпфера [36].

Підвіска працює в такий спосіб. При коливаннях з датчиків вертикальних прискорень кабіни 10, переміщення сидіння 13, кутового переміщення важелів підвіски 8, а також з датчика прискорень 6 підвіски і переднього моста 14, сигнал надходить на ЕБУ, який приймає рішення про режим гасіння.

При незначних коливаннях працює пневмоциліндр 3 та електромагнітний демпфер з однією котушкою, це призводить до зниження електроенергії. При значних коливаннях ЕБУ перекидає впускний клапан 4, а випускний з'єднує з атмосферою. З цього часу пружнодемпфуючі властивості виконує електромагнітний циліндричний демпфер, який включає котушки індуктивності 17, розділені магнітними 18 і немагнітними кільцями 19, при цьому всередині котушок вміщений шток 20 з магнітами. Сила струму в котушках, а також швидкість її наростання або зменшення регулює ЕБУ за сигналами з датчиків 8, 9 і 10 [3, 19, 28]. У цьому випадку споживається значна кількість електроенергії.



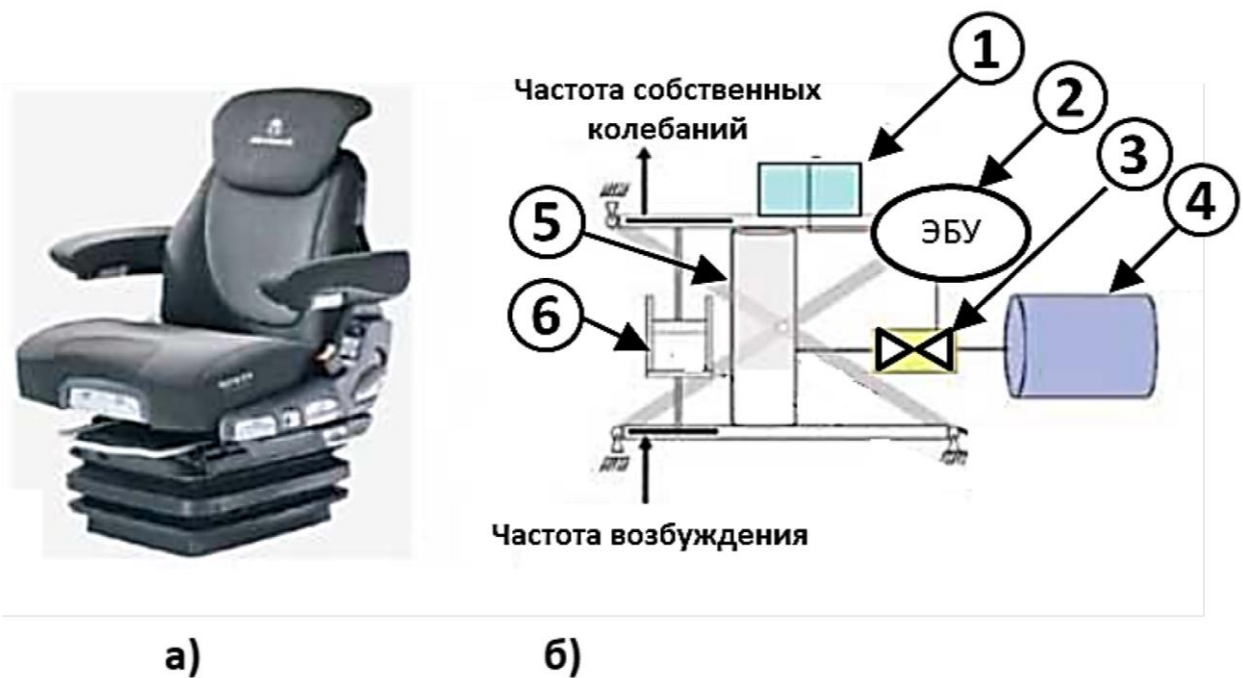
1 – важіль; 2 – кронштейн; 3 – пневмоциліндр; 4, 5 – впускний та випускний клапани; 6 – блок управління; 7 – електромагнітний демпфер; 8 – потенціометричний датчик кутового положення важеля; 9 – датчик прискорення; 10 – датчик вертикальних прискорень кабіни; 11 – перетворювач сигналів; 12 - основа; 13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

Рисунок 1.10 – Підвіска сидіння з активною системою підресорювання

Описані вище технічні рішення нині впроваджуються у підвісках сучасних гоночних автомобілів [18,16]. 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 [14], випробування яких були проведені на тракторах John Deere. Працює підвіска наступним чином. При русі трактора датчик положення 1 передає дані на блок управління 2, керуючий сигнал якого надходить на електропневматичний клапан 3, додатковий обсяг повітря надходить з ресивера 4.

Демпфування коливань виробляють пневматичним та гідравлічним амортизатором 6.



а) загальний вигляд сидіння; б) схема підвіски;

1 – датчик положення; 2 – контролер; 3 – електропневматичний клапан;
4 – додатковий обсяг повітря; 5 – пневматичний пружний елемент;
6 – амортизатор

Рисунок 1.11 – Сидіння фірми «Grammer» з активною підвіскою

Таким чином, робляться спроби створення ефективних активних підвісок, однак через велике споживання енергії, недостатній ступінь опрацювання алгоритмів управління віброзахисними характеристиками і дорогих магніторелогічних амортизаторів такі підвіски поки впроваджуються недостатньо широко.

Незважаючи на значну кількість розроблених віброзахисних систем, на сьогоднішній день широке застосування отримали пасивні системи віброзахисту.

Дані системи мають просту конструкцію, надійні і довговічні в експлуатації. Однак вони не задовольняють вимогам по вібраційному захисту оператора, особливо в МЕЗ, що виконують свої завдання в сільському господарстві на підвищених швидкостях руху, де застосування пасивних систем обмежено і практично досягло своєї межі, а в деяких випадках ці системи вже не справляються з поставленими завданнями.

Таким чином, аналіз вище перелічених робіт показав, що проміжним варіантом ефективності віброзахисту оператора на підвищених швидкостях руху є використання адаптивних і напівактивних систем.

Результати досліджень даних систем показали хорошу ефективність зниження вібраційної навантаженості.

Однак у таких підвісках недостатньо опрацьовано питання вибору раціональної характеристики та системи управління пружнодемпіуючих властивостями.

При цьому застосування напівактивних систем з магнітореологічними амортизаторами поки не знаходить широкого застосування через високу складність самої конструкції, так і системи управління.

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

Враховуючи вищевикладені аргументи, вдосконалення підвіски оператора за рахунок вибору раціональної характеристики та управління її пружнодемпіуючими властивостями при русі на підвищених швидкостях ТТА, є актуальною проблемою.

1.3 Висновки за розділом

1. Підвищення швидкостей руху у зв'язку зі збільшенням потужності двигунів тракторно-транспортних агрегатів призвело до зниження працездатності операторів, оскільки їхнє робоче місце не задовольняє санітарним вимогам щодо вібраційної навантаженості.

2. Віброзахисні засоби пасивного типу, що встановлюються в тракторах, не справляються з усуненням підвищених коливань, що діють на оператора у зв'язку зі збільшенням швидкості руху ТТА.

3. Найбільшу ефективність забезпечують системи адаптивного, активного та напівактивного типу. Однак системи активного типу мають складну конструкцію, при їх роботі витрачається значна кількість енергії, через що вони не знаходять широкого застосування.

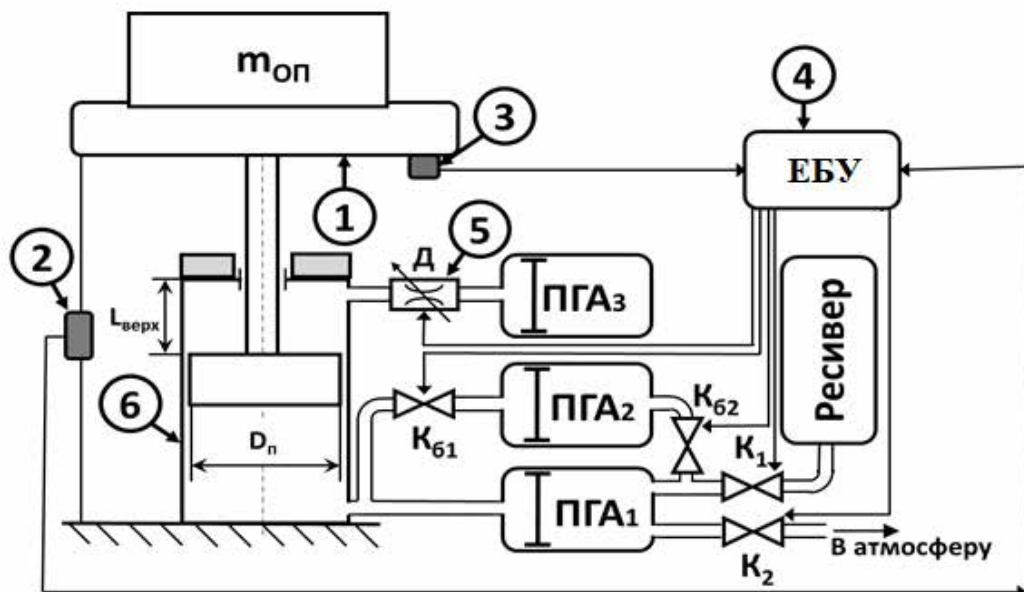
4. Використання напівактивних систем в даний час не набуло широкого поширення через складність конструкції магнітореологічних амортизаторів і систем управління.

5. Найбільшого поширення в тракторобудуванні набули адаптивні віброзахисні системи підресорювання робочого місця оператора ТТА. Однак у таких підвісках недостатньо опрацьований процес вибору раціональної пружнодемпфуючої характеристики та систем її управління.

2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ТРАКТОРА

Аналіз показав, що найменшу ефективність зниження вертикальних прискорень мають конструкції підвіски сидінь з лінійною пружною характеристикою. Найбільшу ефективність демонструють конструкції з малою жорсткістю в зоні незначних переміщень з різким її зростанням при наближенні деформації до зони пробою. При цьому демпфування повинно змінюватися відповідним чином. Подібні пружнодемпуєчі властивості реалізуються в адаптивних підвісках сидіння.

Принцип роботи запропонованої адаптивної підвіски сидіння [20] пояснює рисунок 2.1.



1 – гідроциліндр; 2 – датчик поточного положення; 3 – датчик вертикальних прискорень; 4 – електронний блок керування; 5 - керований дросель; 6 – гідроциліндр

Рисунок 2.1 – Схема конструкції адаптивної підвіски сидіння

При посадці оператора ГТА 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 швидкодіючий відкритий клапан Кб1 ПГА2. Це викликає стиск робочого газу пневматичної частини ПГА1 і ПГА2, які з'єднані через відкритий швидкодіючий клапан Кб2, до деякого встановленого значення тиску $PP_{ст}$, при якому відбувається вирівнювання сил пружної деформації газу і ваги оператора $G_{оп}$, що припадає на сидіння. Як правило, ця вага визначається наступним чином [7]:

$$G_{оп} = \frac{5}{7} \cdot m_{оп} \cdot g \quad (2.1)$$

де $m_{оп}$ – маса оператора, кг.

Перед початком роботи відбувається початкове налаштування підвіски сидіння на вихідне положення, при якому поршень розташований на відстані $1/3$ повного ходу L від положення з повністю витягнутим штоком ($L_{верх}$), 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 $P_{ст}$ залишається незмінним:

$$P_{ст} = \frac{4 \cdot G_{оп}}{\pi \cdot D_{II}^2} \quad (2.2)$$

де D_{II}^2 – діаметр поршня гідроциліндра, м.

2.1 Розрахунок раціонального обсягу ПГА1

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

Тоді максимальне значення тиску $P_{макс}$ визначатиметься як:

$$P_{\text{макс}} = \frac{20 \cdot m_{\text{ОП}} (g + a_{\text{макс}})}{7 \cdot \pi \cdot D_{\text{П}}^2} \quad (2.3)$$

Цьому тиску має відповідати повне переміщення штока з поршнем донизу та відповідна зміна об'єму в пневматичній камері ПДА1 (рис. 2.2):

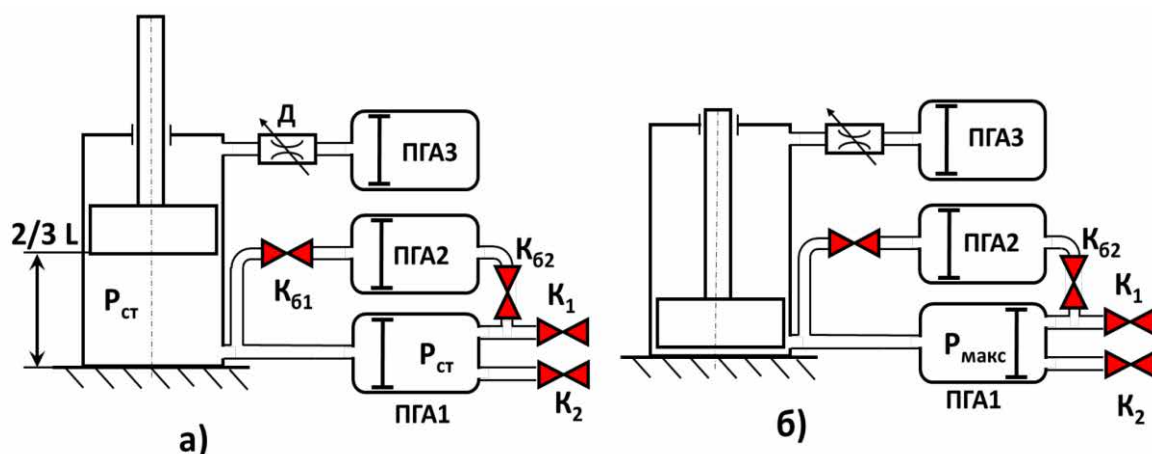
$$\Delta V = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{\text{П}}^2 \quad (2.4)$$

де L – повний хід підвіски, м.

У цьому випадку має задовольнятися таке співвідношення політропного процесу стиснення [19, 24]:

$$P_{\text{ст}} \cdot V_1^n = P_{\text{макс}} \cdot (V_1 - \Delta V)^n \quad (2.5)$$

де V_1 – робочий об'єм пневматичної камери ПДА1, при тиску $P_{\text{ст}}$, м³.



а) у положенні статичної рівноваги;

б) у положенні максимального стиснення підвіски

Рисунок 2.2 – До розрахунку мінімального робочого обсягу ПДА1

Для того щоб знайти обсяг V_1 , при якому задовольняється вказана вище тотожність, необхідно обчислити [9]:

$$V_1 = \frac{\Delta V}{1 - \left(\frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{макс}}}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2.6)$$

2.2 Розрахунок раціонального сумарного об'єму ПДА1 і ПГА2

Визначення раціонального сумарного об'єму ПГА $\sum V$ можна обґрунтувати досягненням необхідної мінімальної жорсткості, яка забезпечить зону резонансу коливальної системи підвіски сидіння на частотах менших частот, менших частот Гц [3, 36, 40, 44].

Жорсткість лінійних коливальних систем пов'язана з частотою резонансу f_p відомим виразом [21, 28]:

$$c_{\min} = \frac{20 \cdot \pi^2 \cdot f_p^2 \cdot m_{оп}}{7} \quad (2.7)$$

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

Тоді сила F_{cp} , необхідна для переміщення поршня в середнє положення між статичним рівновагою і пробоем, може бути визначена з наступного виразу:

$$F_{cp} = \frac{1}{3} L \cdot C_{\min} \quad (2.8)$$

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

$$P_{np} = 4 \cdot \frac{F_{cp}}{\pi \cdot D_{II}^2} \quad (2.9)$$

При досягненні даного тиску має відбуватися зміна пружної характеристики підвіски сидіння за рахунок зменшення робочого об'єму газу, що стискається. Це реалізується відключенням ПГА2 шляхом закриття керованих швидкодіючих клапанів $K_{Б1}$ та $K_{Б2}$.

У цьому випадку має виконуватися така тотожність, що відповідає політропному процесу розширення/стиску газу:

$$P_{cm} \cdot (\sum V)^n = (P_{cm} + P_{np}) \cdot \left(\sum V - \frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{II}^2} \right) \quad (2.10)$$

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

$$\sum V = \frac{4 \cdot L}{3 \cdot \pi \cdot D_{II}^2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{P_{cm}}{P_{cm} + P_{cp}} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2.11)$$

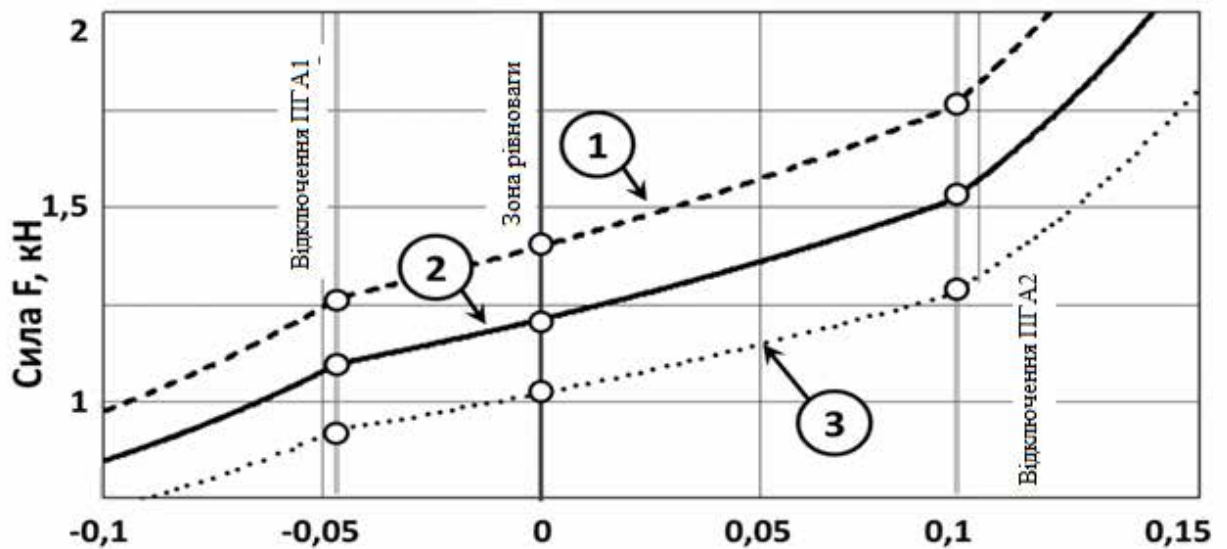
Звідси можна визначити значення об'єму V_2 пневматичної камери ПГА2:

$$V_2 = \sum V - V_1 \quad (2.12)$$

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

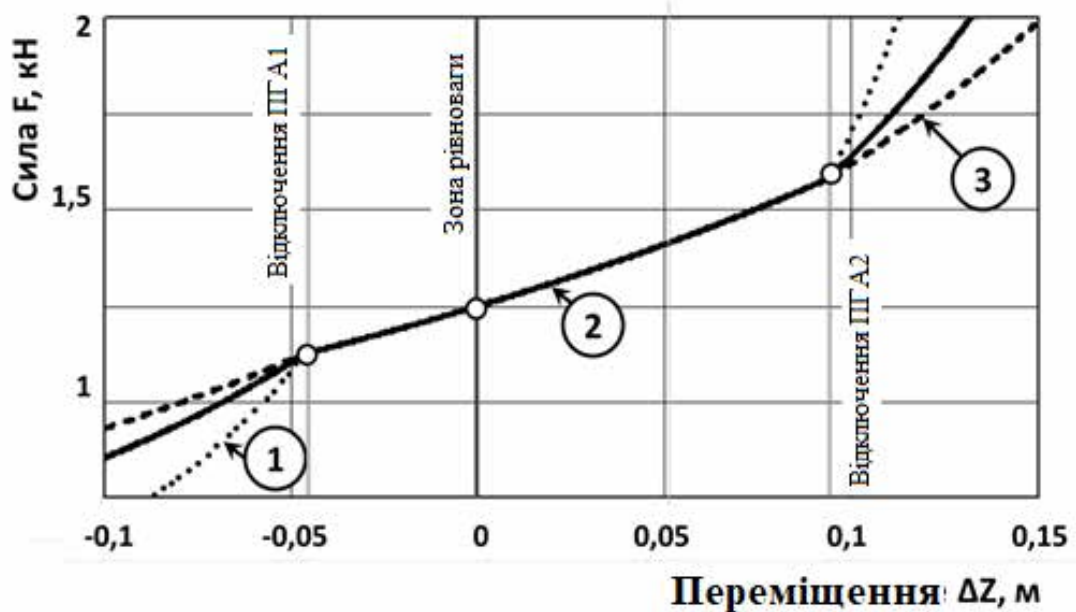
$$F_{пруж} \begin{cases} P_{cm} \cdot S \left[\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} \cdot \frac{7}{30} L \cdot S \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{30} L \right) \right]} \right]^n & \text{при } z < -\frac{7}{30} L \\ P_{cm} \cdot S \left[\frac{V_{max}}{\left(V_{max} - S \cdot z \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{30} L \right) \right]} \right]^n & \text{при } -\frac{7}{30} L \geq z \geq \frac{7}{15} L \\ P_{cm} \cdot S \left[\frac{V_{max} \cdot V_{min}}{\left(V_{max} \cdot \frac{7}{30} L \cdot S \right) \left[V_{min} - S \left(z + \frac{7}{15} L \right) \right]} \right]^n & \text{при } z > \frac{7}{15} L \end{cases} \quad (2.13)$$

Ці дані дозволяють побудувати графіки пружних характеристик запропонованої конструкції підвіски сидіння при різних значеннях вхідних параметрів (рис. 2.3, 2.4). Розрахунок обсягів пневматичних порожнин ПГА та побудова пружної характеристики



- 1 - пружна характеристика при масі оператора $m = 120$ кг;
- 2 - пружна характеристика при масі оператора $m = 100$ кг;
- 3 – пружна характеристика при масі оператора $m = 80$ кг

Рисунок 2.3 – Пружні характеристики пропонованої конструкції підвіски сидіння при різних значеннях ваги оператора



- 1 - пружна характеристика при 50% об'ємі ПГА₂ від розрахункового значення;
- 2 - пружна характеристика при раціональному значенні ПДА₂;
- 3 - пружна характеристика при 150% об'ємі ПГА₂ від розрахункового значення

Рисунок 2.4 – Пружні характеристики пропонованої конструкції підвіски сидіння за різних значень обсягу ПГА₂

2.3 Управління пружнодемпфуючою характеристикою підвіски сидіння

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

Момент відключення ПГА2 визначається електронним блоком управління з розробленого алгоритму на підставі сигналу від датчиків вертикальних прискорень і положення сидіння (рисунок 2.1), де керований дросель має можливість зміни прохідного перерізу, що дозволяє адаптувати характеристики, що пружно демпфують, під зміни агрофона опорної поверхні.

При цьому керування прохідним перерізом дроселя здійснюється за рахунок приводу ЕБУ крокового двигуна, який через зубчасту передачу обертає золотник.

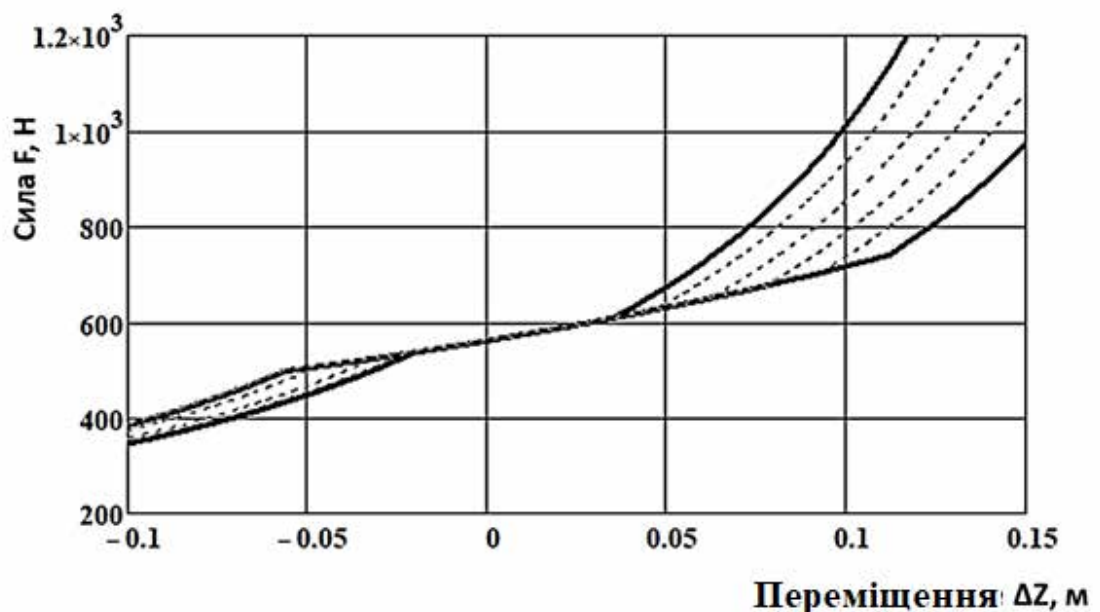


Рисунок 2.5 – Варіації пружної характеристики конструкції підвіски сидіння, що розробляється, при зміні моментів перемикання використовуваних ПГА

Використання розробленої у п.п. 2.1 моделі дозволяє визначити гранично допустиму швидкість руху досліджуваного ТТА при застосуванні серійної та пропонованої конструкції підвіски сидіння, в якій реалізовано управління пружнодемпфуючими характеристиками.

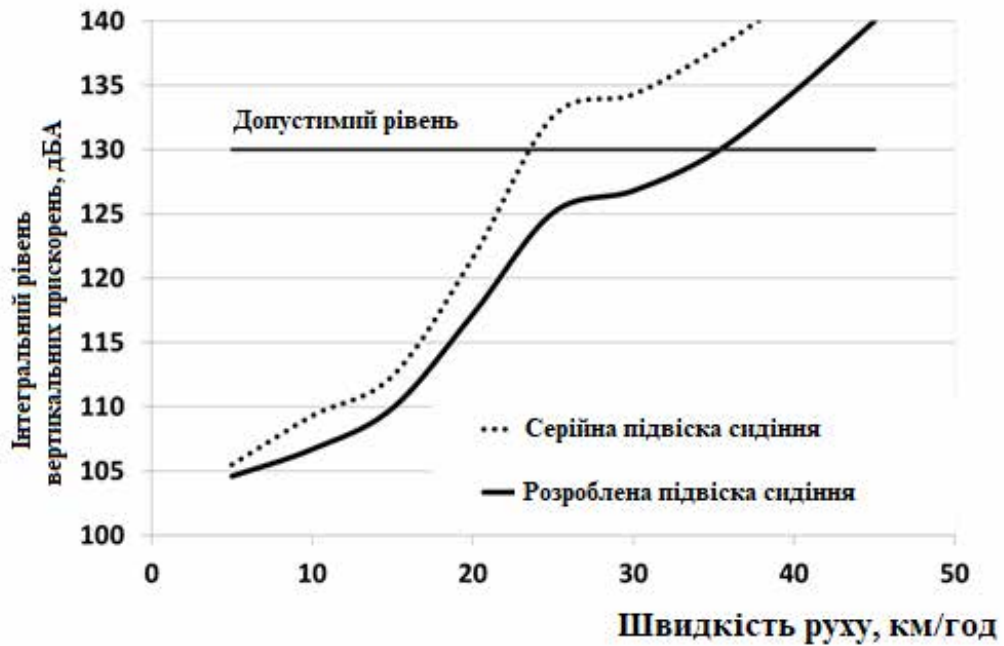


Рисунок 2.6 – Залежність інтегрального рівня вертикальних прискорень від швидкості руху під час використання серійної та дослідної конструкцій підвісок сидінь

Як показано на рисунку 2.6, запропонована конструкція підвіски сидіння дозволяє підвищити робочу швидкість руху з урахуванням вимог на 11 км/год - з 24 до 35 км/год, що дозволяє підвищити продуктивність агрегату.

2.4 Висновки за розділом

1. Розроблена чотиримасова 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.

2. Розроблена методика визначення раціональних об'ємів пневмогідролічних акумуляторів запропонованої конструкції підвіски сидіння дозволила підібрати серійні ПГА з найбільш відповідним обсягом

пневматичної порожнини для реалізації прогнозованої пружної характеристики підвіски сидіння ($V_{\text{ПГА1}} = 1,2$ л, $V_{\text{ПГА2}} = 0,6$ л).

3. Розроблений спосіб управління пружнодемпфуючими властивостями пропонованої конструкції підвіски сидіння залежно від профілю опорної поверхні, дозволив досягти високої ефективності гасіння вертикальних прискорень на сидіння ТТА, за рахунок застосування розробленої раціональної характеристики.

4. Використання моделі показало, що зі зростанням початкової швидкості руху колісного ТТА коригований рівень вертикальних прискорень із серійною підвіскою зростає з 105,5 дБА при швидкості руху 5 км/год до 137,7 дБА при швидкості 35 км/год, в той час як при використанні адаптивної підвіски 1 129,7 дБА.

Найбільший приріст середньоквадратичних значень (СКЗ) вертикальних прискорень при використанні серійної підвіски сидіння спостерігається на 3 і 6 октавних смугах із середньгеометричними частотами (СГЧ) 4 і 31,5 Гц. 31,5 Гц.

5. Аналіз даних, отриманих моделюванням вертикальних коливань ТТА, обладнаного серійною і дослідною конструкцією підвіски сидіння, показав, що більшою ефективністю володіє адаптивна підвіска сидіння на всіх розглянутих швидкостях руху 5-35 км/год. Максимум приросту ефективності дослідженої підвіски сидіння в порівнянні з серійною спостерігається на 1, 2 і 3-й октавних смугах з СГЧ 1, 2 і 4 Гц і становить $\sim 10,4$ дБ.

6. Використання розробленої моделі дозволило визначити допустиму швидкість руху з урахуванням вимог санітарних норм, яка для ТТА з дослідною конструкцією склала 35 км/год, у той час як при русі агрегату з серійною підвіскою швидкість руху не повинна перевищувати 24 км/год.

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Для практичного застосування розробленої моделі необхідно з певною точністю знати деякі константи, що входять до цієї моделі. Обґрунтований підбір даних значень дозволить перевірити ступінь адекватності запропонованої моделі та можливість її використання при створенні нових конструкцій підвісок ТТА.

До найбільш значущих константів відносяться радіальні жорсткості і коефіцієнти демпфування 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 досліджень було визначення значень:

- коефіцієнтів жорсткості $C_{ш}$ та демпфування $K_{ш}$ передніх та задніх шин колісного трактора;
- горизонтального та вертикального положення центру ваги колісного трактора;
- моменту інерції J_O остова трактора;
- зчпної сили $P_{зч}$ при русі у складі ТТА та її вплив на вертикальні коливання підвіски сидіння.

Крім того, в коло завдань входило наступне:

- порівняльна оцінка ступеня захисту оператора від вібрацій при використанні серійної і підвіски сидіння, що розробляється;
- перевірка адекватності розробленої математичної моделі руху колісного ТТА.

Відповідно до поставлених цілей і завдань була розроблена програма експериментальних робіт, яка передбачала:

- проведення лабораторних випробувань з тарування тензовісів, 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 тяжкості;

- проведення дорожніх випробувань трактора при переїзді одиничного перешкоди з метою визначення моменту інерції остова трактора;

- проведення порівняльних дорожньо-польових випробувань ТТА у складі трактора 20кН + причіп для оцінки ефективності застосування розробленого технічного рішення щодо серійної підвіски сидіння, а також підтвердження адекватності розробленої моделі руху колісного ТТА.

Програма та методика експериментальних досліджень розроблялися з урахуванням вимог ДСТУ [23, 25, 26].

Основними етапами підготовки до лабораторних та 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 подальшої обробки результатів;

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

- вивчення методів контролю якості та достовірності проведення досліджень з урахуванням виявлення помилки досвіду;

- організаційна підготовка.

3.1 Об'єкт досліджень

В якості об'єкта дослідження при випробуваннях дослідної конструкції підвіски сидіння був обраний тракторно-транспортний агрегат (ТТА), що складається з універсального колісного трактора тягового класу 2.0 John Deere 7130 в агрегаті з причепом, маса вантажу 6000 кг (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Об’єкт дослідження

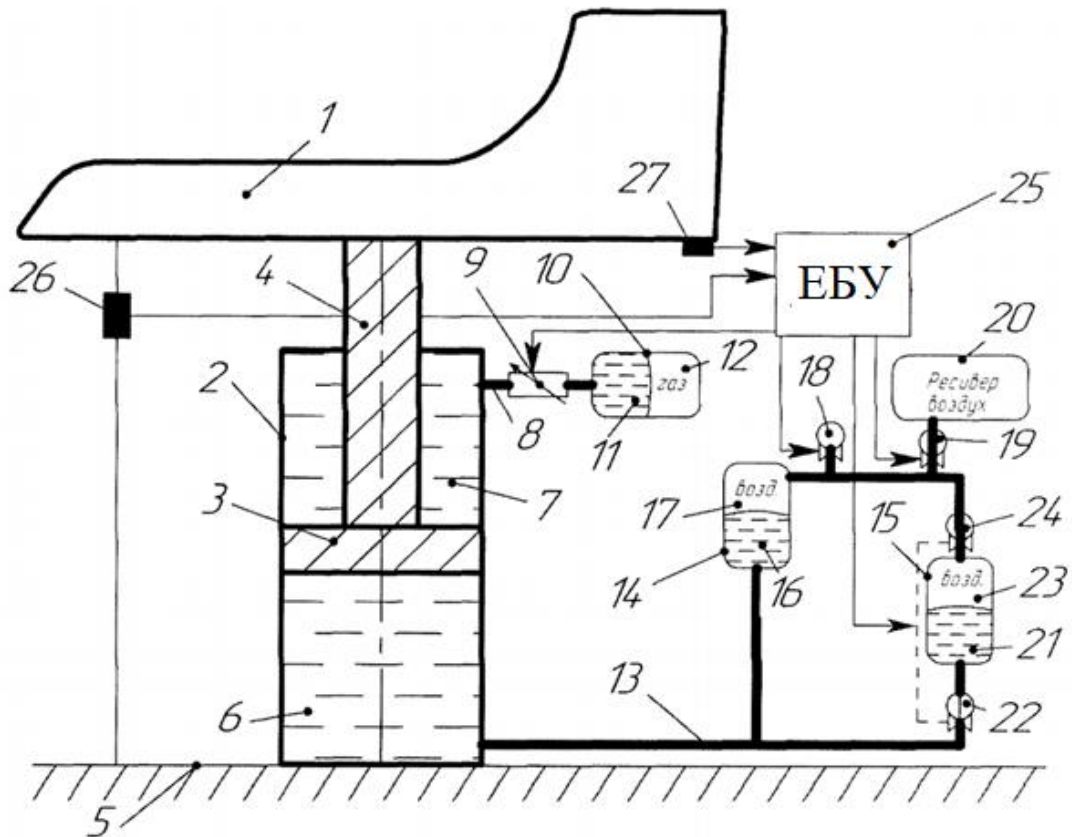
Відповідно до результатів теоретичних досліджень було виготовлено дослідну конструкцію активної підвіски сидіння. Пристрій працює таким чином.

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 до електронного блоку управління 25, де після перетворення вхідних сигналів формується керувальний 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

ПГА 15. Це спричиняє стискання робочого газу пневматичної частини 17 ПГА 14 та порожнини 23 ПГА 15.



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 - пневмогідравлічні акумулятори
 (ПГА); 11, 16, 21 - гідравлічна порожнина (ГП); 12, 17, 23 - пневматична
 порожнина ПГА; 18, 19, 22, 24 - керовані клапани; 20 - ресивер;
 25 - електронний блок керування; 26 - датчик положення підвіски сидіння;
 27 - датчик вібрації

Рисунок 3.2 - Принципова схема запропонованої конструкції

Нелінійну пружнодемпфувальну характеристику і зміну її властивостей реалізовано завдяки можливості зміни сумарного робочого об'єму пневматичних порожнин ПГА 14 і ПГА 15. Зміна дорожнього полотна фіксується датчиком прискорень 27 і передається в ЕБУ, після опрацювання

цього сигналу за закладеним алгоритмом відбувається зміна пружнодемпфувальної характеристики завдяки вимиканню з роботи ПГА 15 і зміні прохідного перерізу керованого дроселя.

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



1 – сидіння оператора; 2 – гідроциліндр; 3 -керований дросель;
4, 5 – гідропневматичні акумулятори; 6 – датчик прискорень

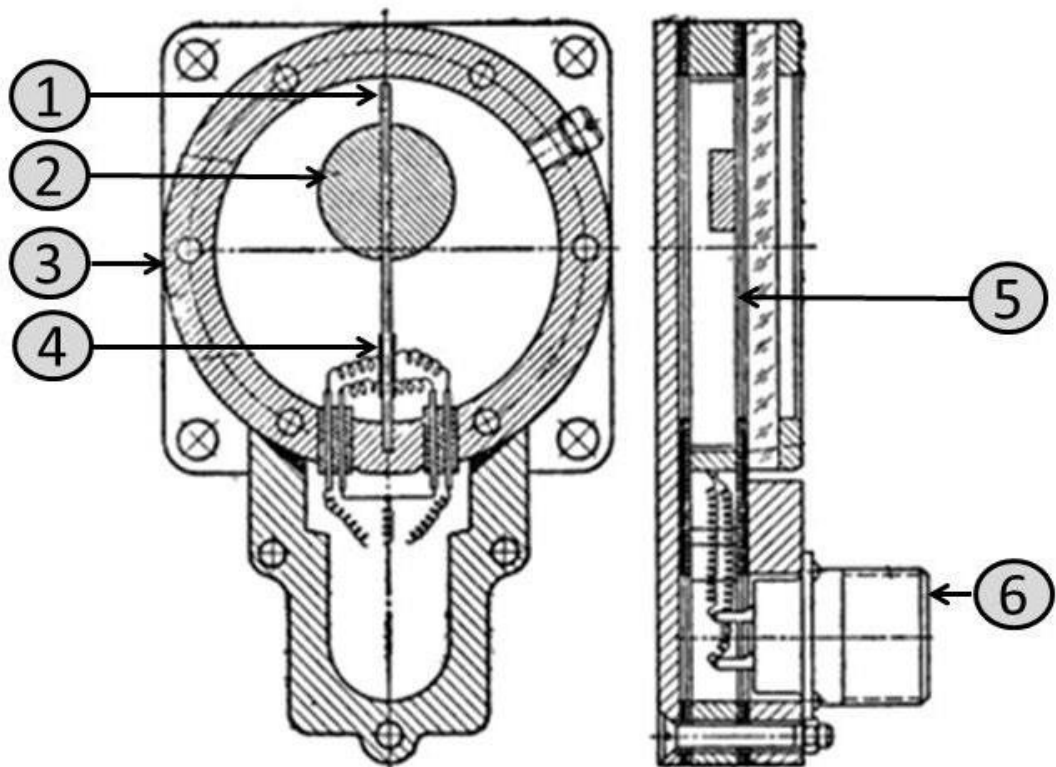
Рисунок 3.3 – Загальний вигляд дослідної конструкції підвіски сидіння

3.2 Підбір обладнання для випробувань

Для виконання поставлених завдань було підібрано відповідне обладнання. На наш погляд, найдоцільнішими датчиками для виміру рівнів віброприскорень є тензовіброакселерометри типу АТ-1 (рисунок 3.4).

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, які включають у суміжні плечі напівмостової схеми. Для поліпшення характеристик рухомо систему акселерометра заповнюють демпфувальною силіконовою рідиною, що має стабільну в'язкість (ПМС-100).



1 - балка; 2 - вантаж; 3 - корпус; 4 - тензодатчик; 5 - прокладка; 6 – роз'єм
Рисунок 3.4 - Тензометричний акселерометр АТ-1

Для якісного тарування цього датчика було ухвалено рішення використовувати повірений датчик віброприскорень, в якості якого використовували повірений ІСР-датчик (рисунок 3.5).

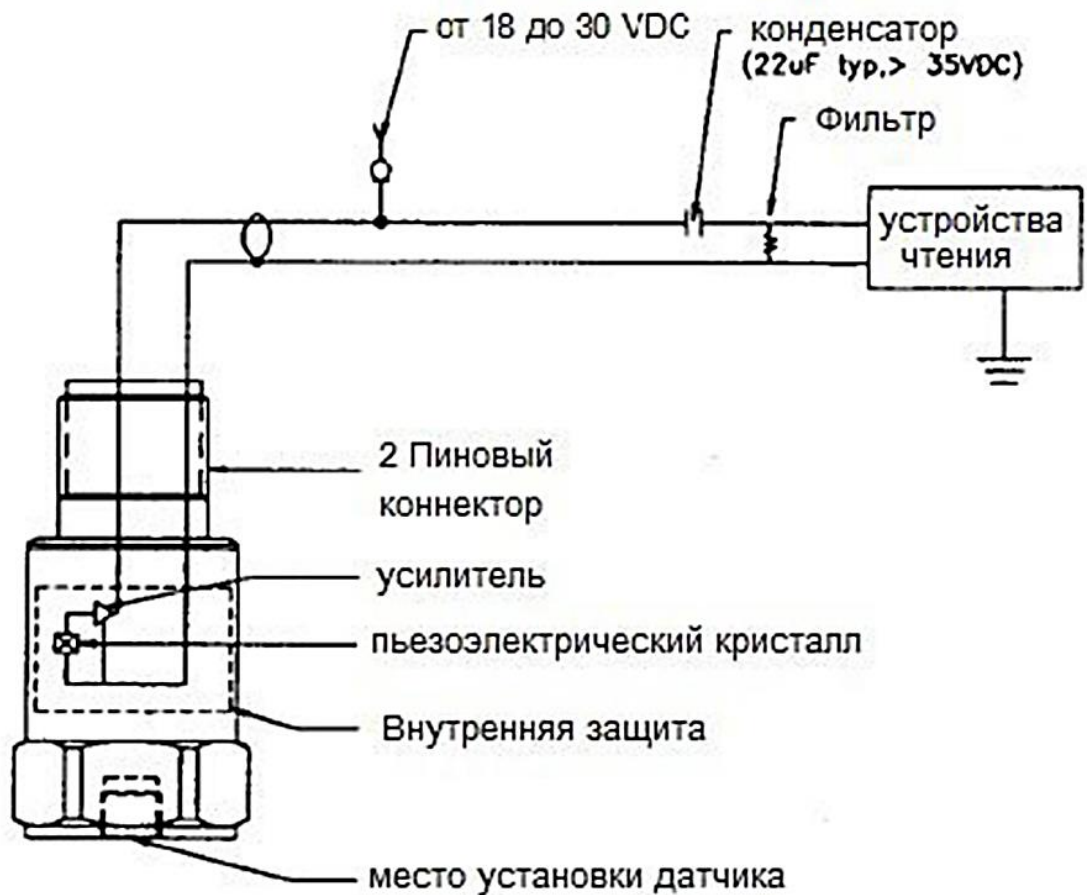


Рисунок 3.5 – ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик

ICP (Integrated Circuit-Piezoelectric) датчик - пристрій, що застосовується для вимірювання прискорення, сили або деформації. Чутливий елемент, що перетворює механічний вплив на електричний сигнал, виконаний із 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 приймання сигналу здійснюється за двопровідною схемою.

Основні переваги ICP датчиків, порівняно зі стандартними конструкціями:

- широкий частотний діапазон;
- лінійна амплітудна характеристика в широкому динамічному діапазоні;

- можливість у разі використання інтеграторів, увімкнених на вихід акселерометра, одержати сигнал, пропорційний віброшвидкості та вібропереміщенню;

- здатність працювати у важких навколишніх умовах; - висока механічна надійність та довговічність;

- висока вібро- та ударостійкість;

- відсутність потреби у джерелі живлення;

- малогабаритна конструкція та велике значення відношення чутливості до власної маси; - висока вібро- й ударостійкість;

- відсутність необхідності в джерелі живлення;

- малогабаритна конструкція і велике значення відношення чутливості до власної маси.

Для фіксації сигналу з ІСР датчика і тензовіброакселерометра 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. 3.6), які призначено для високоточного оцифрування електричних сигналів частотами перетворення до ~117 кГц (для LTR24-2) і 7,86 кГц з використанням внутрішнього джерела струму (для LTR212).



1 - корпус крейта; 2 - АЦП-модуль LTR24-2; 3 - АЦП-тензомодуль LTR212; 4 - індикатори роботи крейта

Рисунок 3.6 - Зовнішній вигляд двомісного крейта LTR-2-8EU

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 підключення малопотужних передпідсилювачів.

3.3 Методика проведення польових випробувань

Об'єктом досліджень було обрано тракторно-транспортний агрегат 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.

Випробування ТТА проводили з причепом, завантаженим піском на 6 тон. Вагу вантажу визначали шляхом зважування порожнього і завантаженого причепа.

Як апаратуру під час проведення польових випробувань використовували:

- ІСР датчик прискорень, встановлений на проміжному диску відповідно до ДСТУ 31323-2006;
- тензометричні віброакселерометри, встановлені на передньому мосту, центральній точці осі та кабіні трактора;
- підсилювач сигналу тензометричних акселерометрів ПІН-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 моделювання, є типовою для ґрунтових доріг під час перевезення вантажів усередині господарств. Нормована кореляційна функція ділянки дороги показана на рисунку 3.7.

Функція виду, що апроксимує цю залежність, представлена таким виразом [8, 24, 32]:

$$R_z(l) = \sigma_z^2 \left[A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |l|} \cdot \cos(\beta |l|) \right] \quad (3.1)$$

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 значень нормованої та апроксимованої кореляційної функції (рисунк 3.7).

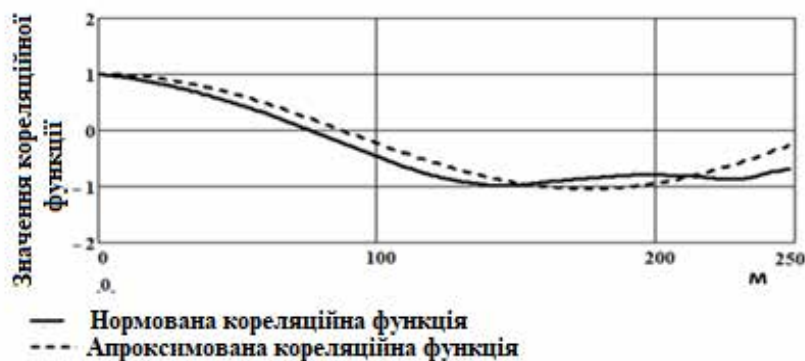


Рисунок 3.7 - Значення нормованої та апроксимованої кореляційної функції

Величина цих коефіцієнтів входить у діапазони значень встановлених для ґрунтових доріг у роботах авторів [8, 12, 16].

Таблиця 3.1 - Статистичні дані мікропрофілю доріг

Тип дороги	$B_z, \text{см}^2$	A_1	A_2	α_1	α_2	$B, \text{с}^{-1}$
Ґрунтова	1,85...7,73	0	1	–	0,19...0,78	0,049...0,075
Асфальтована	0,10...2,37	0	1	–	0,15	0,06

За необхідності реалізації розробленої математичної моделі на різних типах дорожніх покриттів без відомого мікропрофілю колії його моделювання можливе за методикою, представленою в роботі «Моделювання мікропрофілю колії за допомогою програмного комплексу Simintech» [8].

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.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

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

Дослідження цих графіків і аналіз літературних джерел із довідковою інформацією про масові характеристики тракторів дали змогу підібрати найближче до реального значення моменту інерції остова трактора відносно центру тяжіння ($J_0 = 9560 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$). При цьому, як представлено на графіках, розбіжність теоретичних і практичних даних не перевищує 8% (рисунки 4.1-4.2).

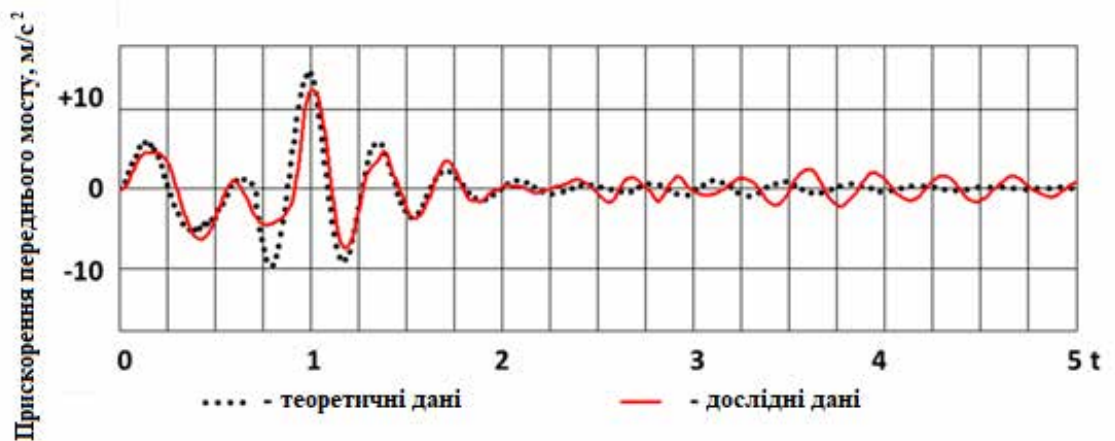


Рисунок 4.1 - Прискорення переднього моста під час переїзду одиничної нерівності

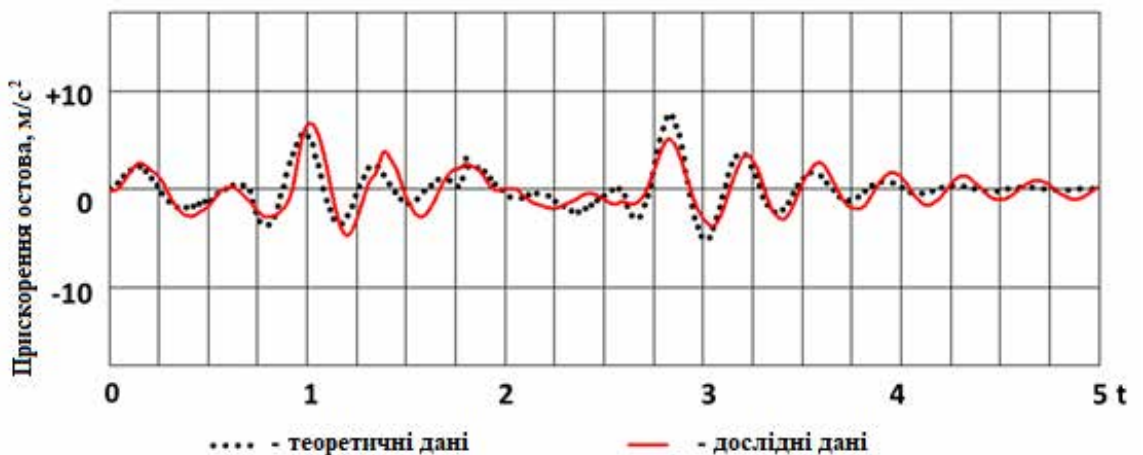


Рисунок 4.2 - Прискорення остова під час переїзду одиничної нерівності

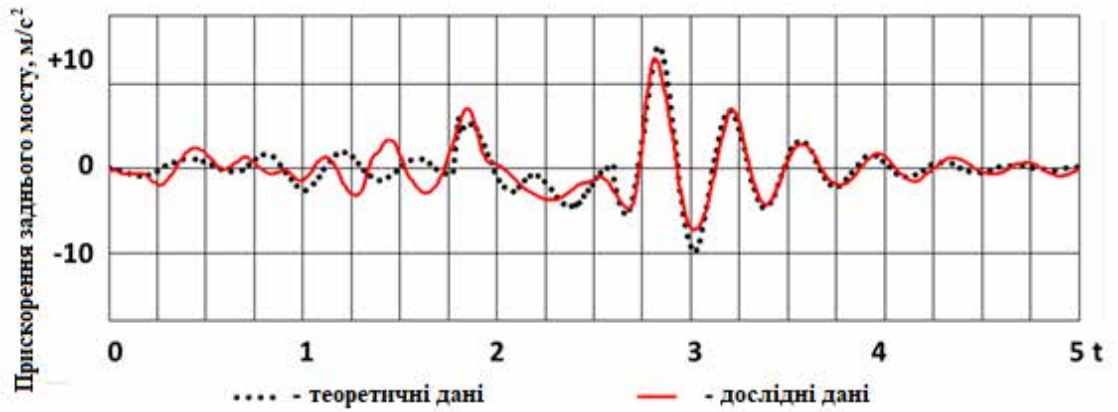


Рисунок 4.3 - Прискорення заднього моста під час переїзду одиначної нерівності

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 $\sim 5,5\%$) (рисунки 4.4-4.9).

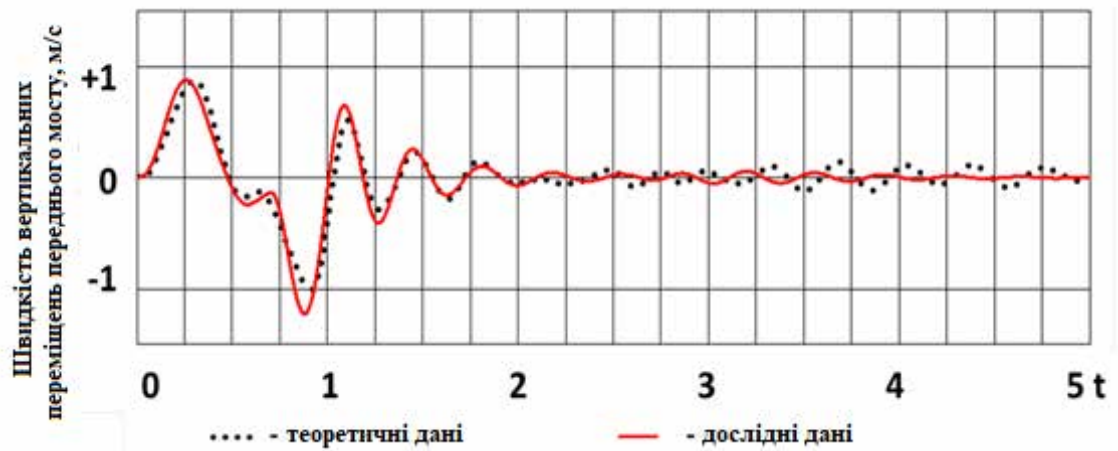


Рисунок 4.4 - Швидкість вертикальних переміщень переднього моста під час переїзду одиначної нерівності

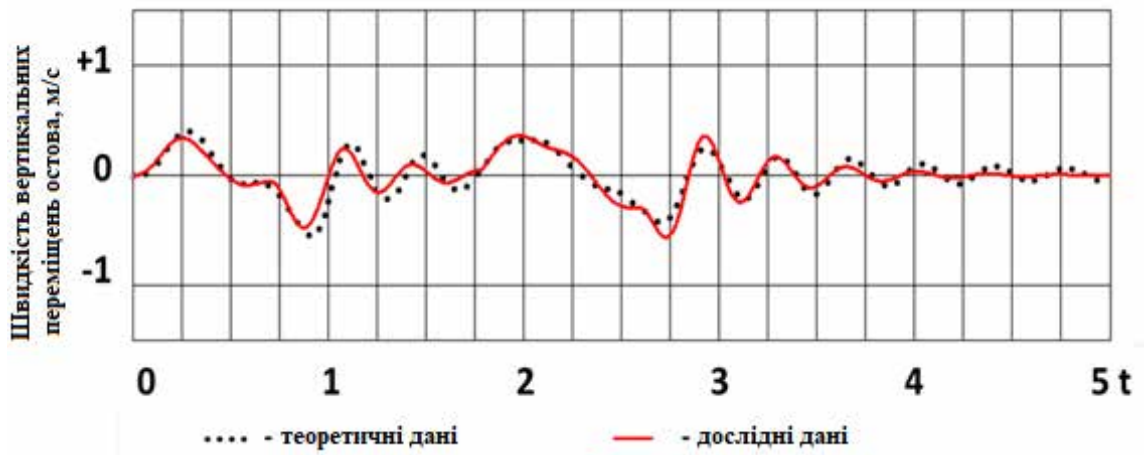


Рисунок 4.5 - Швидкість вертикальних переміщень остова під час переїзду одиначної нерівності

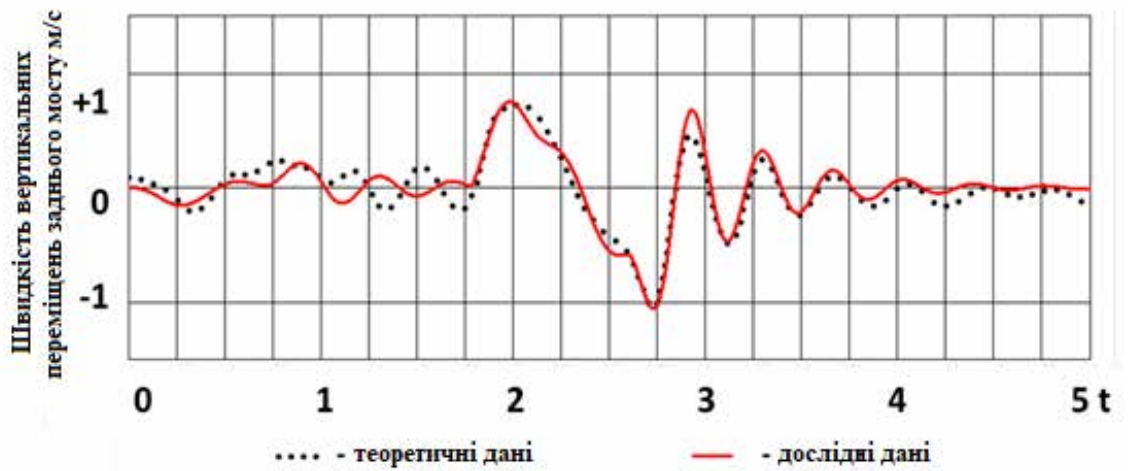


Рисунок 4.6 - Швидкість вертикальних переміщень заднього моста під час переїзду одиначної нерівності



Рисунок 4.7 - Вертикальні переміщення переднього моста



Рисунок 4.8 - Вертикальні переміщення остова

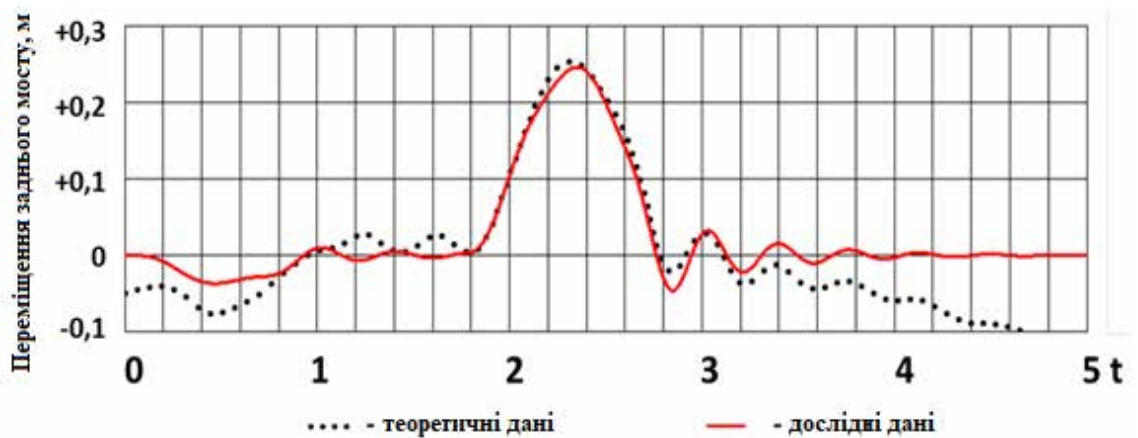


Рисунок 4.9 - Вертикальні переміщення заднього моста

У результаті лабораторних і дорожніх досліджень було уточнено всі необхідні константи, які використовуються в моделі, - жорсткість 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 оцінювання адекватності результатів дорожніх випробувань ми не проводили порівняння графіків переміщення підресореної частини підвіски сидіння з водієм, оскільки 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.

4.1 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, що виникають під час руху на ділянці ґрунтової дороги, профіль якої характерний для цього виду робіт. 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 подано на рисунках 4.10-4.16.

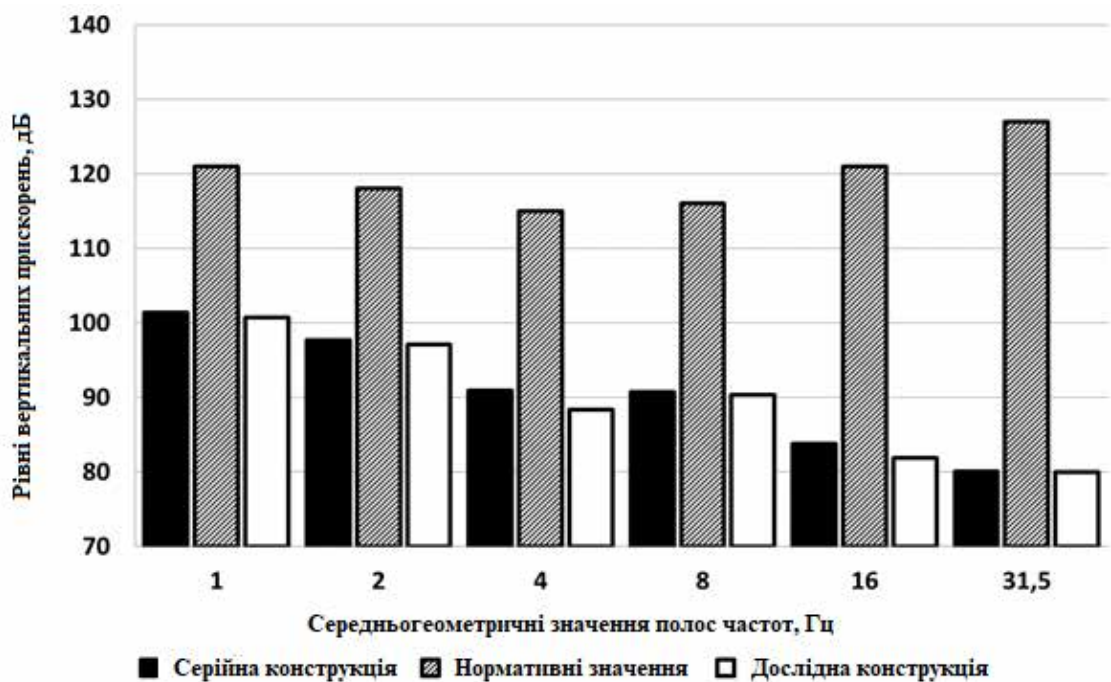


Рисунок 4.10 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 5 км/год

Аналізуючи дані рисунка 4.10, 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 зі СГЧ 4 Гц і становить 2,5 дБ.

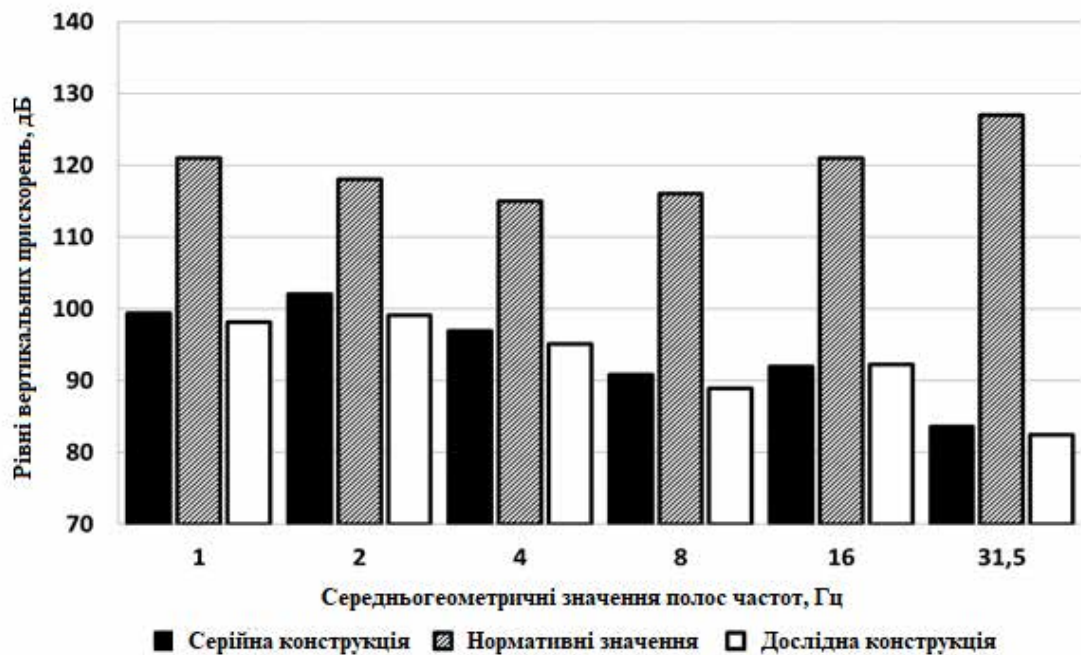


Рисунок 4.11 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 10 км/год

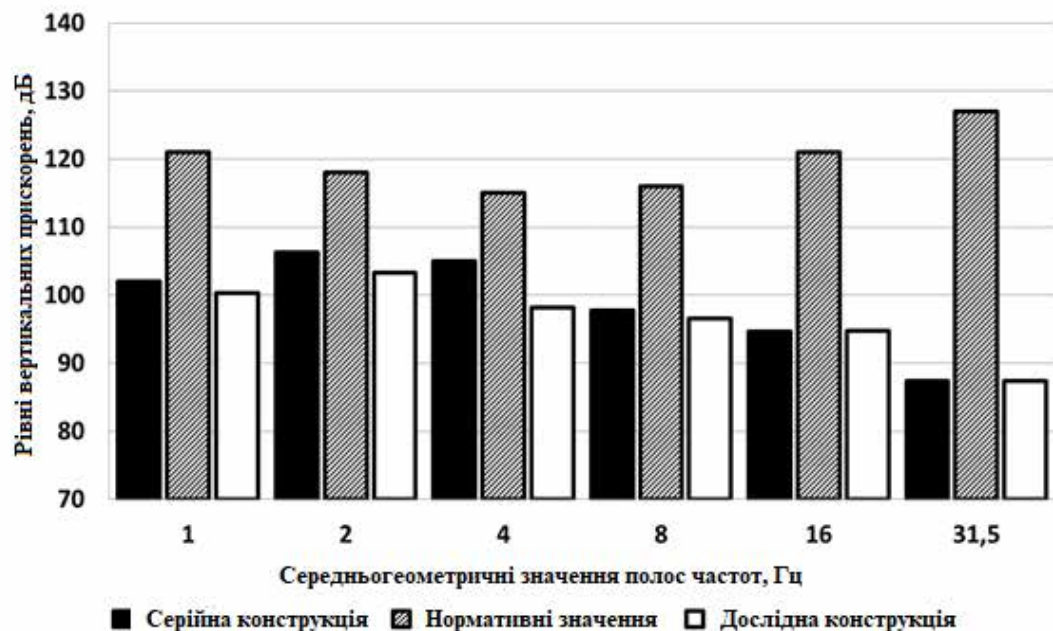


Рисунок 4.12 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 15 км/год

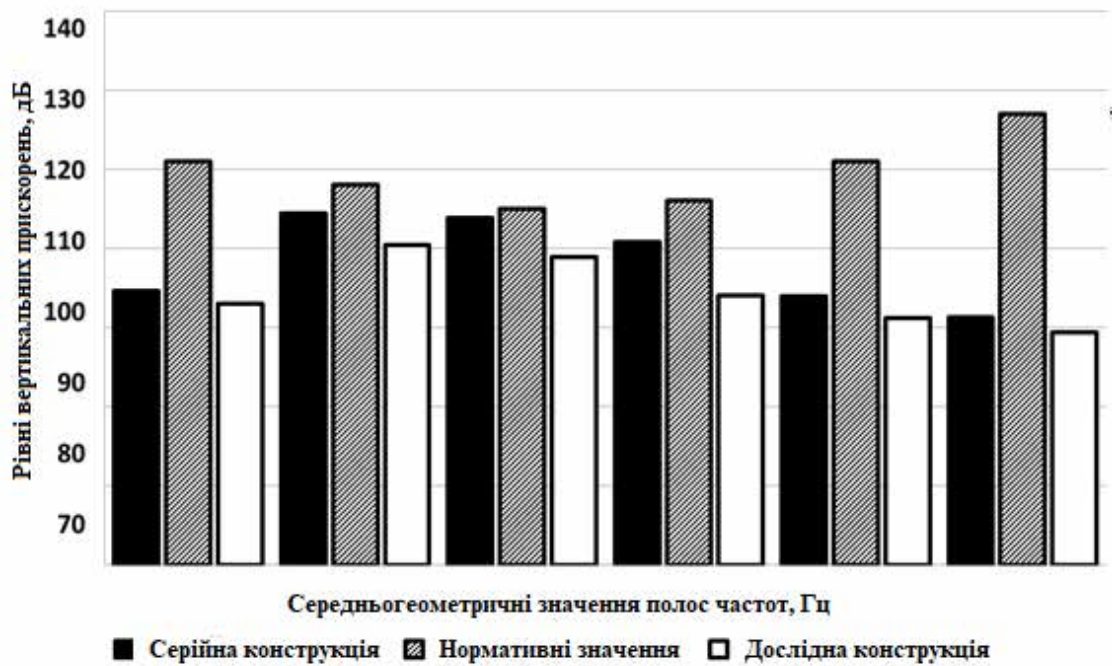


Рисунок 4.13 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 20 км/год

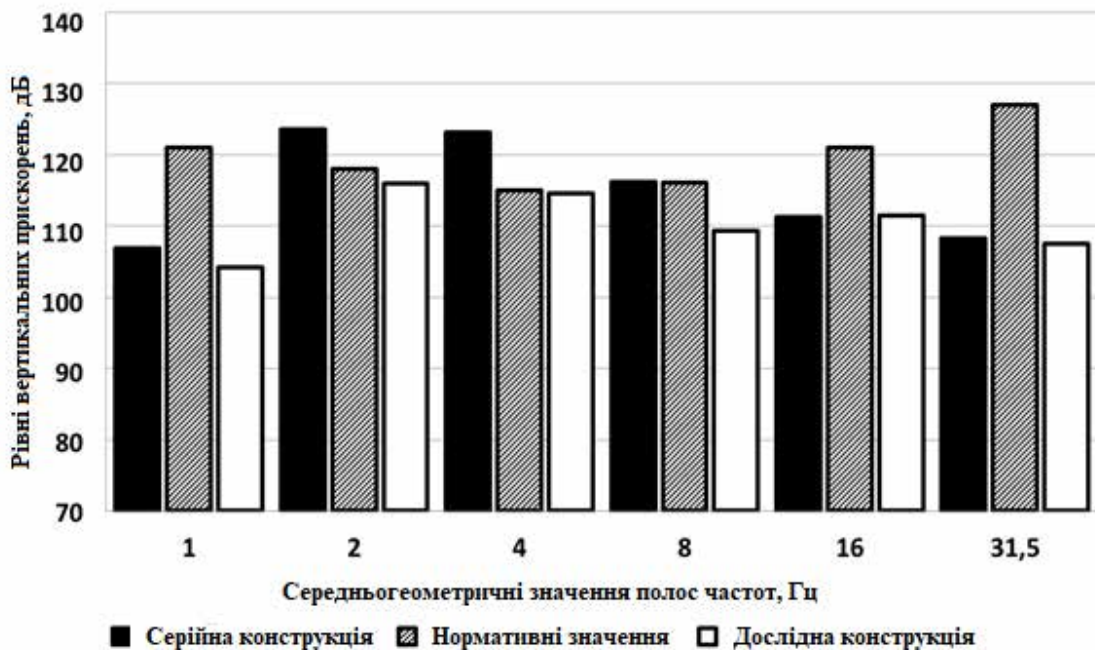


Рисунок 4.14 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 25 км/год

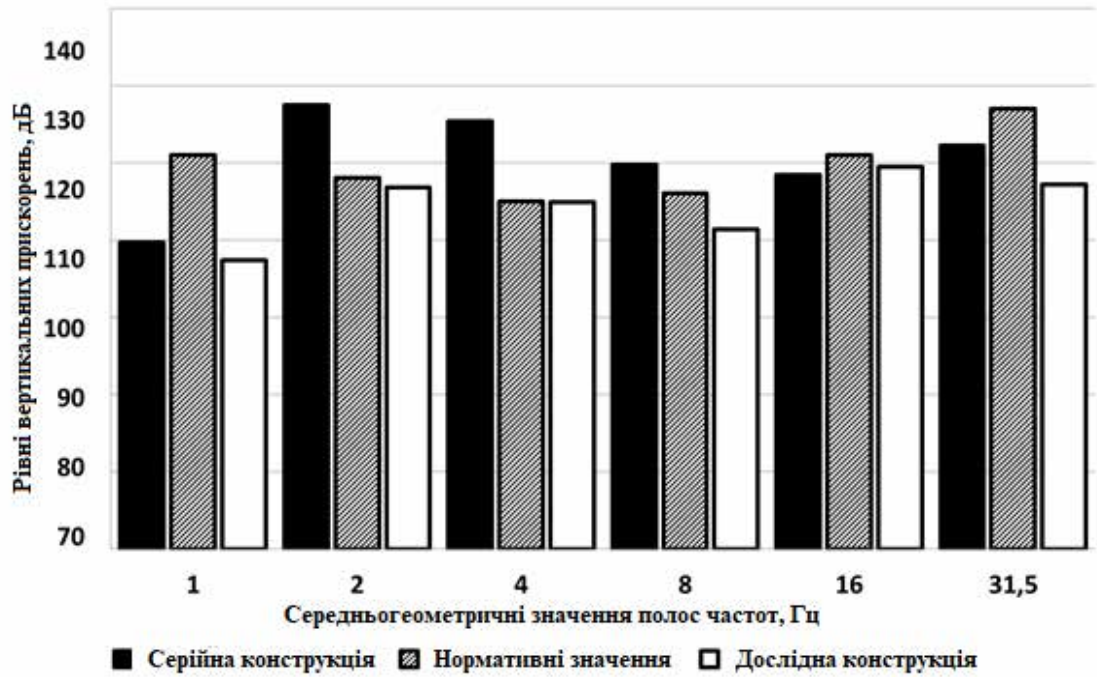


Рисунок 4.15 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 30 км/год

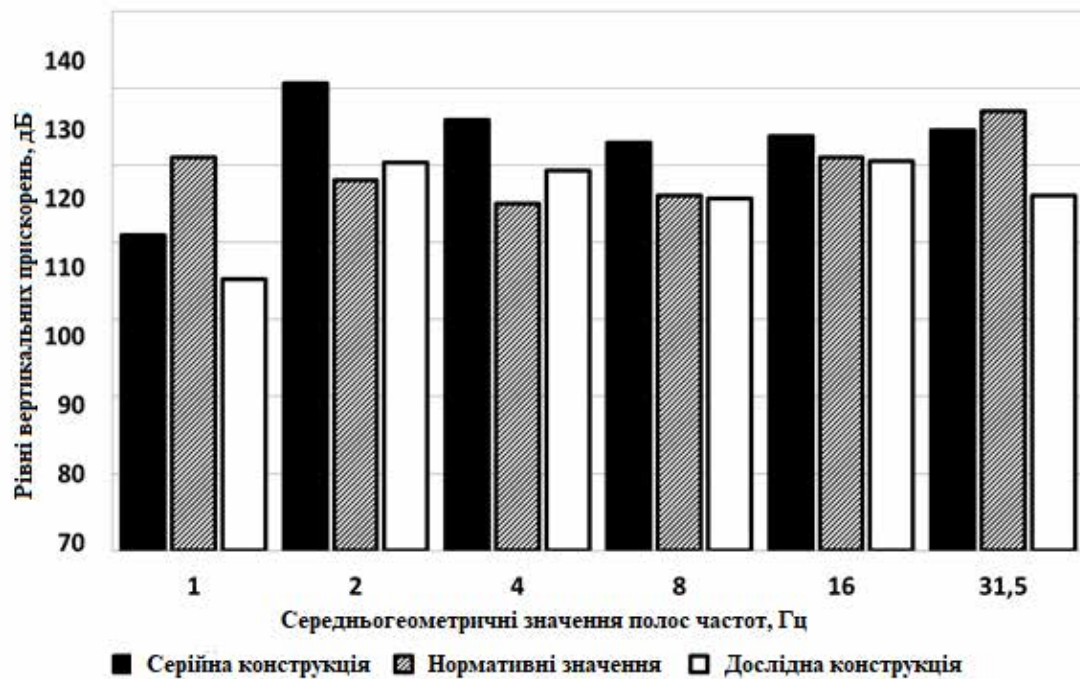


Рисунок 4.16 - СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА зі швидкістю 35 км/год

На рисунку 4.11 представлено СКЗ вертикальних прискорень в октавних смугах частот під час руху ТТА 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 рисунку 4.12 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 4.13, показав, що під час руху ТТА зі швидкістю 20 км/год пікові значення середньоквадратичних прискорень зміщуються у більш високочастотну ділянку і 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 вище в середньому на 3,7 дБ. Максимальна ефективність дослідної конструкції порівняно із серійною спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 6,8 дБ.

За швидкості руху ТТА 25 км/год (рис. 4.14) уперше спостерігається перевищення вимог санітарних норм на другій і третій октавній смузі з 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 царині допустимих. У середньому рівні прискорень при використанні дослідної підвіски сидіння на 4,4 дБ нижчі. Максимальна ефективність щодо серійної конструкції спостерігається в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 8,6 дБ.

Подальше збільшення швидкості до 30 км/год (рисунок 4.15) супроводжується значним зростанням СКЗ у всіх досліджуваних смугах частот. Відхилення від вимог санітарних норм у разі використання серійної конструкції спостерігається на 2-й, 3-й і 4-й октавній смугах частот. Максимальне перевищення знаходиться в смузі з СГЧ 4 Гц і становить 10,4 дБ.

Дослідна конструкція підвіски сидіння дає змогу знизити СКЗ вертикальних прискорень у всіх смугах частот до вимог санітарних норм. У середньому ефективність дослідної підвіски становить 6,1 дБ, а максимальна 10,3 і 10,7 у 2-й і 4-й октавній смугах відповідно.

Під час руху ТТА на швидкості 35 км/год (рисунок 4.16) 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 октавних смугах. 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 встановленої норми в 130 дБА [26].

Аналізуючи наведені вище графіки, можна дійти висновку про те, що максимальні СКЗ вертикальних прискорень, що впливають на оператора під час руху ТТА, 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.

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 пояснене досягненням максимального значення цього параметра.

4.2 Висновки за розділом 4

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

2. Отримані під час проведення польових випробувань значення гакового зусилля залежно від швидкості руху та мікропрофілю опорної поверхні підтвердили адекватність застосовуваного в моделі рівняння (2.24), що описує силу в зчпному пристрої ТТА.

3. Максимально допустима швидкість руху ТТА з підвіскою серійної конструкції, за якої не спостерігається перевищення вимог, встановлених санітарними нормами, становить 25 км/год, тоді як дослідна конструкція підвіски сидіння дає змогу розвивати швидкість руху до 35 км/год без відхилень від вимог норм щодо інтегрального скоригованого рівня вертикальних прискорень.

4. Дослідження підтвердили адекватність розробленої математичної моделі руху ТТА. Максимальна розбіжність теоретичних і дослідних даних не перевищує 3,4 дБ в октавних смугах частот і 1,1 дБА за скоригованим рівнем віброприскорень.

5. 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 в октавних смугах частот. Ефективність за скоригованими рівнями віброприскорень змінюється від 0,9 до 8 дБА. Отримані дані підтверджують високу ефективність розробленої конструкції адаптивної підвіски сидіння.

6. Перспективним напрямом удосконалення конструкцій, що знижують рівень вібронавантаженості робочого місця оператора мобільних енергетичних засобів, є розробка підвісок сидінь на основі магнітореологічних демпферів, суміщених із пневматичними або електромагнітними активно регульованими амортизаторами. Доцільно провести дослідження даних конструкцій в умовах експлуатації на різних типах підвісок сидінь операторів колісних сільськогосподарських тракторів: адаптивних, напіваактивних і активних.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена модель вертикальних коливань колісного ТТА, що містить комплекс показників (гакове навантаження, профіль опорної поверхні, характеристики двигуна та підвіски сидіння), дає змогу 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 моделі показало, що зі зростанням початкової швидкості руху колісного ТТА скоригований рівень вертикальних прискорень оператора із серійною підвіскою зростає зі 105,5 дБА за швидкості руху 5 км/год до 137,7 дБА за 35 км/год, у той час як за умови 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 із середньгеометричними частотами (СГЧ) 4 і 31,5 Гц. При використанні дослідної підвіски сидіння зростання СКЗ вертикальних прискорень знаходиться в 5-й і 6-й смугах з СГЧ 16 і 31,5 Гц. Максимальна ефективність дослідної підвіски сидіння порівняно із серійною спостерігається на 1-й, 2-й і 3-й октавних смугах із СГЧ 1, 2 і 4 Гц і становить ~10,4 дБ.

3. Розроблено технічне рішення адаптивної підвіски сидіння, за яким реалізовано раціональну пружнодемпфуючу характеристику.

4. Розроблено методику визначення раціональних об'ємів пневмогідролічних акумуляторів пропонованої конструкції підвіски сидіння, що дає змогу 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).

5. Експериментальні дослідження засвідчили, що дослідна підвіска дає змогу зберегти рівень вібронавантаження оператора ТТА в межах, установлених санітарними нормами під час руху 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 в октавних смугах частот. Ефективність за скоригованими рівнями віброприскорень змінюється від 0,9 дБА за швидкості руху 5 км/год до 8 дБА за 30 км/год. Отримані дані підтверджують високу ефективність розробленої конструкції адаптивної підвіски сидіння.

6. Перспективним напрямком подальшого вдосконалення конструкцій зі зниження вібронавантаженості оператора мобільних енергетичних засобів є конструкції підвісок сидінь на основі магнітореологічних, суміщених із пневматичними або електромагнітними, активно регульованими амортизаторами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. TRACTORUM.IT [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.tractorum.it/11-articoli-delle-prove/trattori/17-john-deere-7930-ivt-auto-power?showall=&start=7>
2. TECHNOTORG [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://technotorg.com/catalogue/view/traktor-new-holland-t7315.html>
3. Achsverschleißteile für Traktoren Wearing parts on tractor axles [Електронний ресурс]. – Режим доступа: http://www.kpp-market.com/zf/cats/zf_most_traktor.pdf
4. The winning technologies of Carraro Agritalia [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mondomacchina.it/en/the-winning-technologies-of-carraro-agritalia-c1918>
5. CUESTIÓN DE DETALLE, SUSPENSIÓN EN EL EJE DELANTERO EN TRACTORES ESTRECHOS (Parte II) [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.masquemaquina.com/2020/04/cuestion-de-detalle-suspension-en-el.html>
6. About the Fastrac [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://russellfastraxx.ie/about-jcb-fastrac-html/>
7. JOHN DEERE GOES ON FOUR TRACKS [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.tradefarmmachinery.com.au/product-news/1508/john-deere-unveils-9rx-four-track-tractor-range>
8. Buying the right tractor: Part 3 – suspension and tyres [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.fwi.co.uk/machinery/tractors/buying-the-right-tractor-part-3-suspension-tyres>
9. New AutoComfort semi-active cab suspension enhances comfort [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://www.farminguk.com/news/new-autocomfort-semi-active-cab-suspension-enhances-comfort_4674.html
10. Fendt 500 Vario – Cab [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://clarkeandpulman.com/fendt-500-vario-cab/>

11. Magneto-Rheological (MR) Suspension Systems [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://lordfulfillment.com/pdf/44/PB8140_MRSuspensionBrochure.pdf
12. Сидіння [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://studfile.net/preview/5569537/page:18/>
13. Основні характеристики віброзахисту сидіння для трактора [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://universaltech.com/osnovnyie-harakteristiki-vibrozhhitnogo-sidenya-dlya-traktora/>
14. Yokoyama M. A model following sliding mode controller for semiactive suspension systems with MR dampers / M. Yokoyama, J.K. Hedrick, S. Toyama // Proceedings of the 2001 American Control Conference. (Cat. No.01CH37148) Proceedings of the 2001 American Control Conference. (Cat. No.01CH37148). – 2001. – Vol. 4. – P. 2652-2657.
15. ХТЗ. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.autocentre.ua/news/sobytie/htz-pokazal-novyj-traktor-s-korobkoj-avtomatom-video-1296993.html/amp>
16. Бойков В.П. Багатоцільові гусеничні та колісні машини. Ергономіка та дизайн. - Інфра, 2018. - 350 с.
17. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування розділу «Тяговий розрахунок трактора» для студентів спеціальності 7.090211 «Колісні та гусеничні транспортні засоби» всіх форм навчання / Укл. В.І. Мироненко, А.Ю. Ребров. - Харків: НТУ «ХП», 2003. - 32 с.
18. Ребров О. Ю. Ідентифікація тракторних сільськогосподарських шин / О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХП». - Харків: НТУ «ХП», 2015. - № 8 (1117). - С. 19 - 25.
19. Мамонтов А. Г. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом / А.Г. Мамонтов, А.П. Кожушко, О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХП». – Харків: НТУ «ХП». – 2019. – № 1. – С. 29 – 41. – doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.

20. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні: навчальний посібник / А.П. Кожушко. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 316 с.

21. Кальченко Б.І. Плавність руху як складова динаміки трактора : монографія / Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, А.Г. Мамонтов. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 164 с.

23. Кальченко Б.І. Динаміка руху колісних тракторів : монографія / Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. Г. Мамонтов, А. П. Кожушко, М. Є.Якунін. – Харків : Мірошніченко О. А., 2021. – 320 с. 24. Закон України «Про охорону праці» – Введ. В дію 21.11.2002 р. 25. Основи охорони праці: Навчальний посібник /За ред. проф. В.В. Березуцького. Х.: Факт, 2009. – 480 с.

26. ДСТ 12.0.003-74*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація .

27. ДСН 3.3.9.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – Затвердж. постановою Головного санітарного лікаря України від 01.12.1999 р. № 42.

28. ГН 2152 – 80. «Санітарно-гігієнічні норми допустимих рівнів іонізації повітря виробничих та громадських приміщень». Чинність 01. 04. 2014.

29. ДБН В.2.5-67: 2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Чинний з 01 січня 2013 року.

30. ДБН В. 2.5-28:2019. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – Чинні з 29.02.2019 р.

31. ДСН 3.3.9.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – Затвердж. постановою Головного санітарного лікаря України від 01.12.1999 р. № 39.

32. ДСН 3.3.9.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. – Затвердж. постановою Головного санітарного лікаря України від 01.12.1999 р. № 39.

33. НРБУ-97/Д-2000. Норми радіаційної безпеки України; доповнення: «Радіаційний захист від джерел потенційного опромінення. Затвердж. постановою Головного санітарного лікаря України від 12.09.2000 р. № 119.
34. ДСТУ ГОСТ 12.1.006:2009 Електромагнітні поля радіочастот. Допустимі рівні на робочих місцях та вимоги до проведення контролю. – Введ. 01.01.2009.
35. ДНАОП 0.03-3.13-89. Гранично допустимі рівні магнітних полів частотою 50 Гц № 3206-89.
36. Правила улаштування електроустановок. – Чинний з 20.11.2014. Затв. наказом Міністра енергетики та вугільної промисловості України від 20 червня 2014 р. № 469.
37. ДСТУ 7237:2011. Система стандартів безпеки праці. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту. Держспоживстандарт, наказ від 02 лютого 2011 р. № 39.
38. ДСТУ Б. В.1.1-36:2019. Національний стандарт України. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – К.: Мінрегіон України, 2019.
39. ДБН В. 1.1.7-2019. Державні будівельні норми. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. – Чинні від 2017-06-01.99
40. Правила експлуатації та типові норми належності вогнегасників. – Затвердж.: Наказ Міністерства внутрішніх справ України від 19.01.2018 р. №29.
41. ДБН В.2.5-56-2014. Системи протипожежного захисту. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. Київ, 2014. Чинний з 01.09.2015 р.
42. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища» – Введ. 01.09.2002.
43. ДСТУ ISO 14001-99. Системи управління навколишнім середовищем. – К.: Держстандарт України.

44. НПАОП 0.00-9.15-19. Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з електронними пристроями. Чинний з 14.02.2019.

45. ДСанПін 3.3.2-007- 99. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин. Затвержд. МОЗ України 10.12.99.

46. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 р. № 5403-ХІ. Відомості Верховної Ради України. 2013. № 34-35. Ст. 458.

47. Стеблюк М. І. Цивільна оборона та Цивільний захист: підруч. 4-те вид., перероб. і доп. / М. І. Стеблюк. – К.: Знання, 2013. – 496 с.

48.https://protocol.ua/ua/kodeks_tsivilnogo_zahistu_uk_vid_02_10_2012_5403_vi_stattya_20/

ДОДАТКИ