

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

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

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

Красіцький Дмитро Романович

УДК 656.13.083.2

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВИКОРИСТАННЯ
ТРАКТОРА МТЗ-1221 З ВДОСКОНАЛЕННЯМ СИСТЕМИ
ПІДРЕСОРЮВАННЯ СИДІННЯ ОПЕРАТОРА**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ Красіцький Д.Р.

**Керівник роботи
Боровський В.М.
старший викладач**

АНОТАЦІЯ

Красіцький Дмитро Романович. Підвищення показників використання трактора МТЗ-1221 з вдосконаленням системи підресорювання сидіння оператора. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2026.

У даній кваліфікаційній роботі представлено існуючі конструкції підвісок сидіння оператора та обрано найбільш раціональне технічне рішення, на основі якого було розроблено конструкцію пневмогідравлічної підвіски сидіння трактора МТЗ-1221.

Теоретично обґрунтовано підвищення ефективності використання трактора МТЗ-1221 під час транспортних операцій за рахунок удосконалення системи підресорювання сидіння оператора. Проведено розрахунки під час його роботи з напівпричепом тракторним самоскидним «Кобзаренко» ТСП-6Т.

У проєкті наведено безпеку життєдіяльності під час транспортних робіт та економічне обґрунтування доцільності вдосконалення системи підресорювання сидіння трактора МТЗ-1221.

Представлено розрахунки щодо економічного обґрунтування використання на тракторі МТЗ-1221 пневмогідравлічної підвіски сидіння, які показують, що термін окупності капітальних вкладень становитиме 0,13 року.

Ключові слова: колісний трактор, ефективність використання трактора, система підресорювання сидіння, сидіння оператора, комфорт оператора, вібрація, віброзахист, ергономіка робочого місця

ANNOTATION

Dmytro Romanovych Krasitsky. Improving the performance of the MTZ-1221 tractor by upgrading the operator's seat suspension system. – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in the specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2026.

This qualification thesis presents existing designs for operator seat suspension systems and selects the most rational technical solution, on the basis of which a design for the pneumatic-hydraulic seat suspension of the MTZ-1221 tractor was developed.

Theoretical justification is provided for improving the efficiency of the MTZ-1221 tractor during transport operations by upgrading the operator's seat suspension system. Calculations have been carried out for its operation with the 'Kobzareno' TSP-6T tractor-mounted tipper semi-trailer.

The project addresses health and safety during transport operations and provides an economic justification for the feasibility of improving the seat suspension system of the MTZ-1221 tractor.

Calculations are presented regarding the economic justification for using a pneumatic-hydraulic seat suspension on the MTZ-1221 tractor, which show that the payback period for the capital investment will be 0.13 years.

Keywords: wheeled tractor, tractor utilisation efficiency, seat suspension system, operator's seat, operator comfort, vibration, vibration protection, workplace ergonomics

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК СИДІННЯ.....	9
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТРАКТОРА МТЗ-1221 У ТРАНСПОРТНИХ ОПЕРАЦІЯХ ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРУВАННЯ СИДІННЯ ОПЕРАТОРА.....	25
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ СИДІННЯ ТРАКТОРА МТЗ-1221.....	41
РОЗДІЛ 4. ОПЕРАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ (АГРЕГАТ: ТРАКТОР МТЗ-1221 + НАПІВПРИЧІП «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т).....	57
РОЗДІЛ 5. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ АГРЕГАТУ МТЗ-1221+»КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т ПІД ЧАС ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ.....	69
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	79
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	89

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Процес розвитку сільськогосподарської техніки безпосередньо пов'язаний зі збільшенням потужностей, продуктивності, а також експлуатаційних і якісних показників при виконанні того чи іншого виду робіт у виробничому процесі. Однак така тенденція призводить до більш жорстких вимог, заснованих на поліпшенні ергономічних показників технічних засобів, що забезпечують безпечні умови праці людини-оператора, яка безпосередньо бере участь у виробничому процесі.

З технічної точки зору забезпечення безпечних умов праці дозволяє найбільш ефективно використовувати наявні запаси потужності енергонасичених тракторів за рахунок збільшення швидкостей руху при виконанні різних сільськогосподарських операцій.

праці оператора характеризуються зовнішніми впливами, що створюються навколишнім середовищем, а також робочими агрегатами та механізмами. Одним із таких впливів є виробнича вібрація.

Збільшення швидкості руху тракторних агрегатів неминуче спричиняє підвищення рівня вібрації, що виникає внаслідок збурювального впливу нерівностей опорної поверхні та підвищення динамічних навантажень на гаку трактора.

Забезпечення нормальних умов праці на тракторі або самохідній машині вимагає додаткових капіталовкладень при проектуванні, створенні, серійному виробництві та експлуатації машин. Однак при розрахунку техніко-економічної ефективності ефект, що отримується від нового технічного засобу, часто виправдовує фінансові витрати на вдосконалення того чи іншого пристрою, що забезпечує поліпшення умов праці оператора, оскільки відсутність належних умов праці оператора, так само як і зниження продуктивності, значною мірою позначаються на техніко-економічних показниках, які мають важливе значення при організації сільськогосподарського виробництва. Створення в у

нормальних умов праці дозволяє збільшити тривалість робочої зміни при незмінних витратах енергії оператора, а отже, і незмінній оплаті праці. При цьому зростає питома продуктивність агрегату.

Для підвищення ефективності віброзахисних систем необхідні значні матеріальні витрати на їх розробку та впровадження. У даному випадку одним із раціональних рішень може бути вдосконалення або модернізація системи підресорювання підвіски сидіння трактора, що дозволить забезпечити безпечні умови праці оператора тракторно-транспортного агрегату під час роботи на підвищених швидкостях та підвищити продуктивність агрегату в цілому.

Мета роботи – підвищення ефективності використання колісного трактора МТЗ-1221 у транспортних операціях шляхом удосконалення системи підресорювання сидіння оператора та обґрунтування раціональної конструкції пневмогідравлічної підвіски сидіння.

Завдання роботи:

Проаналізувати існуючі конструкції підвісок сидіння операторів мобільних енергетичних засобів та визначити основні напрями їх удосконалення.

Дослідити вплив вібраційних навантажень на умови праці оператора, продуктивність роботи та ефективність використання колісного трактора МТЗ-1221.

Обґрунтувати розрахункову схему коливальної системи трактора МТЗ-1221 і визначити основні параметри, що впливають на рівень коливань сидіння оператора.

Виконати розрахунок амплітудно-частотної характеристики підвіски сидіння та енергетичного спектра впливу нерівностей опорної поверхні на колісний рушій трактора.

Визначити раціональні параметри пневмогідравлічної підвіски сидіння оператора для зменшення вібраційного навантаження.

Розробити конструкцію вдосконаленої пневмогідравлічної підвіски сидіння трактора МТЗ-1221 та виконати розрахунок її основних елементів.

Розробити операційну технологію виконання транспортних робіт агрегатом у складі трактора МТЗ-1221 і напівпричепа «Кобзаренко» ТСП-6Т.

Проаналізувати вимоги безпеки життєдіяльності та охорони праці під час експлуатації тракторно-транспортного агрегату.

Виконати економічне обґрунтування доцільності впровадження вдосконаленої системи підресорювання сидіння оператора.

Об’єкт дослідження – процес експлуатації колісного трактора МТЗ-1221 під час виконання транспортних операцій у складі тракторно-транспортного агрегату, зокрема умови роботи оператора під дією вібраційних і динамічних навантажень.

Предмет дослідження – конструктивні, динамічні та експлуатаційні параметри системи підресорювання сидіння оператора трактора МТЗ-1221, а також їх вплив на зниження вібраційного навантаження, підвищення комфорту праці механізатора та ефективності використання трактора.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Боровський Віктор, **Красіцький Дмитро**, Ніконенко Мирослав. Перспективи впровадження прогностичного обслуговування сільськогосподарської техніки. Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті : зб. тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, 22–23 квітня 2026 року. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2026. С. 26-29.

2. Боровський В. М., **Красіцький Д. Р.**, Іванченко В. В., Данилюк Н. О., Леонець О. А. Трансформація технічного сервісу машинно-тракторного парку під впливом цифровізації сільського господарства. Збірник тез доповідей XIII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 119-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 19-20 лют. 2026 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2026.С. 111-115

Практичне значення роботи полягає у можливості використання запропонованої пневмогідравлічної підвіски сидіння на тракторі МТЗ-1221 для зниження рівня вібрацій, що передаються на оператора під час транспортних робіт. Удосконалена система підресорювання сприяє покращенню умов праці механізатора, зменшенню його втомлюваності, підвищенню безпеки роботи та створенню передумов для ефективнішого використання трактора на підвищених швидкостях. Запропоновані технічні рішення можуть бути використані під час модернізації існуючих тракторів МТЗ-1221, а також у навчальному процесі при вивченні конструкцій мобільних енергетичних засобів, систем віброзахисту та ергономіки робочого місця оператора.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновку та списку використаних джерел з 34 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 91 сторінка комп'ютерного тексту, містить 23 рисунки, 6 таблиць та 1 додаток.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК СИДІННЯ

1.1. Основні напрямки вдосконалення конструкцій систем підресорювання колісних тракторів

Зростання енергонасиченості та швидкостей руху мобільних енергетичних засобів на базі колісних тракторів призводить до збільшення низькочастотних коливань на робочому місці оператора, що чинить шкідливий вплив на організм людини, викликаючи низку фізіологічних зрушень, які в кінцевому підсумку можуть призвести до патологічних змін у його організмі. У зв'язку з цим проблемі зниження рівня низькочастотних коливань приділяється все більша увага [14].

Низькочастотні коливання на робочому місці оператора можна знизити кількома методами: застосуванням ефективних (щодо гасіння коливань) ходових систем; підресоренням кабіни; застосуванням ефективних підвісок сидіння.

Ступінь зменшення коливань на робочому місці оператора значною мірою залежить від компоновання машини (розташування кабіни вздовж поздовжньої бази трактора). Чим ближче кабіна до задньої осі машини, тим нижча ефективність підресорення переднього моста. Меншою мірою вивчено вплив підресорювання заднього моста трактора на рівень коливань на робочому місці оператора. Підресорювання каркаса трактора пов'язане з низкою обмежень конструктивного та агротехнічного характеру. Зокрема, застосування шин низького тиску для м'яких підвісок машини пов'язане з необхідністю забезпечення досить великих динамічних ходів. Це ускладнює агрегування трактора з сільськогосподарською машиною та знижує довговічність шин, торсіонів і пружин.

Параметри систем підресорювання рами тракторів також мають низку конструктивних обмежень щодо габаритів пружних елементів, їх розміщення,

величини динамічного ходу рами, особливо під час роботи трактора з навісним та причіпним знаряддям. Мало вивчені питання впливу підресорювання рами тракторів на керованість і тягово-зчіпні якості. Підресорювання переднього моста вітчизняних тракторів призвело до певного зниження рівня низькочастотних коливань на робочому місці тракториста. Однак цей захід не вирішив усієї проблеми. Підресорювання кабін на даний час знайшло менше застосування, ніж підресорювання каркаса трактора. А застосування підресорованого сидіння може виключити необхідність застосування підресорованої кабіни [5].

На малюнку 1 представлено найскладніше водійське сидіння німецької фірми «Grammer AG» з ручками керування (джойстиками) машиною, встановленими на спеціальних консолях, та його механізмами. Таке рішення дозволяє людині-оператору протягом усієї робочої зміни не змінювати позу, керуючи машиною. Це сидіння може використовуватися в екскаваторах і важких кранах та енергоємних тракторах великої потужності. Сидіння фірми «Grammer AG» охоплюють весь спектр техніки, що випускається. Вони можуть встановлюватися на машини під час їхнього виробництва та замінюватися новими під час ремонту. Високий термін служби сидіння (понад 10 років) майже завжди перевищує термін служби машини.



Рис. 1.1. Водійське сидіння німецької фірми «Grammer AG»

Вітчизняні сидіння, як правило, характеризуються низьким коефіцієнтом придушення вібрацій, низьким терміном служби та поганими ергономічними

показниками. Можна показати, що крім соціальної значущості безпеки життєдіяльності операторів мобільних машин віброзахист із використанням досконалих сидінь приносить конкретному споживачеві машин реальний економічний дохід.

Встановлення високоякісного сидіння на вітчизняних машинах — це не тільки поліпшення безпеки, комфорту та ергономічності робочого місця — це отримання машини з поліпшеними експлуатаційними характеристиками.

Освоїти передові зарубіжні технології виготовлення віброзахисних сидінь, знижуючи їх вартість порівняно з імпортними, можна поетапно:

1. Організацією складання сидінь із зарубіжних комплектуючих з використанням вітчизняного кріплення;
2. Налагодженням виготовлення окремих деталей;
3. Розробкою та організацією виробництва вітчизняних високоякісних сидінь на основі придбання ліцензій.

У наш час, коли в Україні закріплюються ринкові відносини, доводиться замислюватися про можливі шляхи підвищення безпеки праці та прибутку підприємств, тісно пов'язаних з експлуатацією різних мобільних машин — вантажівок, автобусів, громадського та промислового електротранспорту, залізничного та водного транспорту, автосамоскидів, тракторів, будівельно-дорожніх, гірничодобувних машин. Одним із них, на перший погляд неочевидним, є створення комфортних умов для операторів.

1.2. Основні вимоги, що висуваються до конструкції підвісок сидінь операторів

Нелегка праця оператора транспортного або мобільного енергетичного засобу супроводжується вібрацією, яка знижує продуктивність і призводить до професійних захворювань. Загальна вібрація, як результат механічної взаємодії людини із зовнішнім середовищем, є протягом усієї біологічної еволюції важливим екологічним фактором і має велику біологічну активність. Формування фізіологічних і патологічних змін у різних системах організму,

частота та ступінь вираженості цих порушень залежать від ергономічних даних робочого місця оператора та особливостей людини. Чутливою до вібрації є оптовестибулоспінальна система з розвитком основних клінічних проявів: головні болі, несистемні запаморочення, порушення координації, лабільність артеріального тиску, зміна судин очного дна, ознаки неврозоподібного синдрому та вегетативної дисфункції, болі в м'язах спини, поперековому відділі хребта. Вібрація викликає зниження гостроти зору, порушення кольорового сприйняття, звуження поля зору, зменшення стійкості чіткого бачення, зниження функціональної рухливості, розлад фіксації предметів оком, порушення чіткості сприйняття об'єктів, утруднення читання приладової інформації.

Одним з основних засобів боротьби з неминуchoю вібрацією та забезпечення зручної робочої пози і порівняно дешевим засобом є якісне сидіння водія. Транспортні підприємства за кордоном чітко відчувають вплив кола проблем облаштування раціонального сидіння в мобільній машині.

Робоче місце в кабіні водія або оператора не може бути джерелом захворювань. Воно повинно раціонально підтримувати людину під час її діяльності та зменшувати шкідливі навантаження. Наведені дані стосуються вантажних автомобілів. Звісно, для тракторів та будівельно-дорожніх машин, які зазнають значно більшого вібронавантаження, наведені вище міркування є ще більш актуальними.

Зниження рівнів вібрації робочих місць та поліпшення їх ергономічних характеристик дозволить вирішити одну з найважливіших проблем поліпшення умов праці та збереження здоров'я робітників. Рівень і частотний спектр вібрацій на робочому місці оператора залежить від профілю дороги, швидкості руху, рівня вібрацій двигуна, підвіски каркаса та кабіни і, нарешті, сидіння. Сучасне водійське сидіння має дві основні частини — це посадочне місце (саме сидіння та спинка з підголівником) і підвіска сидіння (досить складний пристрій із пружиною — механічною або пневматичною, амортизатором і спеціальним направляючим пристроєм).

Місце для сидіння повинно забезпечити оптимальну робочу позу водія, перш за все, з точки зору зведення до мінімуму напруги в хребетному стовпі – для цього необхідно забезпечити зміну геометрії спинки, наприклад, за допомогою спеціальних повітряних кишень, розташованих під оббивкою, в які подається повітря, або з яких воно випускається в атмосферу. Подушки сидіння вирішують питання високочастотного віброзахисту та створюють необхідний режим тепло- та вологообміну. За необхідності передбачається підігрів подушок за допомогою спеціальних термоелементів, що підключаються до бортової електромережі.

До сидіння відносяться також підлокітники, що підвищують комфорт водія, та підголівник, що сприяє оптимальній робочій позі. Ці елементи мають свої регулювання – підлокітники, як правило, роблять відкидними, а в деяких випадках є можливість змінювати їхній кут нахилу та точку кріплення. До сидіння кріпиться і ремінь безпеки. Таким чином, досконале водійське сидіння є складним вузлом, а захист водія від вібрації під час руху автомобіля є інженерним завданням, що вимагає великих витрат.

1.3. Класифікація та види систем підресоруння підвісок сидіння

Великі можливості щодо віброзахисних властивостей мають активні та напівактивні віброзахисні системи, що використовують зовнішні джерела енергії. Роботи зі створення таких віброзахисних систем ведуться у провідних університетах України, а також за кордоном – у США та Європейському союзі [3, 6].

У доповіді співробітників ННЦ ІМЕСГ наведено класифікацію систем підресоруння за шириною робочого частотного діапазону, представлену на рисунку 1.2, отриману на підставі робіт іноземних авторів, зокрема Редфілда (Redfield R.C. Performance of Low-bandwidth, semi-active damping concepts for suspension control/Vehicle System Dynamics), та вітчизняних авторів, зокрема у роботі Сухорукова, присвяченій керуванню демпфуючими елементами.

Конструктивно активні підвіски можуть бути двох принципово різних типів (рис. 1.2):

- У підвісках першого типу відсутні пасивні пружно-демпфуючі елементи, при цьому корпусні елементи підвіски з'єднуються за допомогою непружних ланок, що мають можливість зміни ходу підвіски за керуючим сигналом. Дані системи, як правило, є системами з широким частотним робочим діапазоном.

- У підвісках другого типу присутні пасивні пружно-демпфуючі елементи, що викликають змінне зусилля в підвісці.

Дослідники відзначають, що найкращими з точки зору плавності ходу є активні підвіски без пружно-демпфуючих елементів. У цьому випадку підвіска виконує функцію переміщення корпусу по оптимальній траєкторії, що обчислюється за закладеним алгоритмом. Однак труднощі практичної реалізації такого типу підвісок не дозволяють використовувати їх у серійному виробництві. Крім того, надійність таких систем невисока.

Відмінність керованих систем у даній класифікації: широта робочого частотного діапазону зовнішніх збурень, при якому система з у підресорювання «активно» керує силами для забезпечення необхідної якості.

У свою чергу, активні підвіски з пасивними демпфуючими елементами мають у своїй основі пасивну підвіску, з властивими їй двома резонансами, і, як правило, є системами з вузьким частотним діапазоном. У цьому випадку плавність ходу повністю залежить від алгоритму, закладеного в систему автоматичного керування. Теоретично можливе створення активної підвіски такого типу, ідентичної за забезпеченням плавності ходу з ідеальною активною підвіскою без пружно-демпфуючих елементів [6].

Цей тип підвісок має менші енерговитрати на привід активних елементів (за рахунок звуження робочого діапазону), має меншу необхідну швидкодію системи та більшу надійність, оскільки при виході з ладу системи керування система підресорювання продовжує роботу в пасивному режимі.



Рис. 1.2. Класифікація систем підресорювання.

Прикладом практичного застосування подібних активних систем керування з вузьким частотним діапазоном є підвіска ABC (Active Body Control), розроблена фірмою Automotive Mannesmann Sachs для концерну Daimler Chrysler, вперше серійно встановлена на купе Mercedes-Benz CL(W215), в якому активне керування створюється за рахунок плунжера, в який впирається верхній виток пружини підвіски.

Класична система підресування з керованим активним елементом представлена на рис. 1.3 [20].

Регулювання системи, представленої на рис.1.3, здійснюється за другою похідною від переміщення (за прискоренням), завдяки чому саме переміщення значною мірою попереджається.

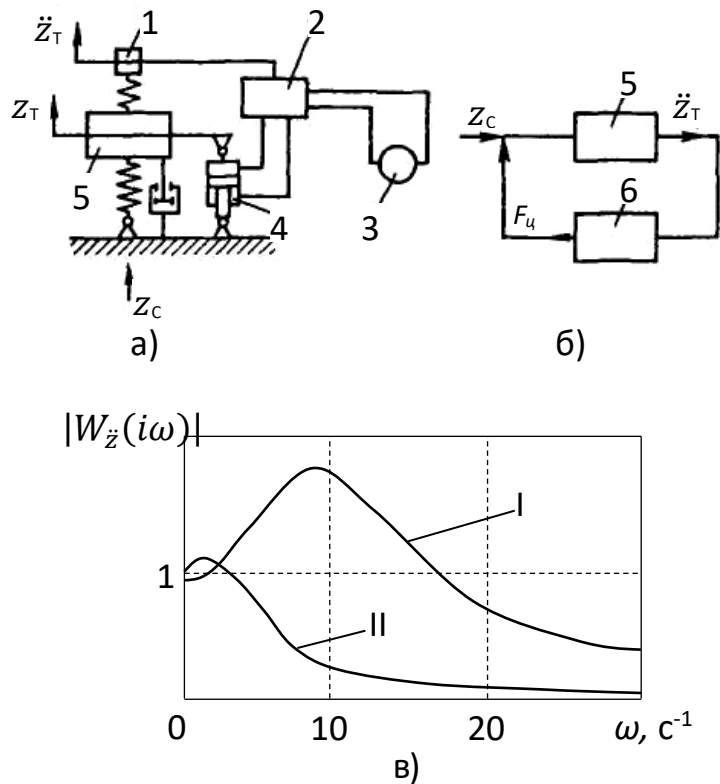


Рис. 1.3. Система підресування з активним елементом: а) конструктивна схема; б) структурна схема; в) модуль частотної характеристики для лінійної нерегульованої системи (I) та автоматичної системи (II); 1 – акселерометр; 2 – золотник; 3 – гідронасос; 4 – гідроциліндр; 5 – сидіння; 6 – регулятор.

Її робочий процес здійснюється наступним чином. Під впливом зовнішнього впливу z_c маса сидіння 5 переміщується на величину z_T , що перетворюється за допомогою акселерометра на прискорення $\ddot{z}_T$. Золотник 2 отримує сигнал від акселерометра 1 і передає його гідроциліндру 4, який залежно від зміщення золотника створює зусилля, що притягує або відштовхує сидіння від основи.

На рис. 1.3, б об'єкт регулювання – сидіння 5, а акселерометр, золотник і гідроциліндр умовно об'єднані в один вузол – регулятор 6.

Порівняння модулів частотної характеристики (рис. 1.3, в) показує, як істотно знижуються прискорення на сидінні трактора завдяки застосуванню активної підвіски.

У НУБІП на основі машинного експерименту проведено порівняльні випробування активної та пасивної віброзахисної системи з , результати яких наведено на рисунку 1.4. Моделювання проводили для детермінованих і випадкових збурень. Випадкові збурення вивчали, приймаючи в якості тестових збурюючих впливів – мікропрофілі реальних доріг і моделювали їх з використанням програми «solidworks».

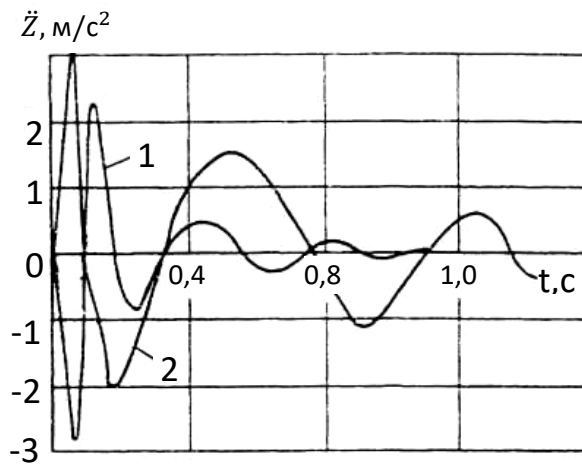


Рис. 1.4. Значення рівнів середньоквадратичних прискорень на сидінні з активною та пасивною віброзахисною системою: 1 і 2 – перехідні процеси щодо прискорення сидіння відповідно з активною та пасивною віброзахисною системою; при коефіцієнті жорсткості пружного елемента 2000 Н·м та коефіцієнті в'язкого опору амортизатора 1750 Н·с/м; частота збурюючого впливу від опорної поверхні 1,5 Гц (поле під посів); швидкість 5 км/год.

За графіками, представленими на рисунку 1.4, можна судити про те, що в активних віброзахисних системах можна використовувати пружні елементи з невеликою жорсткістю і що це не призведе до розвитку великих прискорень під час роботи в несприятливих умовах. Така можливість дозволяє забезпечити підвищення плавності ходу підвіски сидіння та комфортні умови роботи оператора.

На основі різних методів і принципів побудови віброзахисних систем активного типу існує велика кількість опублікованих наукових праць і розроблених технічних рішень щодо реалізації активного керування елементами (пружними, дисипативними та інерційними) підвіски сидіння.

На рис. 1.4. представлена конструкція пневмогідравлічної підвіски сидіння активного типу [13]. Вона складається з сидіння 1, гідроциліндра 2 з встановленим у ньому поршнем 3 зі штоком 4. Основа 5 підвіски сидіння з'єднана з гідроциліндром 2, який за допомогою штока 4 з'єднаний з каркасом сидіння 1. Гідроциліндр має дві порожнини 6 і 7, розташовані по обидва боки поршня. Ці порожнини сполучаються за допомогою двох магістралей 8, 9 і проміжного золотникового пристрою 10. За допомогою цих магістралей порожнини гідроциліндра підключені до пневмогідравлічних акумуляторів 11 і 12, кожен з яких містить пневматичну 13 і гідравлічну 14 порожнини. При цьому порожнини 6 і 7 гідроциліндра та порожнини 14 акумуляторів заповнені робочою рідиною. Золотниковий пристрій оснащений системою електронного керування, що включає в себе: датчик переміщення 15, датчик вібрації 16, два електричні випрямлячі 17 і суматор 18, а також електромагніт 19, закріплений у корпусі 20 золотника 21. У корпусі 20 виконані торцева 22, штокова 23, поршнева 24 і дроселююча 25 камери. У торцевій камері 22 встановлена пружина 26, а в поршневій – обмежувач 27. Дроселююча камера 25 утворена кільцевим отвором 28 у золотнику 21 і канавками 29 у корпусі 20 золотника 21, з'єднана з гідравлічними порожнинами 14 пневмогідроакумуляторів 11 і 12 за допомогою гідромагістралей 8 і 9.

Поршнева камера 24 під невеликим тиском заповнена робочою рідиною, що надходить по каналу 31 через регульований дросель 32 з ресивера 33 низького тиску. Тиск рідини в цьому ресивері приблизно постійний у процесі роботи. Він залежить від гідравлічного опору двох дроселів 34, підключених до робочих магістралей 8 і 9, та від ступеня розширення робочої рідини в ресивері 33. Опори дроселів 34 рівні й підібрані таким чином, щоб у процесі роботи їхня наявність у гідросистемі мала найменший вплив на перепад тиску робочої

рідини в магістралях 8 і 9. У статичному стані підвіски дроселююча камера 25 повністю відкрита за рахунок рівності зусиль, що створюються тиском робочої рідини в поршневій камері 24 та пружністю пружини, яка діє на золотник 21 у торцевій камері 22. У цьому стані золотник 21, притиснутий пружиною 26 до обмежувача 27, сигнали на датчиках 15, 16 і зусилля на золотнику 21 з боку якоря 30 золотника 21 дорівнюють нулю.

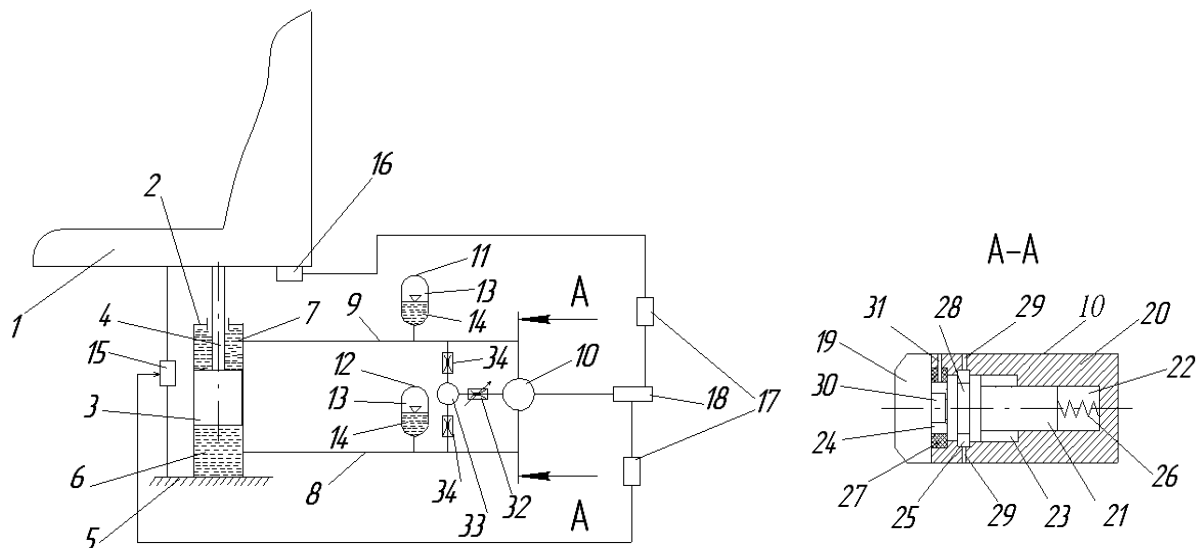


Рис. 1.4. Пневмогідравлічна підвіска сидіння.

На рисунку 1.5 представлено пристрій активного віброзахисту об'єкта з підвищеною чутливістю [2], принцип дії якого полягає в наступному.

Вертикальні переміщення рами мобільної машини 8, що виникають під час руху мобільної машини, призводять до відхилення інерційної маси 9 від середнього положення та до зміщення чотиригранного золотника 16 гідророзподільника. При переміщенні рами мобільної машини 6 вгору інерційна маса 9 під дією сил інерції відхиляється від середнього положення вниз. Відхилення інерційної маси за допомогою коромисла 11 і розрізного зубчастого сектора 10 змінює положення зубчастого сектора 12 і сопла 29 відносно камер А і Б підсилювача 13, що призводить до збільшення тиску в нижній порожнині підсилювача 13 і переміщення штока 14 вгору. Чотиригранний золотник 15 також переміщується вгору і з'єднує порожнину В гідравлічного виконавчого механізму 1 через гідропровід 24 та отвори 23 і 28 з

напірною магістраллю 20, а порожнину Г гідравлічного виконавчого механізму 1 через отвори 22 і 26 з резервуаром 18. Шток 2 переміщується вниз і через коромисло 3, шатун 4 передає це переміщення об'єкту 5, що віброізолюється. Відхилення чотиригранного золотника 15 призводить до того, що між робочими поясами цього золотника та вікнами в корпусі гідророзподільника 16 утворюються щілини, які відіграють роль місцевих гідравлічних опорів. Чим більше відхилення інерційної маси від середнього положення, тим більша величина щілин і тим менший їхній гідравлічний опір. Пристрій перестає бути жорстким щодо зовнішнього навантаження, і кінетична енергія об'єкта 5, що віброізолюється, перетворюється на теплову енергію за рахунок дроселювання робочої рідини через гідравлічні опори.

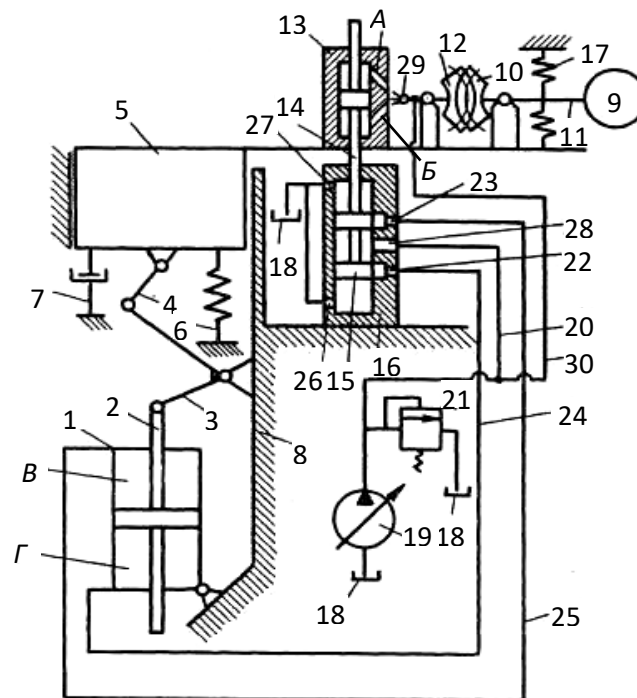


Рис. 1.6. Пристрій активного віброзахисту об'єкта з підвищеною чутливістю: 1 – гідравлічний виконавчий механізм; 2 – шток; 3 – коромисло; 4 – шатун; 5 – об'єкт, що віброізолюється; 6 – пружний елемент; 7 – демпфер; 8 – рама; 9 – інерційна маса; 10, 12 – розрізний зубчастий сектор; 11 – коромисло; 13 – підсилювач; 14 – шток; 15 – золотник; 16 – гідророзподільник; 17 – пружний елемент; 18 – резервуар; 19 – насос; 20, 24, 25, 30 – гідропроводи; 21 – запобіжний клапан; 22, 23, 26, 27, 28 – отвори; 29 – сопло.

З огляду на те, що рух рами мобільної машини 6 і віброізовьованого об'єкта 5 протилежні за напрямком, відбувається стабілізація положення віброізовьованого об'єкта 5 відносно рівня горизонту. Зворотний зв'язок щодо відносного положення віброізовьованого об'єкта здійснюється за рахунок того, що напрямки переміщення віброізовьованого об'єкта 5 разом з підсилювачем 13 і чотирикромочного золотника 15 протилежні за напрямком і здійснюються з різною швидкістю. Динамічний вплив, що діє на інерційну масу 9 від відносного переміщення віброізовьованого об'єкта 5 і рами мобільної машини 6, та динамічний вплив, що діє на інерційну масу 9 від переміщення мобільної машини в цілому, протилежні за напрямком, накладаючись одна на одну, в певний момент призводять до стабілізації інерційної маси 9 у середньому положенні під дією пружного елемента 17. При цьому тиск у камерах підсилювача 13 вирівнюється, і чотиригранний золотник 15 перекриває вікна 22, 23, 26 та 27 у корпусі гідророзподільника 16, роблячи пристрій жорстким щодо статичного навантаження.

На сучасних зарубіжних тракторах таких відомих фірм, як «JOHN DEER», «Claas», «Daimler Chrysler», «Fendt» та ін., встановлюються активні підвіски сидіння фірми «ACTIVE SEAT» (рис. 1.7). Новітня система амортизації крісла оператора «ACTIVE SEAT» завдяки електрогідравлічному контролю сидіння в поєднанні з системою підресорювання забезпечує неперевершений комфорт оператору як на дорозі, так і під час роботи на полі.



Рис. 1.7. Активна підвіска сидіння фірми «ACTIVE SEAT»

1.4. Вплив поліпшення умов праці оператора на ефективність використання колісних тракторів у транспортних операціях

Транспортні роботи є невід'ємною частиною технологічних процесів вирощування сільськогосподарських культур. На їх виконання потрібні значні енергетичні та трудові витрати. Статистика показує, що частка витрат, пов'язана з транспортуванням вантажів, становить 25...40% від загальної суми витрат на вироблену продукцію. При виробництві силосу та сінажу ці витрати досягають 60...70% [21].

Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва супроводжується неухильним зростанням обсягу перевезень сільськогосподарських вантажів. Щоб впоратися з цим обсягом, у внутрішньогосподарських перевезеннях поряд з автомобілями широко використовуються МЕС, переважно на базі колісних тракторів, як найбільш пристосованих для транспортних робіт. Рациональність застосування саме колісних тракторів обумовлюється можливістю їх руху як по польових, так і по асфальтованих дорогах. За даними Всесоюзного науково-дослідного інституту сільського господарства питома вага перевезень тракторним транспортом становить 40-50% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень у сільському господарстві. Широке застосування знаходить тракторний транспорт і за кордоном. Так, на підприємствах Німеччини на частку тракторних перевезень припадає 70-80% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень. У Болгарії та Чехословаччині близько 60% загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень здійснюється тракторними поїздами. Широко застосовуються тракторні транспортні засоби у США. На їхню частку припадає понад 35% сільськогосподарських перевезень, середній радіус яких становить від 3 до 5 км .

Ефективність використання колісних тракторів визначається вантажопідйомністю причепа, тягово-зчіпними та енергетичними показниками трактора, величиною фронту вантажно-розвантажувальних робіт, дорожньо-

кліматичними умовами, відстанню перевезень, маневреністю, швидкістю руху, гальмівними якостями тракторного поїзда, його стійкістю тощо. Найважливішими показниками ефективності тракторних поїздів є наведені витрати та продуктивність.

Приведені витрати:

$$C = \frac{C_3}{W} + e \cdot k, \quad (1.1)$$

де C_3 – прямі експлуатаційні витрати тракторного поїзда за годину роботи, грн;

e – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

k – розмір капітальних вкладень у тракторно-транспортний агрегат;

W – годинна продуктивність, т/год.

Продуктивність тракторно-транспортного агрегату:

$$W = \frac{\bar{V} \cdot \lambda \cdot q \cdot \gamma}{\bar{L} + \bar{V} \cdot \lambda \cdot t_{\text{пр}}}, \quad (1.2)$$

де $\bar{V}$ – середня технічна швидкість руху тракторно-транспортного агрегату, км/год;

λ – коефіцієнт використання пробігу;

q – вантажопідйомність тракторного поїзда, т;

γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

$\bar{L}$ – середня довжина навантаженої їзди, км;

$t_{\text{пр}}$ – час простою тракторного поїзда на вантажно-розвантажувальних операціях, год.

Як видно з формули (1.2), основними параметрами, що визначають продуктивність тракторних поїздів і залежать від їх технічних характеристик, є вантажопідйомність і швидкість руху.

Застосування енергонасичених тракторів дозволяє підвищити ефективність тракторно-транспортних агрегатів шляхом збільшення їх вантажопідйомності та швидкості руху. Однак швидкість руху тракторних поїздів часто обмежується не потужністю двигуна, а низькою плавністю ходу, що негативно впливає на умови праці оператора.

Так, при роботі у важких умовах стомлюваність механізатора різко зростає, продуктивність агрегату падає, здоров'ю працівників завдається значної шкоди.

В даний час навіть у добре організованому сільськогосподарському виробництві дорога техніка використовується в одну зміну через явно недостатню кількість висококваліфікованих механізаторів і низькі умови праці навіть при істотно більшій заробітній платі (порівняно з іншими категоріями працівників). Середньодобова продуктивність агрегатів при роботі на знижених швидкостях в одну зміну в 1,5...2 рази менша, ніж при роботі на підвищених швидкостях у дві зміни. Таким чином, сучасна техніка не забезпечує відповідних умов праці для інтенсивної роботи.

У зв'язку з цим збільшення продуктивності тракторно-транспортного агрегату шляхом збільшення швидкості руху має регламентуватися не тільки технічними можливостями трактора, а й фізіологічними можливостями людини-оператора. Таким чином, при поліпшенні умов праці оператора з'являється можливість раціонального використання запасів потужності колісних тракторів і підвищення ефективності їх використання на транспортних операціях.

Висновки по розділу

1. Розвиток сучасного тракторобудування немислимий без впровадження ефективних систем захисту оператора від впливів навколишнього середовища, і зокрема без впровадження сучасних віброзахисних систем.

2. Негативний вплив підвищеної вібрації може призвести до погіршення умов праці оператора, а в деяких випадках і до захворювань, що призводять до зниження працездатності механізаторів, які виконують роботу на тракторі в умовах, що не відповідають вимогам, встановленим санітарними нормами.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТРАКТОРА МТЗ-1221 У ТРАНСПОРТНИХ ОПЕРАЦІЯХ ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРУВАННЯ СИДІННЯ ОПЕРАТОРА

2.1. Обґрунтування розрахункової схеми коливальної системи трактора МТЗ-1221

У процесі руху трактор як динамічна система сприймає зовнішній вплив нерівностей опорної поверхні під колесами рушії, який зростає при збільшенні швидкості руху. Цей вплив у вигляді вібрації передається на вузли та механізми динамічної системи трактора, а також і на самого оператора через підвіску сидіння трактора. У разі невдало підібраних параметрів робочих елементів підвіски або неефективної роботи системи підресорування сидіння цей фактор може спричинити негативні наслідки для оператора. Таким чином, при розгляді можливих шляхів підвищення ефективності тракторно-транспортного агрегату (ТТА) за рахунок збільшення швидкості руху основоположним для забезпечення даної умови є забезпечення нормальних умов праці оператора, встановлених санітарними нормами [14].

Для визначення допустимих рівнів транспортної вібрації на сидінні оператора необхідно мати розрахункову схему коливальної системи трактора, а також характер зміни та рівень вхідного сигналу.

Розрахункова схема являє собою структуроване графічне зображення та взаємозв'язок елементів коливальної системи трактора, до якої входять:

інерційні елементи – підресорені та неподресорені маси трактора;

пружні елементи – елементи, здатні накопичувати потенційну енергію (ресори, пружини тощо);

дисипативні елементи – елементи, що розсіюють енергію коливань динамічної системи трактора (амортизатори, демпфери).

Розробка розрахункової схеми є складним завданням. Розглядати всі можливі рухи системи одночасно в більшості випадків недоцільно через громіздкість отриманої системи рівнянь. Для вирішення певного виду задачі прийнято робити ті чи інші припущення. Таким чином, при обґрунтуванні розрахункової схеми до уваги бралися лише ті фізичні властивості об'єкта та впливу зовнішнього середовища, які можуть мати істотний вплив на перебіг коливального процесу під час руху трактора по ґрунтовій дорозі. Такий підхід дозволить уникнути необґрунтованої надмірності в його математичному описі, при цьому забезпечити адекватність даної розрахункової схеми.

Побудова розрахункової схеми базується на методі зосереджених мас. Зосереджені маси мають інерційні властивості та здатність накопичувати кінетичну енергію. Їх називають інерційними елементами. Стан зосереджених мас характеризується фазовими координатами типу потоку. Зазвичай це геометричні координати, що дозволяють визначати положення цих мас.

На рис. 2.1 представлена розрахункова схема коливальної системи трактора МТЗ-1221.

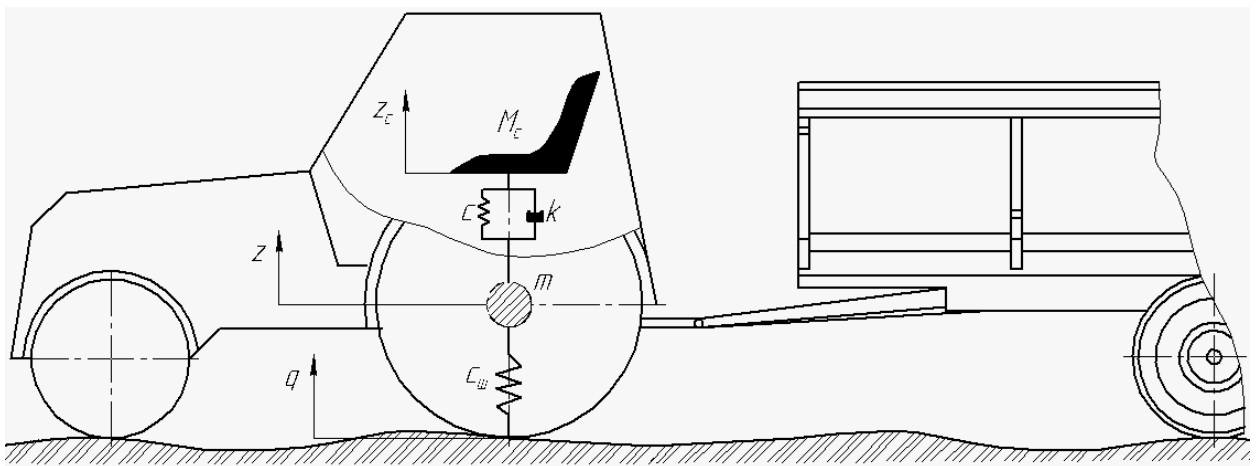


Рис. 2.1. Розрахункова схема.

Оскільки у трактора МТЗ-1221 вертикальна вісь кріплення підвіски сидіння розташована близько до осі заднього моста, то підресорювання переднього моста трактора не матиме значного впливу на вертикальні коливання підвіски сидіння. Таким чином, розрахункова схема коливальної

системи трактора МТЗ-1221 може бути представлена у вигляді двомасової моделі.

Розрахункова схема (рис. 2.1) являє собою повністю симетричну підресорену систему, за допомогою якої можна визначити вертикальні коливання сидіння оператора: M_c – підресорена сумарна маса сидіння та оператора; m – непідресорена маса заднього моста трактора; c – жорсткість пружного елемента підвіски сидіння оператора; $c_{ш}$ – сумарна жорсткість шин заднього моста трактора МТЗ-1221; k – коефіцієнт демпфірування підвіски сидіння оператора; z_c – переміщення сидіння оператора у вертикальному напрямку; z – переміщення заднього моста трактора у вертикальному напрямку; q – нерівності поверхні дороги під задніми колесами трактора.

Тут не враховуються лише втрати на внутрішнє тертя в шинах, якими можна знехтувати, та запізнення впливу на задні колеса відносно передніх.

Дана розрахункова схема (рис. 2.1) описується системою диференціальних рівнянь, які можуть бути отримані на основі рівняння Лагранжа 2-го роду і являють собою систему звичайних диференціальних рівнянь 2-го порядку [18]:

$$\bar{F}(\ddot{q}, \dot{q}, \bar{q}, t) = 0 \quad (2.1)$$

До системи (2.1) входить n диференціальних рівнянь, де n – кількість ступенів свободи системи.

Система диференціальних рівнянь (для розрахункової схеми рис. 2.1) коливальної системи трактора МТЗ-1221 (рис. 2.1), отриманих на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду, має вигляд [17]:

$$\left. \begin{aligned} M_c \cdot \ddot{z}_c + k \cdot \dot{z}_c + c \cdot z_c - k \cdot \dot{z} - c \cdot z &= 0 \\ m \cdot \ddot{z} + k \cdot \dot{z} + c_o \cdot z - k \cdot \dot{z}_c - c \cdot z_c &= c_{ш} \cdot q \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

де $c_o = c + c_{ш}$.

З системи рівнянь (2.2) видно, що вертикальні коливання підресореної та неподресореної мас пов'язані, тобто коливання неподресореної маси супроводжуватимуться коливаннями підресореної маси і навпаки.

На підставі даних рівнянь можуть бути отримані передавальні функції коливальної системи трактора та амплітудно-частотна характеристика підвіски сидіння, за допомогою яких можна визначити рівні коливань на сидінні оператора під час руху трактора МТЗ-1221 по ґрунтовій дорозі.

2.2. Розрахунок амплітудно-частотної характеристики підвіски сидіння трактора МТЗ-1221

Для визначення найбільш раціонального вибору параметрів підвіски сидіння трактора необхідно використовувати амплітудно-частотні характеристики динамічної системи підресорювання, оскільки амплітудно-частотна характеристика системи або елемента являє собою залежність відношення амплітуд усталених коливань вихідної та вхідної величин від частоти.

Амплітудно-частотні характеристики динамічної системи можна отримати з її передавальних функцій, які, у свою чергу, можуть бути отримані шляхом перетворення системи диференціальних рівнянь (2.2) за Лапасом [17]:

$$\left. \begin{aligned} (M_c \cdot s^2 + k \cdot s + c) \cdot z_c(s) - (k \cdot s + c) \cdot z(s) &= 0 \\ (m \cdot s^2 + k \cdot s + c_o) \cdot z(s) - (k \cdot s + c) \cdot z_c(s) &= c_{ui} \cdot q(s) \end{aligned} \right\}, \quad (2.3)$$

де $z_c(s)$, $z(s)$ та $q(s)$ – лапласові зображення координат z_c , z та q відповідно; $s = \sigma + i \cdot \omega$ – комплексна частота;

$\sigma > 0$ – дійсне число; $i = \sqrt{-1}$ – уявна одиниця; ω – частота, с^{-1} .

З останньої системи рівнянь можна визначити передавальні функції від дороги до вертикального переміщення підресореної маси, від дороги до вертикального переміщення непідресореної маси та від вертикального переміщення непідресореної маси до вертикального переміщення підресореної маси, які дорівнюють відповідно [17]:

$$\left. \begin{aligned} W_{Z_C}(s) &= \frac{z_C(s)}{q(s)} = \frac{c_{uu} \cdot (k \cdot s + c)}{(M_C \cdot s^2 + k \cdot s + c) \cdot (m \cdot s^2 + k \cdot s + c_0) - (k \cdot s + c)^2} \\ W_Z(s) &= \frac{z(s)}{q(s)} = \frac{c_{uu} \cdot (M_C \cdot s^2 + k \cdot s + c)}{(M_C \cdot s^2 + k \cdot s + c) \cdot (m \cdot s^2 + k \cdot s + c_0) - (k \cdot s + c)^2} \\ W_{Z'_C}(s) &= \frac{z_C(s)}{z(s)} = \frac{c_{uu} \cdot (k \cdot s + c)}{c_{uu} \cdot (M_C \cdot s^2 + k \cdot s + c)} \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Для отримання амплітудно-частотних характеристик динамічної системи достатньо перейти від перетворення Лапласа до перетворення Фур'є, тобто прирівняти $s = i \cdot \omega$ і зробити відповідні заміни в рівняннях (2.4) [17]:

$$\left. \begin{aligned} W_{Z_C}(\omega) &= \frac{c_{uu} \cdot (k \cdot (i \cdot \omega) + c)}{(M_C \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c) \cdot (m \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c_0) - (k \cdot (i \cdot \omega) + c)^2} \\ W_Z(\omega) &= \frac{c_{uu} \cdot (M_C \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c)}{(M_C \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c) \cdot (m \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c_0) - (k \cdot (i \cdot \omega) + c)^2} \\ W_{Z'_C}(\omega) &= \frac{c_{uu} \cdot (k \cdot (i \cdot \omega) + c)}{c_{uu} \cdot (M_C \cdot (i \cdot \omega)^2 + k \cdot (i \cdot \omega) + c)} \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Для проведення розрахунку амплітудно-частотних характеристик необхідно мати значення параметрів заданої коливальної системи. На підставі того, що прототипом є трактор МТЗ-1221, приймемо наступні значення параметрів: $c = 7950$ Н/м; $c_{uu} = 650000$ Н/м; $k = 1350$ Н·с /м, $M_C = 80$ кг.

Маса трактора МТЗ-1221, що має колісну формулу 4х4, 2-го тягового класу, розподіляється по осях наступним чином: 40 % маси припадає на передню вісь і 60 % на задню [10]. Таким чином, якщо врахувати, що експлуатаційна маса трактора МТЗ-1221 становить $m_s = 5300$ кг [8], то на його задню вісь припадатиме маса $m = 3180$ кг. З урахуванням заданої технологічної операції (транспортні роботи) на задню вісь трактора розподілятиметься частина маси повністю завантаженого напівпричепа (Кобзаренко), частка якої приблизно становить 1485 кг [21]. На підставі наведених даних задня вісь трактора зазнаватиме навантаження масою $m = 4665$ кг.

На рисунку 2.2 представлено графік амплітудно-частотної характеристики підвіски сидіння при різній жорсткості пружного елемента (розрахунки проводилися в математичному пакеті MathCAD на EOM).

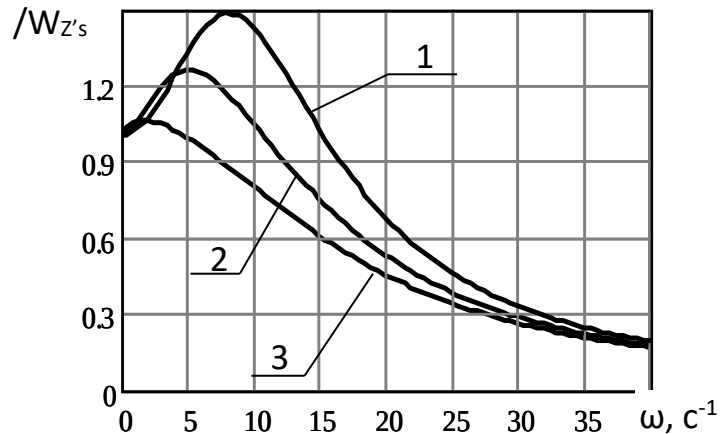


Рис. 2.2. Амплітудно-частотна характеристика підвіски сидіння трактора МТЗ-1221 при різній жорсткості пружного елемента: 1 – $c = 8000$ Н/м; 2 – $c = 4000$ Н/м; 3 – $c = 1000$ Н/м.

З представленої залежності (рис. 2.2) видно, що зі зниженням жорсткості пружного елемента підвіски сидіння зменшується амплітуда переміщень в області низькочастотного резонансу, причому його область зміщується вліво. В області високочастотного резонансу величина прискорень майже не зменшується, але звужується область високочастотних коливань. Таким чином, при зниженні жорсткості пружного елемента поліпшується плавність ходу, тобто знижується вплив вібрації на оператора ТТА. Однак надмірне зниження жорсткості пружного елемента може призвести до пробивання підвіски, що також свідчить про те, що для досягнення сприятливих умов роботи оператора ТТА необхідно застосовувати пружні елементи з нелінійною характеристикою, що дозволяють прогресивно збільшувати жорсткість підвіски сидіння на крайніх ділянках, при зниженій жорсткості на середній ділянці пружної характеристики [19].

Одним з основних показників, за яким визначають допустимі рівні вібрації на робочому місці оператора, є прискорення підресореної маси (сидіння разом з оператором) $\ddot{z}_c$. Нормування допустимих рівнів вібрації

проводиться за середньоквадратичним значенням прискорень у заданому частотному діапазоні (в октавному або 1/3 октавному).

Для визначення середньоквадратичних значень прискорень на сидінні оператора необхідно мати енергетичні спектри даного параметра.

2.3. Розрахунок енергетичного спектра впливу нерівностей опорної поверхні на колісний рушій трактора МТЗ-1221

Вплив нерівностей опорної поверхні на рухомий ТТА має випадковий характер, тому розрахунок підресореної системи необхідно базувати на статистичній динаміці. На основі статистичної теорії підресорення можна визначити максимальні значення прискорень у будь-якій точці даної системи.

Перший принцип статистичної теорії підресорювання полягає в тому, що початковим ланкою для розрахунку системи підресорювання служить мікропрофіль реальної дороги, який є однією конкретною реалізацією випадкової функції. Рух машини по мікропрофілю дороги розглядають як стаціонарний випадковий процес, тобто такий, що не залежить від початку відліку часу. Другий принцип цієї теорії полягає в тому, що випадкову функцію впливу за допомогою інтеграла Фур'є представляють у вигляді комплексного неперервного спектра. Однак при розрахунках зручно користуватися не спектром випадкової функції, а спектром кореляційної функції стаціонарного випадкового процесу, який є енергетичним спектром, пропорційним квадратам амплітуд. Для стаціонарних випадкових процесів такими характеристиками є кореляційна функція та спектральна щільність (енергетичний спектр) [15].

При проведенні даних розрахунків потрібно знати характер зовнішніх збурень і відповідно до обраного методу розрахунку вміти відтворювати їх.

Основними джерелами низькочастотних коливань трактора є нерівності шляху. Як показують багато досліджень [12], вони мають імовірнісний, випадковий характер. Це відбувається тому, що в ні властивості ґрунту від ділянки до ділянки не є постійними, швидкість обробки та характер впливу

робочих агрегатів на ґрунт також коливаються в певних межах. Тому для опису характеристик зовнішніх впливів на ТТА останнім часом широко застосовують імовірнісні методи [15], на основі яких можуть бути отримані функції розподілу нерівностей дороги або нормовані кореляційні функції.

Використовуючи перетворення Фур'є для кореляційної функції, можна отримати рівняння для визначення енергетичного спектра (спектральної щільності) впливу нерівностей поверхні під колісним рухомим засобом.

Маючи статистичні дані мікропрофілю ґрунтової дороги (табл. 2.1) [12], можна розрахувати енергетичний спектр впливу її нерівностей на колісний рушій трактора МТЗ-1221 [15]:

$$S_q(\omega) = 2 \cdot R_q(0) \cdot \left[\frac{A_1 \cdot \alpha_1 \cdot (\alpha_1^2 + \beta_1^2 + \omega^2)}{\omega^4 + 2 \cdot (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cdot \omega^2 + (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} \right], \text{ м}^2 \cdot \text{с} \quad (2.6)$$

де α і β – коефіцієнти кореляційного зв'язку (при $V = 1$ м/с), м^{-1} ;

A_1 та A_2 – безрозмірні коефіцієнти, де $A_1 + A_2 = 1$;

τ – час кореляційного зв'язку, с; $R_q(0)$ – дисперсія, м^2 .

Таблиця 2.1 – Статистичні дані мікропрофілю ґрунтової дороги

Тип дороги	Значення параметрів				
	$R_q(0), \text{см}^2$	A_1	A_2	$\alpha_1, \text{с}^{-1}$	$\beta_1, \text{с}^{-1}$
Ґрунтова	1,85...7,73	1,0	0,0	0,19...0,78	0,49...0,75

Коефіцієнти кореляційного зв'язку зі збільшенням швидкості руху зростають. Значення коефіцієнтів α і β для різних швидкостей руху можна визначити за їхніми значеннями при швидкості руху $V = 1$ м/с, користуючись такими співвідношеннями:

$$\alpha = \alpha_1 \cdot V; \beta = \beta_1 \cdot V, \quad (2.7)$$

де α_1 і β_1 – значення коефіцієнтів при швидкості руху ($V = 1$ м/с);

V – поточне значення швидкості, при якому визначаються α і β .

Розрахунок спектральної щільності впливу нерівностей ґрунтової дороги зручно проводити на ЕОМ за допомогою математичного пакету MathCAD (додаток В). На рисунку 2.3 за формулою (2.6) побудовано графік енергетичного спектра впливу нерівностей ґрунтової дороги при русі трактора МТЗ-1221 зі швидкістю (V) 9, 12 і 18 км/год.

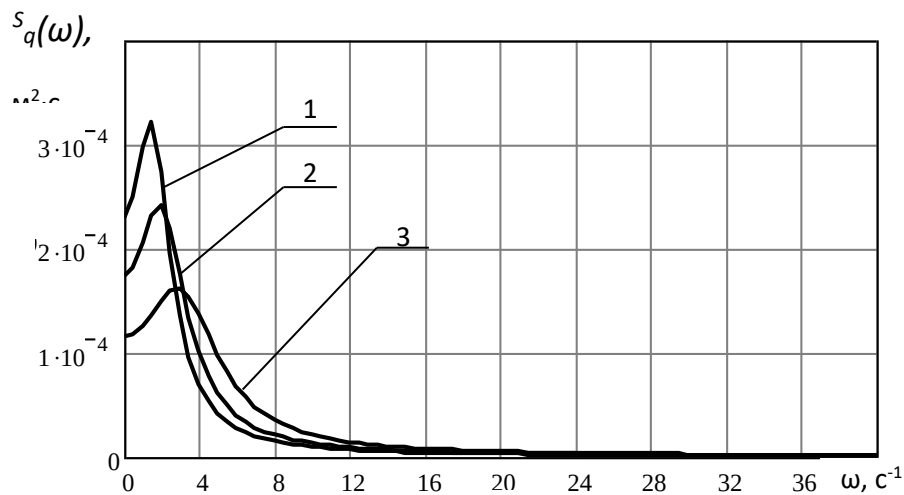


Рис.2.3. Енергетичний спектр ґрунтової дороги: 1 – $V = 14$ км/год; 2 – $V = 20$ км/год; 3 – $V = 30$ км/год.

Аналізуючи графіки енергетичних спектрів ґрунтової дороги (рис. 2.3), можна зробити висновок про те, що їхня функція зі збільшенням частоти ω спадає і при збільшенні швидкості її максимальні значення зміщуються в зону більш високих частот, а також що при частотах вище 16 c^{-1} функція спектральної щільності має невеликі значення. Все це є результатом того, що нерівності поверхні ґрунтової дороги не в змозі збуджувати високочастотні коливання динамічної системи трактора МТЗ-1221.

2.4. Визначення раціональних параметрів підвіски сидіння трактора МТЗ-1221

Одним із способів вирішення проблеми підресорювання сучасних тракторів є застосування пружних і демпфуючих елементів з нелінійною характеристикою або комбінованих пневмогідравлічних систем підресорювання, що поєднують у собі пружні та демпфуючі властивості.

Інтенсивність коливального процесу динамічної системи залежить від характеру зовнішнього впливу та властивостей самої системи. Тому для оцінки системи підресорювання необхідні дві характеристики: впливу аграфона та динамічної системи. Для оцінки динамічної системи в якості операторів будемо брати її передавальні функції (частотні характеристики), оскільки за ними

зручно визначати будь-який параметр на виході системи. Достатньо енергетичний спектр помножити на квадрат модуля частотної характеристики будь-якого параметра (переміщення, швидкості, прискорення), щоб на виході отримати енергетичний спектр цього параметра (переміщення, швидкості або прискорення), (рис. 2.4), [15].

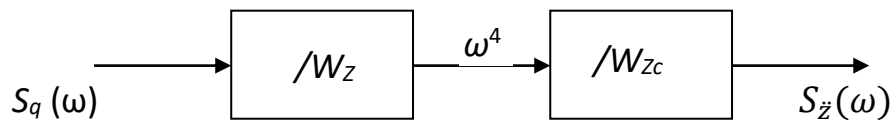


Рис. 2.4. Система перетворень.

Таким чином, щоб визначити спектральну щільність переміщень S_{Zc} на сидінні оператора, необхідно енергетичний спектр впливу нерівностей ґрунтової дороги помножити на квадрат модуля амплітудно-частотної характеристики динамічної системи трактора [15]:

$$S_{Zc} = |W_{Zc}(\omega)|^2 \cdot S_q, \text{ м}^2 \cdot \text{с} \quad (2.8)$$

Для визначення спектральної щільності прискорень $S_{\ddot{Z}c}$ на сидінні оператора достатньо спектральну щільність переміщень S_{Zc} помножити на частоту в четвертому ступені ω^4 [15]:

$$S_{\ddot{Z}c} = S_{Zc} \cdot \omega^4, \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-3} \quad (2.9)$$

Рівняння (2.9) може бути використано для знаходження раціональних параметрів пневмогідравлічної підвіски сидіння за критерієм: мінімум прискорень і мінімум спектральної щільності енергетичного впливу на оператора ТТА.

З літературних джерел відомо, що мінімум прискорень коливань спостерігається при мінімальній дисперсії [15]:

$$D = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{\omega=0}^{\omega=40} S_{\ddot{Z}c}(\omega) d\omega \rightarrow \min \quad (2.10)$$

Зміною (підбором) параметрів пневмогідравлічної системи підресорування сидіння оператора (жорсткості та коефіцієнта демпфірування) можна досягти мінімуму дисперсії прискорень. Дане рішення було реалізовано чисельним методом у математичному пакеті MathCAD. При проведенні розрахунку (на ЕОМ) щодо пошуку раціональних поєднань змінних параметрів

пневмогідравлічної підвіски сидіння з метою мінімізації рівня коливань були задані максимальні та мінімальні значення жорсткості та коефіцієнта демпфірування. У таблиці 2.2. наведено вихідні значення параметрів, використані при проведенні розрахунку, та отримані в результаті цього розрахунку значення дисперсії прискорень на сидінні оператора.

Таблиця 2.2 – Дані проміжних і раціональних значень параметрів пневмогідравлічної підвіски сидіння, отримані в результаті розрахунку

№	Жорсткість пружного елемента c , Н/м	Коефіцієнт демпфірування k , Н·с/м	Дисперсія прискорень на сидінні D_c , $m^2 \cdot s^{-4}$
1	3000	150	7,3835
		300*	6,3656
		450	7,6086
		600	9,4128
		750	11,4459
		900	13,6016
		1050	15,8347
2	5000	150	16,3416
		300	10,7601
		450*	10,4878
		600	11,5356
		750	13,1184
		900	14,9783
		1050	17,0031
3	7000	150	29,0679
		300	16,9487
		450	14,5220
		600*	14,5105
		750	15,4695
		900	16,9218
		1050	18,6607
4	10000	150	54,2283
		300	29,2245
		450	22,5648
		600	20,4794
		750*	20,2180
		900	20,8711
		1050	22,0465
5	13000	150	83,8632
		300	42,5266
		450	32,7083
		600	28,1174
		750	26,3707
		900*	26,0325
		1050	26,4984

*Раціональні значення параметрів пневмогідравлічної підвіски сидіння.

На основі отриманих даних було побудовано графік раціональних значень коефіцієнта демпфірування k для різної жорсткості підвіски сидіння (рис. 2.5).

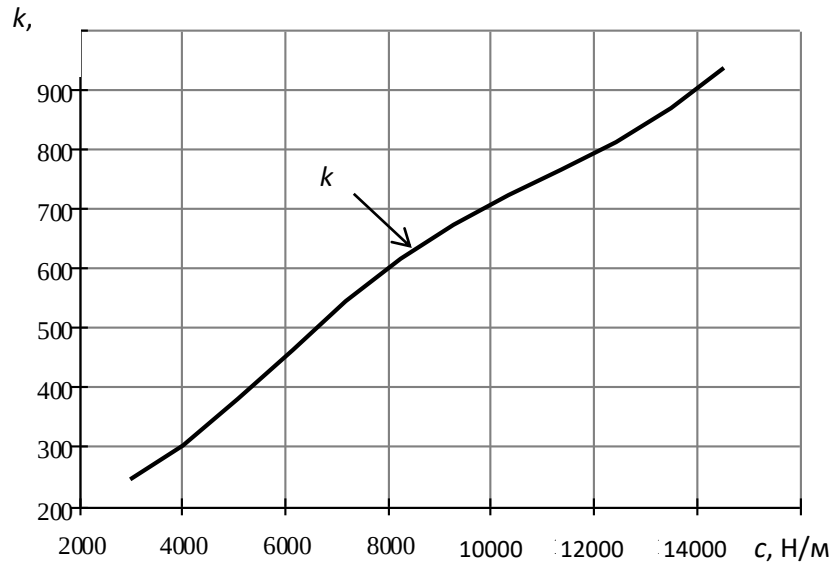


Рис. 2.5 Графік раціональних значень коефіцієнта демпфірування k для різної жорсткості підвіски сидіння

Графік, представлений на рис. 2.5, може бути використаний при визначенні значень коефіцієнта демпфірування пневмогідравлічної підвіски сидіння трактора МТЗ-1221 з нелінійною пружною характеристикою.

2.5. Порівняльний розрахунок щодо визначення ефективності використання трактора МТЗ-1221 у транспортних операціях з пневмогідравлічною підвіскою сидіння

На підставі розрахункової схеми коливальної системи трактора МТЗ-1221 та статистичних даних нерівностей ґрунтової дороги були отримані передавальні функції та енергетичний спектр впливу нерівностей під колесами рухомого засобу. За допомогою рівняння (2.9) можна визначити спектральні щільності прискорень на сидінні оператора, а вже за ними, використовуючи рівняння дисперсії (2.10), визначити середньоквадратичні значення (СКЗ) вертикальних прискорень на сидінні в октавних смугах частот.

У порівнянні зі значеннями, встановленими санітарними нормами [14], отримані дані дозволяють проаналізувати ефективність використання трактора МТЗ-1221 у транспортних операціях при різних швидкостях руху.

Рекомендована швидкість руху ТТА по ґрунтовій дорозі відповідно до довідкових даних становить 9 – 18 км/год [4]. Тому визначення СКЗ вертикальних прискорень на сидінні оператора буде проводитися при швидкостях руху трактора МТЗ-1221: 9, 12 і 18 км/год.

Вихідні дані для розрахунку коливального руху трактора МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння обрано за прототипом (додаток А, таблиця А.1), а для розрахунку трактора МТЗ-1221 з пневмогідравлічною (дослідною) підвіскою сидіння вихідними даними є значення раціональних параметрів, отримані в результаті розрахунку (розділ 2.4). Розрахунок було виконано в програмному середовищі MathCAD для різних швидкостей руху (9, 12 і 18 км/год) трактора МТЗ-1221 по ґрунтовій дорозі.

У таблиці 2.3 наведено отримані в результаті розрахунку значення вертикальних середньоквадратичних прискорень на сидіннях трактора МТЗ-1221 (серійному та пневмогідравлічному).

За даними розрахунку (таблиця 2.3) видно, що максимальні значення середньоквадратичних прискорень у вертикальному напрямку в обох випадках знаходяться у другій октаві із середньгеометричною частотою 2 Гц. Це спостерігається під час руху трактора МТЗ-1221 на всіх обраних швидкостях (9, 12 і 18 км/год) по ґрунтовій дорозі. Характерне збільшення СКЗ прискорень у другій октавній смузі частот пов'язане з резонуючим фактором, який виникає внаслідок збігу частоти збурювального впливу мікропрофілю ґрунтової дороги та частоти власних коливань підвіски сидіння.

Таблиця 2.3. – Рівні вертикальних СКЗ прискорень на сидінні оператора в октавних діапазонах частот під час руху трактора МТЗ-1221 по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 9, 12 і 18 км/год.

На сидінні оператора ТТА на базі трактора МТЗ-1221:	Вертикальні СКЗ прискорень a , $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$			
	Центральна частота октавного діапазону f , Гц			
	1	2	4	8
	при швидкості руху $V = 9$ км/год			
з серійною підвіскою	0,176	0,694	0,356	0,082
з дослідною підвіскою	0,205	0,509	0,180	0,043
за СН 2.2.4/2.1.8.566-96	1,100	0,790	0,570	0,600
	при швидкості руху $V = 12$ км/год			
	1	2	4	8
	при швидкості руху $V = 12$ км/год			
	1	2	4	8
з серійною підвіскою	0,201	0,780	0,413	0,095
з дослідною підвіскою	0,236	0,594	0,209	0,049
за СН 2.2.4/2.1.8.566-96	1,100	0,790	0,570	0,600
	при швидкості руху $V = 18$ км/год			
	1	2	4	8
	при швидкості руху $V = 18$ км/год			
	1	2	4	8
з серійною підвіскою	0,275	1,133	0,512	0,117
з дослідною підвіскою	0,324	0,733	0,259	0,061
за СН 2.2.4/2.1.8.566-96	1,100	0,790	0,570	0,600

На рис. 2.6, 2.7 і 2.8 показано графіки СКЗ вертикальних прискорень на сидіннях трактора МТЗ-1221 та нормативні значення рівнів загальної вібрації 1-ї категорії у вертикальному напрямку [14]. Значення вертикальних середньоквадратичних прискорень на сидінні трактора МТЗ-1221 під час руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю $V = 9$ км/год. Значення вертикальних середньоквадратичних прискорень на сидінні трактора МТЗ-1221 під час руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю $V = 12$ км/год.

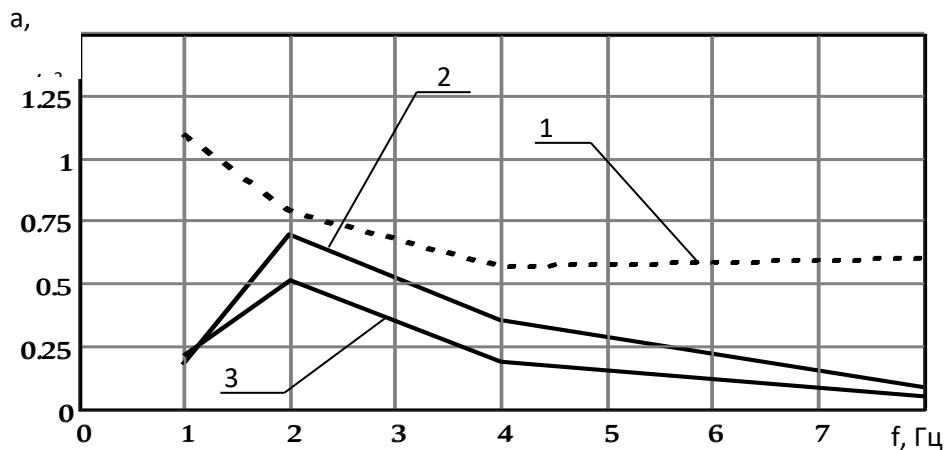


Рис. 2.6. Розрахункові СКЗ прискорень в октавних смугах частот: 1 – нормативні рівні СКЗ прискорень за СН 2.2.4/2.1.8.566-96; 2 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з серійною підвіскою; 3 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з пневмогідравлічною підвіскою.

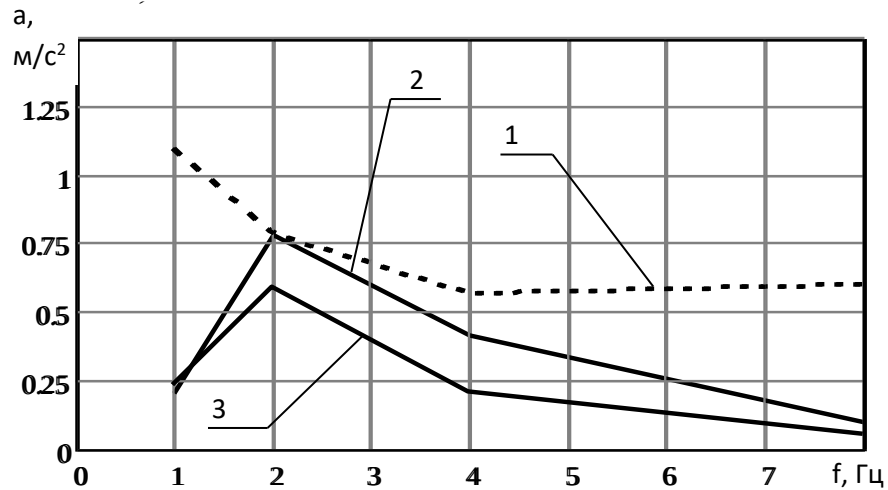


Рис. 2.7. Розрахункові СКЗ прискорень в октавних смугах частот: 1 – нормативні рівні СКЗ прискорень за СН 2.2.4/2.1.8.566-96; 2 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з серійною підвіскою; 3 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з пневмогідравлічною підвіскою.

Значення вертикальних середньоквадратичних прискорень на сидінні трактора МТЗ-1221 під час руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю $V = 18$ км/год.

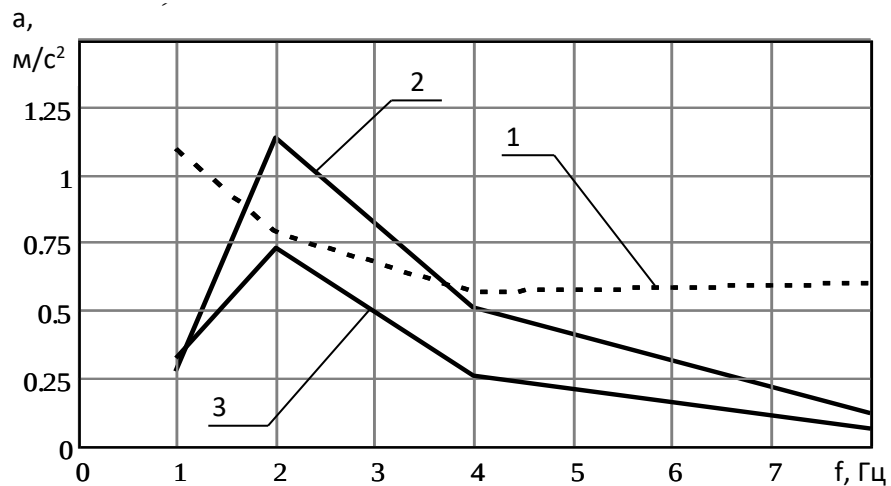


Рис. 2.8. Розрахункові СКЗ прискорень в октавних смугах частот: 1 – нормативні рівні СКЗ прискорень за СН 2.2.4/2.1.8.566-96; 2 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з серійною підвіскою; 3 – рівні СКЗ прискорень на сидінні з пневмогідравлічною підвіскою.

З представлених графіків видно, що основна енергія коливань зосереджена у другій октаві із середньгеометричною частотою $f = 2$ Гц і при підвищенні швидкості руху трактора МТЗ-1221 від 9 до 12 км/год значення

середньоквадратичних прискорень збільшуються у всьому частотному діапазоні, причому на сидінні з пневмогідравлічною підвіскою ці значення не перевищують меж, встановлених санітарними нормами [14].

Висновки по розділу

1. На підставі розрахункової схеми коливальної системи трактора МТЗ-1221 та статистичних даних нерівностей ґрунтової дороги були отримані передавальні функції та енергетичний спектр впливу нерівностей під колесами рухомого засобу.

2. У результаті розрахунків була отримана амплітудно-частотна характеристика підвіски сидіння при різній жорсткості пружного елемента.

3. В результаті проведених розрахунків були визначені раціональні значення параметрів пневмогідравлічної підвіски сидіння трактора МТЗ-1221.

4. На підставі отриманих залежностей СКЗ прискорень на сидіннях оператора, при русі ТТА по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 9, 12 і 18 км/год, можна зробити висновок про те, що при використанні на тракторі МТЗ-1221 пневмогідравлічної підвіски сидіння його швидкість руху може досягати 18 км/год відповідно до вимог, встановлених санітарними нормами, тоді як при експлуатації трактора з серійною підвіскою його робоча швидкість не повинна перевищувати 12 км/год.

РОЗДІЛ 3

ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ СІДІННЯ ТРАКТОРА МТЗ-1221

3.1. Патентний пошук

Важливою обставиною при розробці теми дипломного проекту була низька ефективність віброзахисних систем, а зокрема підвісок сидіння серійно випускаються тракторів сільськогосподарського призначення. У зв'язку з цим було прийнято рішення щодо вдосконалення системи підресорювання сидіння колісного трактора МТЗ-1221.

З цією метою було проведено патентний пошук різних типів пристроїв підресорювання робочого місця оператора транспортних засобів. Глибина патентного пошуку становить 20 років. Огляд нових конструкцій, прийнятих до розгляду та отримали позитивне рішення щодо видачі патенту, було проведено за допомогою електронних ресурсів світової мережі Інтернет. У процесі патентного пошуку було вивчено патентну документацію та опис винаходів до авторських свідоцтв.

На основі вивченої інформації було проведено короткий аналіз існуючих конструкцій систем підресорення підвісок сидінь. Найбільш раціональні рішення наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Анотація технічних рішень (довідка про патентний пошук)

Предмет пошуку (об'єкт) його складові частини	Країна видачі та номер документа	Суть заявленого технічного рішення та цілі його створення (за описом винаходу або опублікованою заявкою)
1. Віброзахисний пристрій транспортного засобу	А.С. №1364510	Винахід відноситься до транспортної техніки і може бути використаний для гасіння коливань підресорених мас наземних транспортних засобів, а зокрема сидінь водіїв. Віброзахисний пристрій підресореної маси транспортного засобу містить встановлені між основою та підресореною масою пружний елемент, датчик перетворення відносної лінійної швидкості підресореної маси та основи і гідроамортизатор двосторонньої дії з двома робочими камерами. Останні пов'язані через зворотні клапани з баком і між собою сполучними каналами через регульований дросель, що приводиться в дію електромеханічним перетворювачем, з'єднаним з блоком керування, підключеним до датчика.
2. Пристрій для керування системою активного віброзахисту сидіння транспортного засобу	А.С. №656888	Винахід відноситься до пристроїв для підвищення комфорту транспортних засобів, зокрема, до сидінь, оснащених системою активного віброзахисту. Мета винаходу — підвищення надійності пристрою шляхом підвищення його чутливості до зовнішніх збурюючих впливів. Пропонований пристрій оснащений датчиком відносного переміщення сидіння, а в блок керування введені

		диференціюючі ланки та віднімальний елемент з двома входами, один з яких з'єднаний з датчиком абсолютного прискорення основи підвіски сидіння.
3. Активна підвіска сидіння транспортного засобу	А.С. №1180278	Підвіска сидіння, що містить сидіння, пов'язане з основою за допомогою двох розташованих по його боках паралелограмних направляючих пристроїв, гідравлічний гаситель коливань і механізм керування гасителем, виконаний у вигляді дроселюючого гідророзподільника зі слідкуючим пристроєм, оснащеним вантажем з важелем, з'єднаним з урівноважувальним пристроєм, а також напірну та зливну гідролінії, що відрізняється тим, що з метою розширення частотного діапазону віброзахисту нижні важелі паралелограмних направляючих пристроїв з'єднані за допомогою вала з гідравлічним гасителем коливань.
4. Віброзахисний пристрій транспортного засобу	А.С. №1258725	Винахід відноситься до транспортного та сільськогосподарського машинобудування і може бути використаний для захисту від вібрації механізмів та людини-оператора самохідних машин. Мета — підвищення ефективності віброзахисту та надійності віброзахисного пристрою. Віброзахисний пристрій містить підресорену масу з встановленим на ній датчиком вібрації, направляючий механізм, пружний елемент і гідроамортизатор.

5. Пристрій підресорення сидіння	А.С. №1237496	Винахід відноситься до транспортного машинобудування, переважно до автоматичних пристроїв підресорення сидіння транспортних засобів. Мета винаходу – з и підвищення ефективності гасіння коливань сидіння. Воно оснащено другим виконавчим циліндром, що спирається на раму транспортного засобу, шток якого через пружину пов'язаний із середньою частиною важеля-суматора.
6. Пневмогідравлічна підвіска сидіння транспортного засобу	А.С. №1710385	Винахід відноситься до транспортного машинобудування. Мета винаходу — забезпечення комфорту. Підвіска містить платформу сидіння, з'єднану з кронштейном основи за допомогою паралелограмного механізму, гідроциліндр зі штоком, шарнірно закріплений на тязі, розміщений у свою чергу у верхньому важелі паралелограмного механізму з можливістю переміщення. Це забезпечує нелінійну характеристику підвіски за рахунок розміщення точок опори та важелів паралелограмного механізму по обидва боки гідроциліндра.
7. Пневмогідравлічна підвіска сидіння	Патент №2279990	Винахід відноситься до транспортного машинобудування. Пневмогідравлічна підвіска сидіння транспортного засобу містить гідроциліндр із встановленим у ньому поршнем зі штоком, основу сидіння, з'єднану з гідроциліндром, який за допомогою штока пов'язаний з каркасом сидіння, основний та додатковий гідропневматичні акумулятори, що мають пневматичні та гідравлічні порожнини.

8. Сидіння транспортного засобу з підвіскою активного типу	Патент №56284	Конструкція підвіски відрізняється тим, що амортизуючий пристрій виконано у вигляді окремо розміщених між основою та верхньою парою планок циліндричної пружини, а також гідравлічного демпфера та додаткового активного пружного елемента у вигляді пневматич обохсторонньої дії з пневмосистемою, оснащеної системою електронного керування, що включає в себе датчик переміщення та датчик вібрації для відстеження середньоквадратичних прискорень, встановлений на каркасі сидіння.
--	---------------	--

Висновки за результатами пошуку.

З представлених технічних рішень найбільш раціональним для вдосконалення серійної конструкції підвіски сидіння трактора МТЗ-1221 є А.С. №1710385 «Пневмогідравлічна підвіска сидіння транспортного засобу» [3]. Дане технічне рішення прийнято за основу і буде використовуватися при розробці конструкції системи підресування сидіння оператора трактора МТЗ-1221.

3.2. Короткий опис конструкції та принципу дії пневмогідравлічної підвіски сидіння

На рис. 3.1 представлена конструкція проектованої підвіски сидіння оператора [3].

Принцип роботи даної конструкції полягає в наступному.

На рис. 3.1 показано положення статичної рівноваги, коли тяги та верхні важелі направляючого механізму 3 знаходяться горизонтально в одній площині. У цьому випадку передавальне відношення між переміщенням платформи 1 сидіння та штока 5 гідроциліндра 4 дорівнює максимальному значенню. У міру

відхилення платформи сидіння від положення статичної рівноваги, наприклад при русі вниз під дією тяги, проміжна вісь 8 разом зі штоком 5 переміщується вздовж верхніх важелів направляючого механізму 3. В результаті цього передавальне відношення зменшується, отже, приведена до платформи сидіння сила опору демпфера навіть при постійній відносній швидкості платформи сидіння та основи збільшується.

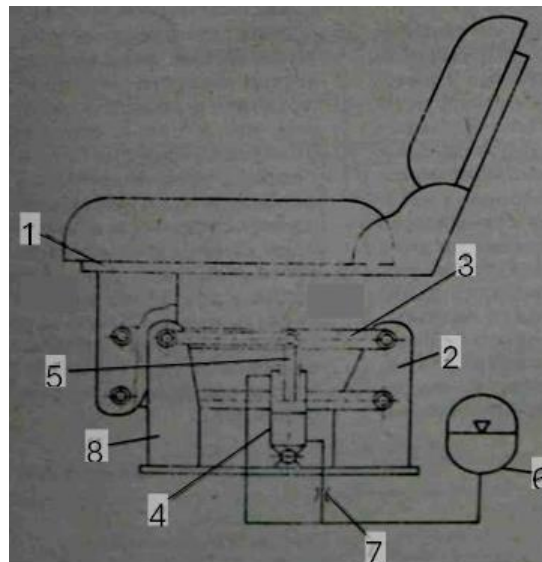


Рис. 3.1. Пневмогідравлічна підвіска сидіння (А.С. №1710385).

Математично це можна записати у такому вигляді:

$$P_B^c = P_B^g / I$$

де P_B^c – сила опору демпфера, приведена до платформи сидіння;

P_B^g – сила опору на штоку гідроциліндра;

I – передавальне відношення між переміщенням платформи сидіння та штока гідроциліндра.

При відхиленні платформи 1 сидіння від положення статичної рівноваги вгору відбувається аналогічне збільшення опору демпфера, оскільки в цьому випадку передавальне відношення зменшується. Крім того, крім збільшення опору демпфера при відхиленні платформи 1 сидіння від положення статичної рівноваги жорсткість підвіски також прогресивно зростає. Це пов'язано з тим, що зміна жорсткості, приведеної до платформи сидіння, визначається значенням передавального відношення. Підвіска сидіння забезпечує за рахунок нелінійності характеристики кращий комфорт для водія.

3.3. Розрахунок елементів конструкції проектованої підвіски сидіння

Усі конструкційні розрахунки (розрахунок осі на міцність, розрахунок болтового з'єднання кріплення ланки до осі, розрахунок ланки на міцність, розрахунок гільзи акумулятора на міцність, розрахунок поршня гідропневмоакумулятора на міцність) були виконані за допомогою комплексу програм APM WinMachine.

3.3.1. Розрахунок осі на міцність

Розрахунок міцності осі виконаємо за допомогою програми APM WinMachine.

Таблиця 3.2. – Вихідні дані

Радіальні сили					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Модуль, Н		Кут, град	
0	87,00	-500,00		0,00	
1	349,00	-500,00		0,00	
Осьові сили					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Значення, Н			
0	76,00	-1000,00			
1	359,00	1000,00			
Моменти кручення					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Значення, Нм			
0	86,00	15,00			
1	350,00	-15,00			
Реакції в опорах					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Вертикальна реакція, Н	Реакція горизонтал	Модуль Н	Кут, град
0	11,00	500,00	0,00	500,00	90,00
1	273,00	500,00	0,00	500,00	90,00

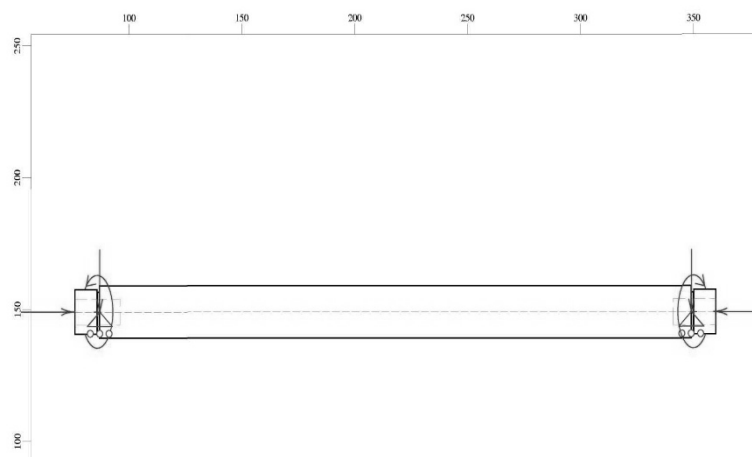


Рис. 3.2. Схема сил, що діють на вісь

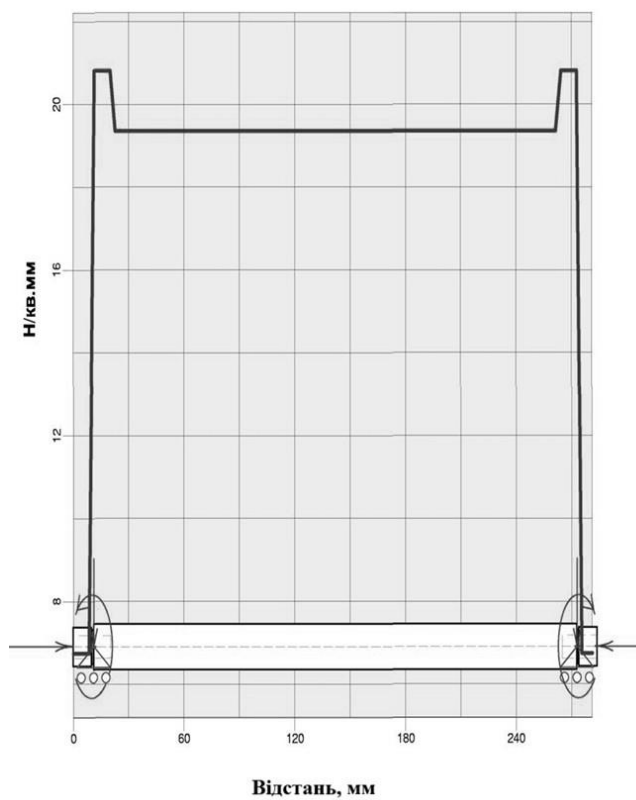


Рис. 3.3. Напруження, що виникають в осі.

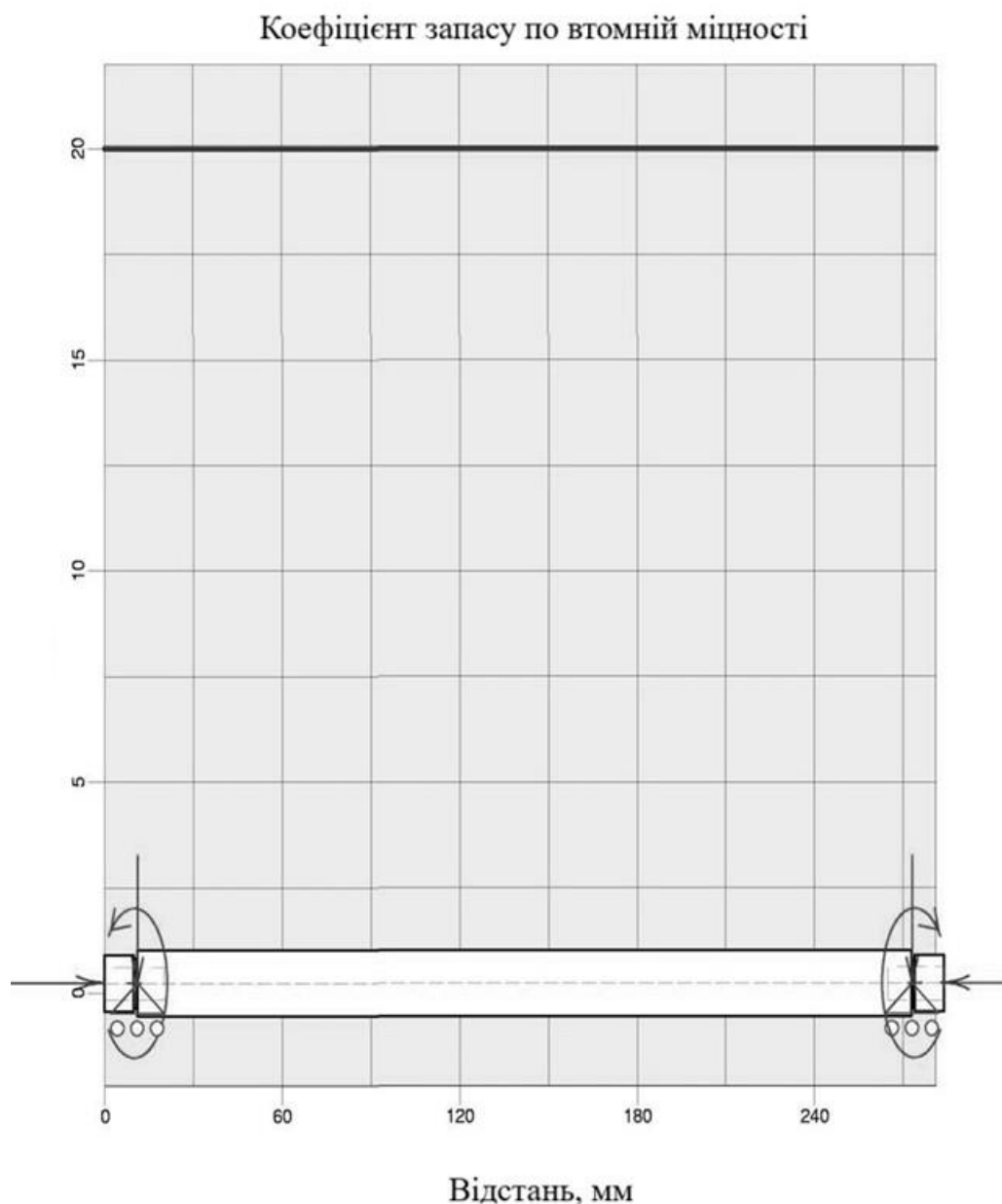


Рис. 3.4. Коефіцієнт запасу по втомній міцності.

Коефіцієнт запасу по втомній міцності становить 20.

3.3.2. Розрахунок болтового з'єднання кріплення ланки до осі

Розрахунок болтового з'єднання кріплення ланки до осі виконаємо на комп'ютері за допомогою програми WinJoint. Тип з'єднання вибираємо з зазором, тип розрахунку — проектний.

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3. - Вихідні дані

N	Координати [мм]		Дотична сила [Н]	Нормальна сила [Н]	
	X	Y			
0	160,00	300,00	997,73	0,00	
1	600,00	300,00	997,73	0,00	
N	Координати [мм]			Проекції [Н]	
	X	Y	Z	на x	на y
0	599,00	300,00	0,00	0,00	1000,00
1	160,00	301,00	0,00	0,00	-1000,00

Сумарні результати:

Площа поверхні стику 20000,000 кв.мм

Центр маси поверхні стику: X= 380,00 Y= 300,00 мм

Момент інерції стику відносно центральних осей

щодо горизонтальної осі 2666400,001 мм⁴

відносно вертикальної осі 416666400,001 мм⁴

Кут нахилу головних центральних осей 0,000

град

Сила затягування 7316,667 Н

Макс., навантаження на болт 997,727 Н

Максимальний тиск 0,732 МПа

Діаметр болта 12,000 мм

Момент закручування 18,810 Н*м

Момент тертя в різьбі 9,721 Н*м

Момент тертя на торці гайки 9,089 Н*м

Постійні параметри:

Коефіцієнт запасу на нерозкриття 1,100

Коефіцієнт запасу зсуву 1,100

Коефіцієнт основного навантаження 0,200

Коефіцієнт запасу текучості деталей кріплення 3,000

Межа плинності матеріалу деталей кріплення 400,000

МПа

Коефіцієнт тертя 0,150

З конструктивних міркувань приймаємо діаметр болта 12 мм . Сила затягування болтових з'єднань дорівнює 7317 Н.

3.3.3. Розрахунок ланки на міцність

Розрахуємо ланку на найбільш напружений стан і міцність за допомогою програми APM FEM2D.

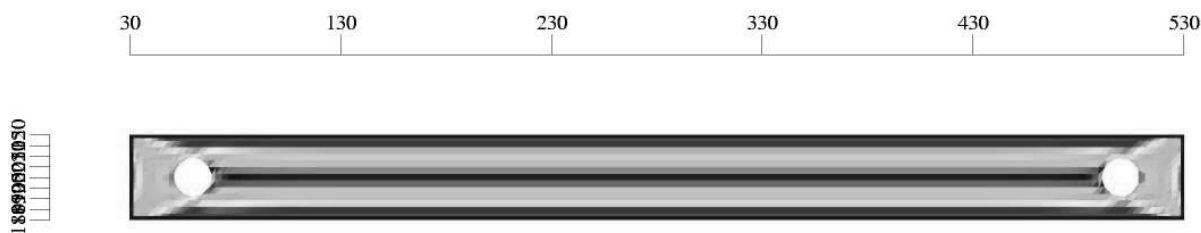


Рис. 3.5. - Схема сил, що діють на ланку

Діапазон кольорів напруження (МПа)



Рис. 3.6. Епюра напружень, що діють на важіль

Сумарні результати:

Площа 9551,681 кв.мм

Центр мас: $X = 279,983$ $Y = 200.070$ mm

Момент інерції:

навколо осі 2683174,303 мм⁴

навколо осі 393043314,911 мм⁴

Кут нахилу головних центральних осей 0,000 deg

Максимальне еквівалентне напруження 2,832 МПа

Коефіцієнт запасу міцності 141,248

Коефіцієнт запасу плинності 141,248

Параметри пластини:

Коефіцієнт пружності 200000,000 МПа

Коефіцієнт Пуассона 0,300

Товщина пластини 4.000 mm

Коефіцієнт запасу по втомній міцності становить 141

Таблиця 3.4. – Дотичні сили

N	Координати [мм]			Проекції [Н]	
	X	Y	z	на x	on y
0	499,00	200,00	0,00	0,00	1000,00
1	59,00	200,00	0,00	0,00	-1000,00

3.3.4. Розрахунок гільзи акумулятора на міцність

Тиск у пневмосистемі становить 0,2 МПа

Розрахунок міцності гільзи акумулятора виконаємо за допомогою програми APM WinMachine.

Таблиця 3.5. – Результати розрахунків

Осьові сили					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм		Значення, Н		
0	95,00		250,00		
1	258,00		-250,00		
Розподілені навантаження					
N	Ліва межа, мм	Права межа, мм	Питома сила на лівій межі, Н/мм	Питома сила на правій межі, Н/мм	
	12,00	168,00	-29,00	-29,00	
Реакції в опорах					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Вертикальна реакція, Н	Реакція горизонтальна, Н	Модуль Н	Кут, град
0	12,00	2244,60	0,00	2244,60	90,00
1	168,00	2244,60	0,00	2244,60	90,00

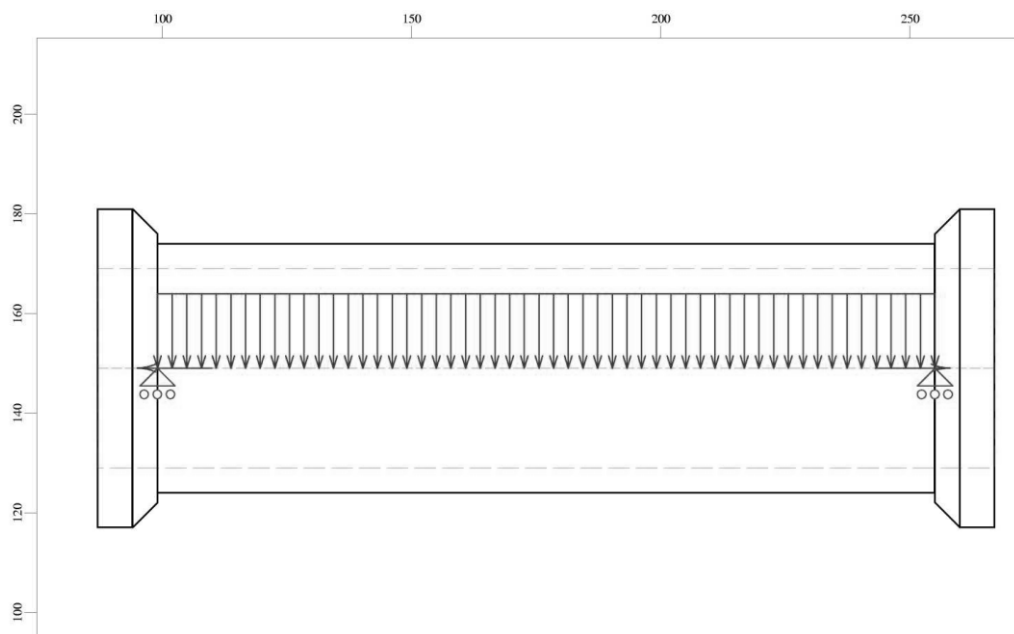


Рис. 3.7. Схема сил, що діють на гільзу акумулятора.

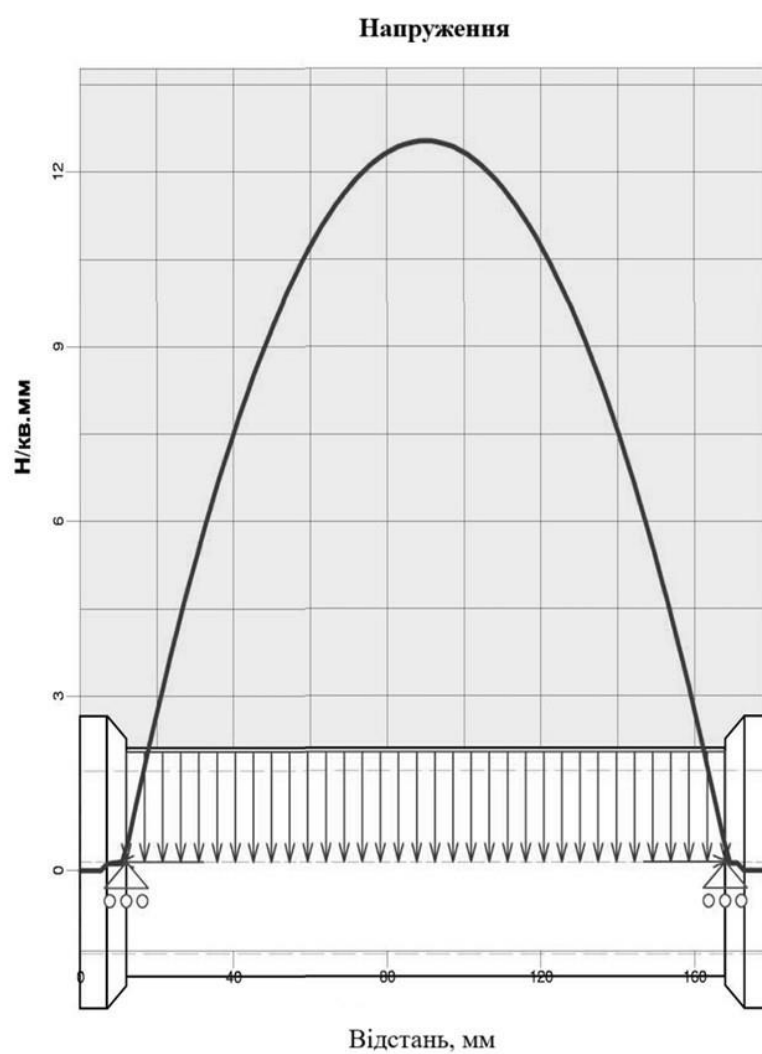


Рис. 3.8. Напруження, що виникають у гільзі акумулятора.

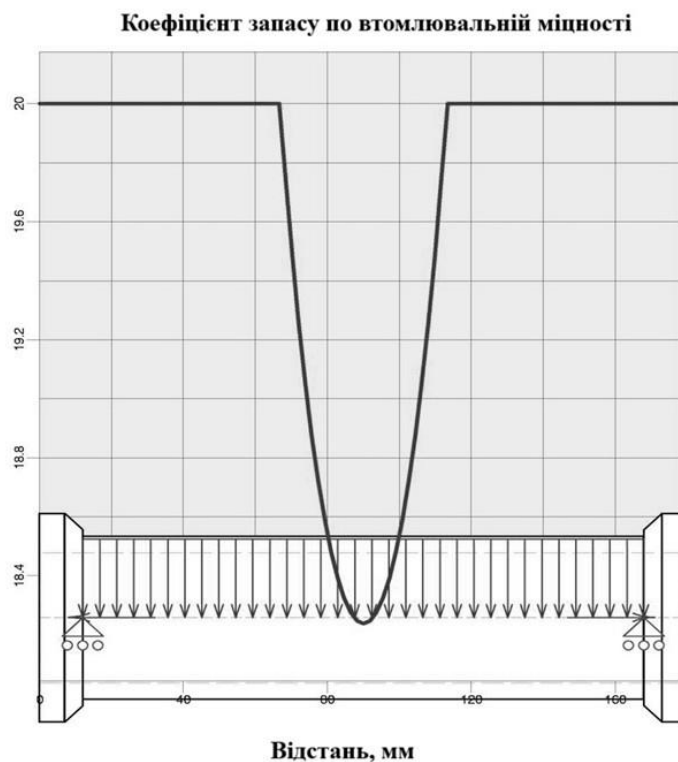


Рис. 3.9. Коефіцієнт запасу по втомній міцності

Коефіцієнт запасу по втомній міцності становить 18.

3.3.5. Розрахунок поршня гідропневмоакумулятора на міцність

Розрахунок поршня гідропневмоакумулятора на міцність виконаємо за допомогою програми APM WinMachine.

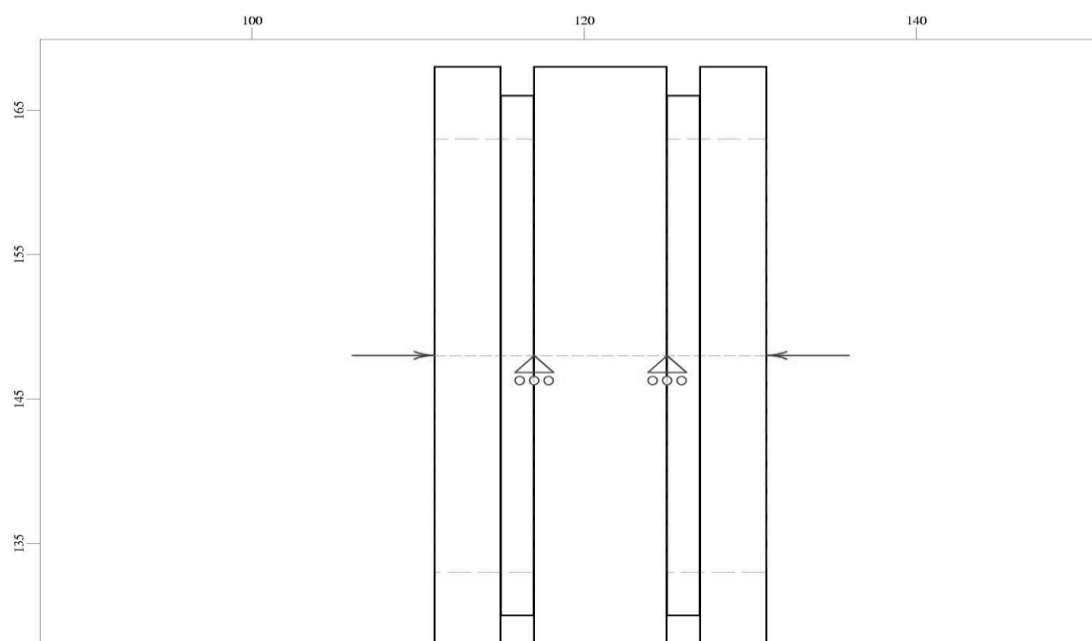


Рис. 3.10. Схема сил, що діють на поршень гідропневмоакумулятора

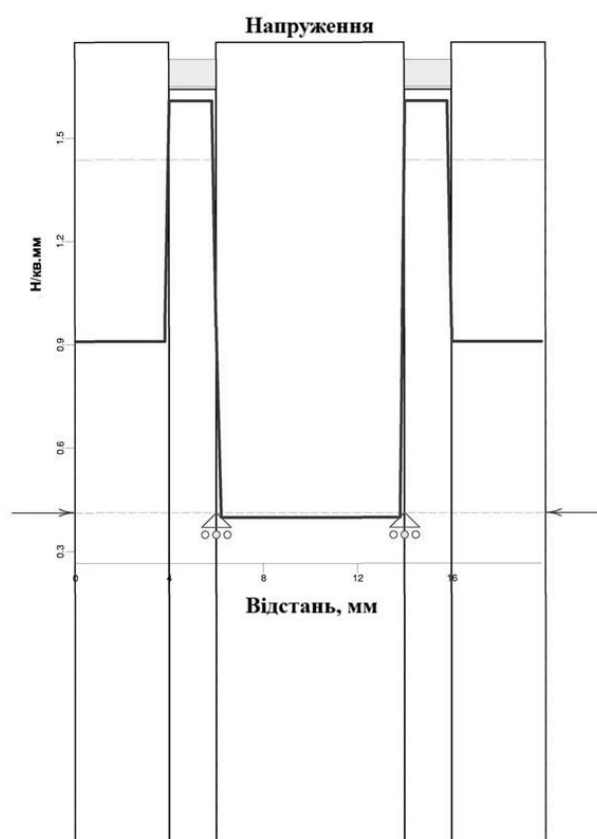


Рис. 3.11. Напруження, що виникають у поршні гідропневмоакумулятора

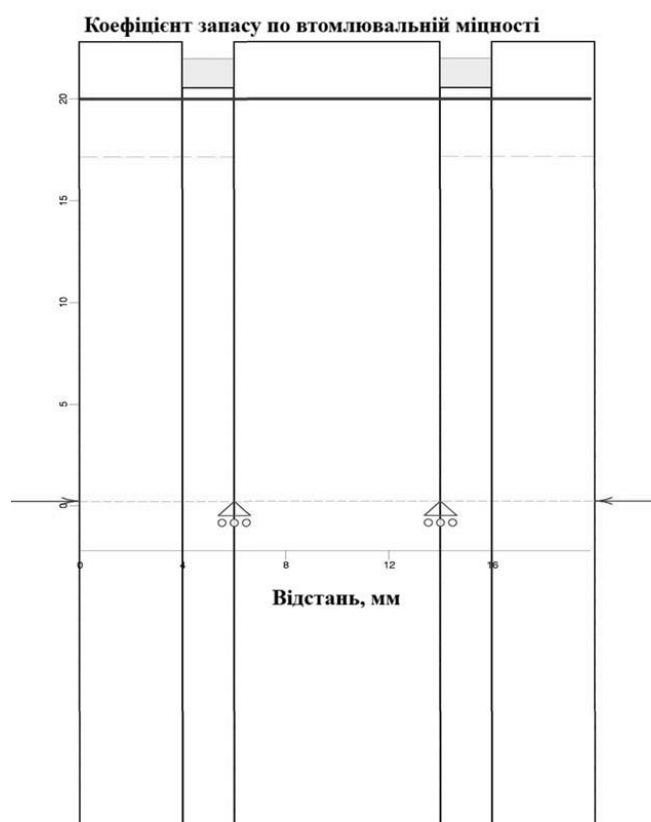


Рис. 3.13. Коефіцієнт запасу по втомній міцності.

Коефіцієнт запасу по втомній міцності становить 20.

Таблиця 3.7. – Результати розрахунків

Осьові сили					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм		Значення, Н		
0	111,00		-500,00		
1	131,00		500,00		
Реакції в опорах					
N	Відстань від лівого кінця вала, мм	Вертикальн а реакція, Н	Реакція горизонтал	Модуль Н	Кут, град
0	6,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	14,00	0,00	0,00	0,00	0.00

РОЗДІЛ 4
ОПЕРАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ
ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ (АГРЕГАТ: ТРАКТОР МТЗ-1221 +
НАПІВПРИЧІП «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т)

4.1. Агротехнічні вимоги до внесення та зароблення у ґрунт органічних добрив

1. Роботи з внесення органічних добрив повинні починатися відповідно до встановлених агротехнікою термінів.
2. Час між розкиданням добрив і повним зароблянням їх у ґрунт повинен бути мінімальним, оскільки ефективність гною, залишеного незаробленим у ґрунт протягом 6 годин, знижується на 30%, а протягом 24 годин на 50% порівняно з гноєм, що був одразу заораний [9].
3. Доза внесення добрив на 1 га площі, що удобрюється, повинна бути в межах від 5 до 80 т/га.
4. Середнє відхилення дози внесення від заданої не повинно перевищувати $\pm 20\%$ за масою [9].
5. Нерівномірність розподілу добрив по ширині розкидання не повинна перевищувати $\pm 25\%$, а по довжині ділянки $\pm 10\%$ [9].
6. Робоча швидкість руху агрегату 7–12 км/ч [9].
7. Тиск коліс агрегату на ґрунт не повинен перевищувати 150 кПа.
8. Не допускаються втрати на шляху проходження в процесі транспортування добрив до місць їх складування та внесення.
9. При внесенні органічних добрив має бути забезпечено перекриття суміжних проходів.
10. Необроблені поворотні смуги не допускаються.
11. Робота машино-тракторних агрегатів повинна бути безперервною.

4.2. Комплектування агрегату

Комплектування агрегатів здійснюється з числа машин, наявних у господарстві. Склади агрегатів та режими їх роботи визначаються розрахунком або за довідковими матеріалами. У типовій операційній технології вказуються найбільш вигідні для середніх умов склади агрегатів. У робочих технологічних картах або у разі застосування нових машин повинні бути проведені відповідні розрахунки.

Ефективність використання сільськогосподарської техніки багато в чому залежить від правильного комплектування машино-тракторних агрегатів.

При комплектуванні вирішуються такі завдання: вибір робочих органів, машин, зчіпок і тракторів, які в даних умовах забезпечували б високу якість роботи; визначення складу та режиму роботи агрегату, що забезпечують найбільшу продуктивність та економічність за рахунок найкращого використання потужності двигуна; з'єднання машин, зчіпних пристроїв та трактора в агрегаті так, щоб отримати від нього високі якісні та техніко-економічні показники.

Комплектування агрегату починають з вибору робочих органів сільськогосподарських машин і тракторів.

Вибір сільськогосподарських машин (знарядь) насамперед слід проводити з урахуванням якості виконуваної роботи, що відповідає агротехнічним вимогам для заданих умов роботи. При цьому вони повинні бути зручними в обслуговуванні. Також необхідно прагнути до того, щоб агрегат мав достатню прохідність і був маневреним, безпечним у роботі та відповідав екологічним вимогам.

Залежно від місця зберігання гною, віддаленості полів, на які вноситимуться добрива, а також технічних даних машин для навантаження, транспортування та внесення, забезпеченості господарств цими машинами застосовують прямоточну (навантаження – транспортування – внесення) та

перевалочну (навантаження – транспортування – вивантаження; завантаження – внесення) технологічні схеми внесення добрив.

При прямоточній схемі – добрива від місця наповнення до місця внесення доставляють однаковими машинами в єдиному потоці. Розподіл слідують безпосередньо за транспортуванням, тому для виконання всього обсягу робіт у потрібні агротехнічні терміни потрібна значна кількість машин для транспортування та внесення, що не завжди може бути прийнятним з точки зору раціонального їх використання.

При перевалочній схемі процес поділяється на 2 етапи: доставка та вивантаження добрив у польові сховища (буртові) у менш напружений період. Цей спосіб характеризується, перш за все, додатковим перевантаженням добрив, згладжуванням періоду напружених сільськогосподарських робіт, зменшенням обсягу добрив у фермерських гнойосховищах та поліпшенням загального санітарного стану ферми.

Гній вносять за двома технологічними схемами: ферма – борт – поле та двофазною.

За двофазною технологічною схемою добрива вивозять у поле транспортними засобами загального призначення, розкладають там у певному порядку купами і в період внесення розподіляють по поверхні поля валкоутворювачами-розкидачами типу РУН-15Б.

Для розкидання гною з куп використовують машинно-тракторний агрегат у складі ДТ-75М + РУН-15Б. Транспортування здійснюється тракторно-транспортним агрегатом у складі МТЗ-1221 + «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т, навантаження виконується навантажувачем-екскаватором ПЕ-0.8Б, що навішується на колісний трактор ЮМЗ-6Л.

Режим швидкості агрегату встановлюють з урахуванням навантаження двигуна, продуктивності машини та якості виконуваної роботи (агротехнічно допустимої швидкості). За необхідності, обираючи робочі передачі, додатково враховують обмеження на швидкість, наприклад, щодо зчеплення, перекидання та інших важливих факторів, що визначають безпечні умови праці оператора.

Визначимо швидкість руху тракторно-транспортного агрегату по ґрунтовій дорозі та по полю зі стернею з умови оптимального навантаження двигуна.

$$V_{P_{max}} = \frac{N_{eH} \cdot [\zeta_N]}{R_a + G_{mp}(f \pm i)} \cdot \frac{1}{\eta_m \cdot \eta_\delta}, \quad (4.1)$$

де $N_{eH} = 96$ – номінальна потужність двигуна, кВт;

$[\zeta_N] = 0,9$ – коефіцієнт завантаження двигуна при номінальному режимі;

$\eta_m = 0,87$ – ККД трансмісії;

η_δ – ККД, що враховує втрати на буксування.

$$\eta_\delta = 1 - \delta, \quad (4.2)$$

де δ – коефіцієнт пробуксовки.

$G_{mp} = 53 \text{ кН}$ – експлуатаційна маса трактора;

f – коефіцієнт опору перекочуванню на ґрунтовій дорозі $f = 0,05$, на стерні $f = 0,10$ [8].

$i = 0,03$ – ухил поля, у частках;

R_a – тяговий опір напівпричепа («КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т)), кН.

$$R_a = G_{np} \cdot (f + i), \quad (4.3)$$

де G_{np} – повна вага причепа з вантажем, кН.

$$G_{np} = G_{np_0} + G_{zp} - G_{кр}, \quad (4.4)$$

де G_{np_0} – вага порожнього причепа, кН;

G_{zp} – вага вантажу, кН.

$G_{кр}$ – вага напівпричепа з вантажем, що припадає на гідроак трактора через зчіпну петлю, кН.

$$G_{np_0} = 38,40 \text{ кН}$$

$$G_{zp} = 100 \text{ кН}$$

$$G_{кр} = 14,85 \text{ кН}$$

$$G_{np} = 38,40 + 100 - 14,85 = 123,55 \text{ кН}.$$

Звідси:

для ґрунтової дороги:

$$R_a = 123,55 \cdot 0,05 = 6,18 \text{ кН}$$

для поля зі стернею (з урахуванням ухилу i):

$$R_a = 123,55 \cdot (0,1 + 0,03) = 16,06 \text{ кН}$$

Буксування ведучих коліс δ на заданому ґрунтовому фоні приймаємо таким, що залежить тільки від тягового зусилля трактора – $\delta = f(P_{кр})$ для різних значень коефіцієнта використання зчеплення $\phi_{кр}$ (табл. 4.1) [8].

Таблиця 4.1. – Залежність пробуксовки від коефіцієнта використання зчеплення

Ґрунтовий фон	Тип трактора	Буксуванняδ (%) для φкр								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Стіжка	Колісний 4К4	2	4	7	14	21	32	50	-	-
	Колісний 4К2	2,5	5	9	17	28	48	-	-	-
	Ґусеничний	1	1,5	2	3	4	6	11	30	-

*Значення коефіцієнта пробуксовки δ отримано шляхом узагальнення результатів тягових випробувань багатьох тракторів на різних ґрунтових покриттях [8].

$$\phi_{кр} = P_{кр} / G_{сц}, \quad (4.5)$$

де $G_{сц}$ – зчіпна вага трактора

$$G_{сц} = (G_{тр} + G_{кр}) \lambda_k, \quad (4.6)$$

де $\lambda_k = 1$ – коефіцієнт навантаження ведучих коліс у колісних тракторів 4К4 [11].

$$G_{сц} = (53 + 14,85) \cdot 1 = 67,85 \text{ кН}$$

$$P_{кр} = R_a / \eta_{ркр}, \quad (4.7)$$

де $\eta_{ркр}$ – коефіцієнт використання тягового зусилля трактора, який при комплектуванні агрегату може приймати значення від 0,85...0,95 [10]. Для найбільш повного завантаження двигуна приймаємо $\eta_{ркр} = 0,92$.

Таким чином, розрахункове тягове зусилля, що реалізується трактором для ґрунтового фону стерні

$$P_{кр} = 16,06 / 0,92 = 17,46 \text{ кН}$$

Коефіцієнт використання зчеплення

$$\phi_{кр} = 17,46 / 67,85 \approx 0,3$$

Виходячи з отриманого значення коефіцієнта використання зчеплення $\phi_{кр}$, за таблицею 4.1 визначимо усереднене значення коефіцієнта буксування $\delta = 0,07$.

Таким чином, ККД з урахуванням втрат на буксування для ґрунтового фону стерні:

$$\eta_{\delta} = 1 - 0,07 = 0,93$$

За формулою (4.1) знаходимо швидкість руху тракторно-транспортного агрегату у складі МТЗ-1221+»КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т:

при русі по ґрунтовій дорозі:

$$V_{P_{max}} = Ne^{\frac{96 \cdot 0,9}{\frac{6,18 + 53 \cdot 0,05}{0,87 \cdot 0,93}}};$$

при русі по полю:

$$V_{P_{max}} = Ne^{\frac{96 \cdot 0,9}{\frac{16,06 + 53 \cdot (0,1 + 0,03)}{0,87 \cdot 0,93}}}.$$

При використанні на тракторі МТЗ-1221 пневмогідравлічної підвіски сидіння, тракторно-транспортний агрегат може рухатися по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 18 км/ч, з урахуванням вимог, встановлених санітарними нормами (див. розділ 2, табл. 2.3). При русі по стерні рекомендована швидкість руху тракторно-транспортного агрегату не повинна перевищувати 9 км/год. [9].

4.3. Проектування підготовки машин до роботи

До роботи допускаються відремонтовані та такі, що пройшли чергове технічне обслуговування, машини.

Операції з підготовки транспортних засобів включають у себе: нарощування бортів, герметизацію бортів, обладнання засобами пожежогасіння, установку колії трактора, заміну шин, регулювання тиску в шинах, установку буксирного та довантажувального пристроїв.

З метою найбільш повного використання вантажопідйомності транспортних засобів проводять нарощування бортів.

Висота нарощування борту

$$h_n = \frac{Q_m \cdot \lambda_m (h_\delta - h_n)}{V_k \cdot \gamma_m} + h_n + 0,1 \leq h_k, \quad (4.5)$$

де Q_m – номінальна вантажопідйомність причепа, т; $Q_m = 10\text{ т}$.

λ_m – коефіцієнт використання вантажопідйомності; $\lambda_m = 1,05$ [9].

h_δ – висота завантаження по основних бортах, м; $h_\delta = 1,9\text{ м}$.

h_n – висота завантаження по підлозі кузова, м; $h_n = 1,3\text{ м}$.

V_k – об'єм кузова, м^3 ; $V_k = 11,5 \text{ м}^3$.

γ_m – питома маса гною, $\text{т}/\text{м}^3$; $\gamma_m = 0,8\text{ т}/\text{м}^3$ [9].

h_k – висота завантаження машини, що завантажує кузов, м; $h_k = 3,6\text{ м}$

Звідси висота завантаження по нарощеному борту:

$$h_n = \frac{10 \cdot 1,05(1,9 - 1,3)}{11,5 \cdot 0,8} + 1,3 + 0,1 = 2,09\text{ м}$$

$$2,09 \leq 3,6$$

Висота нарощування:

$$H_n = h_n - h_\delta \quad (4.6)$$

$$H_n = 2,09 - 1,9 = 0,19\text{ м}.$$

4.4. Підготовка поля до роботи

Для розкладки добрив на полі в купи використовується самоскидний тракторний напівпричіп «КОБЗАРЕНКО», призначений для перевезення різних сільськогосподарських вантажів по всіх видах доріг загальної мережі України та в польових умовах. До початку вивезення добрив поле розчищають від залишків соломи, силосної маси, сторонніх предметів. Для більш якісного розподілу куп по площі удобрюваного поля його попередньо маркують наступним чином. На відстані, що дорівнює половині ширини розподілу від краю поля (по довжині), проводять лінію для укладання першого ряду куп. Першу купу укладають на відстані 5 м від краю поля. Наступні купи укладають

так, щоб вони утворювали з купами попередніх рядів поперечні ряди. Відстань між купами в рядах вибирають залежно від необхідної дози внесення добрив, вантажопідйомності транспортних агрегатів та ширини захвату за формулою:

$$l_p = \frac{10000 \cdot Q_p}{b_p \cdot h}, \quad (4.7)$$

де l_p – відстань між купами в ряду, м;

Q_p – вантажопідйомність, т;

b_p – ширина захвату розкидувального агрегату, м; $b_p = 30$ м [9].

h – норма внесення добрив, т/га; $h = 25$ т/га

$$l_p = \frac{10000 \cdot 3}{30 \cdot 25} = \frac{30000}{750} = 40 \text{ м}$$

Загальну кількість куп визначимо:

$$N_k = n_p \cdot n_k, \quad (4.8)$$

де n_k – кількість куп у ряду;

n_p – кількість рядів.

$$n_k = L_n / l_p, \quad (4.9)$$

де L_n – довжина поля, м; $L_n = 1500$ м ;

l_p – відстань між купами, м.

Звідси:

$$n_k = 1500 / 40 = 37 \text{ шт.}$$

Кількість рядів визначимо за формулою:

$$n_p = B / b_p, \quad (4.10)$$

де B – ширина поля; $B = 1000$ м

b_p – ширина захвату розкидача, м;

Звідси:

$$n_p = 1000 / 30 = 33 \text{ ряда.}$$

Виходячи з отриманих результатів розрахунку, визначимо кількість куп на полі:

$$N_k = 37 \cdot 33 = 1221 \text{ шт.}$$

4.5. Робота тракторно-транспортного агрегату в полі

При нормуванні механізованих робіт враховуються такі основні елементи балансу часу зміни:

$$T_{см} = T_p + T_x + T_m + T_{mo} + T_{nz} + T_o, \quad (4.11)$$

де T_p – час чистої роботи, хв;

T_x – час холостого ходу агрегату, хв;

T_m – час технологічного обслуговування, хв;

T_{mo} – час технічного обслуговування, хв;

T_{nz} – час підготовчо-завершальних робіт, хв;

T_o – час відпочинку, хв.

Приймаємо за цикл один рейс транспортного агрегату. Тоді повний час циклу складатиметься з таких складових:

$$t_{об} = t_{де} + t_{дх} + t_z + t_p + t_n, \quad (4.12)$$

де $t_{де}$ – час руху агрегату з вантажем, хв;

$t_{дх}$ – холостий хід агрегату (без вантажу), хв;

t_z – час завантаження агрегату, хв;

t_p – час розвантаження;

t_n – час підготовки до розвантаження-завантаження.

Час руху агрегату з вантажем:

$$t_{де} = \frac{60S_{дор}}{V_{рг.дор}} + \frac{60S_{пол}}{V_{р.пол}}, \quad (4.13)$$

де $S_{дор}$ – відстань від ферми до поля, км; $S_{дор} = 3 \text{ км}$.

$S_{пол}$ – шлях, пройдений агрегатом з вантажем, км; $S_{пол} = 1,0 \text{ км}$.

$V_{рг.дор}$ – швидкість руху агрегату по ґрунтовій дорозі з вантажем, км/год;

$V_{рг.дор} = 18 \text{ км/год}$.

$V_{р.пол}$ – швидкість руху агрегату по полю з вантажем, км/год;

$V_{р.пол} = 9 \text{ км/год}$.

$$t_{\partial z} = \frac{60 \cdot 3}{18} + \frac{60 \cdot 1}{9} = 16.7 \text{ хв.}$$

Час руху без вантажу визначається за формулою:

$$t_{\partial x} = \frac{60 S_{\partial}}{V_{\partial x}} + \frac{60 S_n}{V_{\partial n x}}$$

$$V_{\partial x} = 20 \text{ км/год}, \quad V_{\partial n x} = 10 \text{ км/год}.$$

$$t_{\partial x} = \frac{60 \cdot 3}{20} + \frac{60 \cdot 1}{10} = 15 \text{ хв.}$$

Час, що витрачається на завантаження, приймаємо як $t_3 = 6,65 \text{ хв.}$

Час, що витрачається на підготовку до завантаження, приймаємо як $t_{n3} = 2,5 \text{ хв.}$

Час, що витрачається на розвантаження, приймаємо як $t_p = 3 \text{ хв.}$

Час, що витрачається на підготовку до розвантаження, $t_{np} = 1 \text{ хв.}$

$$t_{\text{ц}} = 16.7 + 15 + 6,65 + 3 + 3,5 = 44,9 \text{ хв}$$

Час технічного обслуговування приймаємо $T_{mo} = 45 \text{ хв}$ [9].

Час відпочинку протягом зміни приймаємо як $T_o = 25 \text{ хв}$ [9].

Час підготовчо-завершальних робіт

$$T_{n3} = t_{na} + t_{nn} + t_{nep}, \quad (4.14)$$

де t_{na} – час підготовки агрегату до роботи, хв; $t_{na} = 4 \text{ хв}$ [9].

t_{nn} – час отримання наряду, хв; $t_{nn} = 4 \text{ хв}$ [9].

t_{nep} – час переїзду від місця стоянки до місця роботи, хв; $t_{nep} = 12 \text{ хв}$ [9].

$$T_{n3} = 4 + 4 + 12 = 20 \text{ хв.}$$

Визначимо кількість циклів за зміну за формулою:

$$n_{\text{ц}} = \frac{T_{zm} - T_{mo} - T_{n3} - T_o}{t_{\text{ц}}}, \quad (4.15)$$

де T_{zm} – тривалість зміни, хв;

$$n_{\text{ц}} = \frac{420 - 45 - 20 - 25}{44,9} = 7,4 \approx 8 \text{ циклів.}$$

Виходячи з отриманої кількості циклів, визначимо повний час чистої, холостої роботи та технологічного обслуговування:

$$T_p = t_{\partial z} \cdot n_{\text{ц}} = 16,7 \cdot 8 = 134 \text{ хв.}$$

$$T_x = t_{\partial x} \cdot n_{\text{ц}} = 15 \cdot 8 = 120 \text{ хв.}$$

$$T_m = (t_z + t_p + t_n) \cdot n_y = (6,65 + 3 + 3,5) \cdot 8 = 105,2 \text{ хв.}$$

Визначимо баланс часу зміни:

$$T_{зм} = 134 + 120 + 105,2 + 45 + 20 + 25 = 449,2 \text{ хв} \approx 7 \text{ год.}$$

4.6. Технологічне обслуговування тракторно-транспортного агрегату

Технологічне обслуговування тракторно-транспортного агрегату полягає у завантаженні його гноєм. Для цієї операції використовується навантажувач-екскаватор ПЕ-0.8Б, який являє собою гідравлічну машину, що навішується на трактори ЮМЗ-6Л і ЮМЗ-6М. Його продуктивність дорівнює 54 т/год. Час завантаження причепа «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т становить 11,5 хв.

4.7. Контроль якості роботи

Контроль якості роботи транспортного агрегату полягає в наступних операціях:

- контроль вантажопідйомності, зважування причепа з вантажем або зважування ковша з вантажем і підрахунок кількості ковшів, завантажених у причіп;
- контроль маси куп: візуальне визначення 2-х куп, отриманих під час першого вивантаження причепа;
- контроль відстані між сусідніми купами: визначення відстані між купами в ряду та відстані між рядами.

4.8. Охорона праці

1. До транспортних робіт допускаються особи, стаж роботи яких становить не менше двох років.
2. Забороняється працювати несправним інструментом.
3. Технічний стан агрегату повинен відповідати ТНД.

4. Перед початком руху необхідно переконатися у відсутності людей у небезпечній зоні.
5. Категорично забороняється перебування сторонніх осіб у кабіні.
6. Перевезення людей у кузові причепа заборонено.
7. Під час завантаження-розвантаження технологічних ємностей забороняється перебування поблизу сторонніх осіб.
8. Під час руху транспортного агрегату повинні дотримуватися ПДР.
9. Не допускається надмірне розвантаження передніх коліс трактора при використанні довантажувального пристрою, що може призвести до погіршення керованості агрегату.
10. Робота оператора на тракторно-транспортному агрегаті повинна відповідати вимогам, встановленим санітарними нормами (СН 2.2.4/2.1.8.566-96) [14].

РОЗДІЛ 5
БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ АГРЕГАТУ
МТЗ-1221+»КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т
ПІД ЧАС ТРАНСПОРТНИХ РОБІТ

5.1. Розробка посадових обов'язків з охорони праці для бригадира ТПБ під час експлуатації трактора МТЗ-1221

Відповідно до положення про організацію роботи з охорони праці в системі Госагропрому РФ відповідальною особою за охорону праці та техніку безпеки під час роботи на тракторі МТЗ-1221 є бригадир тракторно-польової бригади, який зобов'язаний:

- допускати до роботи осіб, які мають право на керування машинами, які знають їх будову, володіють необхідними знаннями та навичками щодо регулювання машин та догляду за ними;
- до початку роботи ознайомити обслуговуючий персонал з правилами техніки безпеки, виробничої санітарії та провести інструктаж на робочому місці;
- не дозволяти роботу машин без огорожень на ланцюгових, клиноремінних і карданних передачах;
- видавати механізаторам засоби індивідуального захисту, медичні аптечки та засоби пожежогасіння;
- перед початком роботи перевіряти роботу гальм, рульового управління та механізму коробки передач;
- стежити, щоб очищення, регулювання, ремонт проводилися при непрацюючому двигуні;
- заборонити проведення будь-яких робіт під машинами, якщо під їх колесами не встановлені металеві гальмівні башмаки;

- не допускати до експлуатації переобладнані або виготовлені заново в порядку раціоналізації машини, механізми та пристосування без попереднього їх приймання комісією;

- не допускати переведення працівників на інший вид робіт або на іншу машину без проведення інструктажу з охорони праці;

- організовувати першу допомогу потерпілим та доставку їх до лікувального закладу, повідомляти вищестоящому керівнику про нещасні випадки, що сталися.

5.2. Характеристика шкідливих і небезпечних виробничих факторів під час експлуатації трактора МТЗ-1221 та заходи щодо їх усунення

Під час виконання основних та допоміжних робіт на розглянутому тракторі можна виділити такі шкідливі фізичні фактори:

- рухомі частини та механізми агрегату;
- гострі кути, кромки;
- підвищена запиленість та забрудненість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму та вібрації;
- нераціональне освітлення робочого місця.

До групи хімічних небезпечних і шкідливих факторів належать вихлопні гази, що діють через дихальні шляхи, травну систему та шкірний покрив.

У виробничих умовах діє комплекс шкідливостей і небезпек. Багато з них пов'язані зі специфікою професії працівника, їх називають професійними.

Для усунення всіх перерахованих факторів слід застосовувати такі заходи:

- періодично перевіряти випускні системи трактора на витік;
- застосовувати індивідуальні засоби захисту;
- герметизувати кабіни тракторів і забезпечити подачу чистого го повітря;
- застосовувати звукоізоляцію кабіни трактора;

- застосовувати віброізоляцію сидіння водія трактора.

Відповідно до норм видачі засобів індивідуального захисту при експлуатації трактора МТЗ-1221, у даному проекті проведено розрахунок необхідної кількості ЗІЗ.

Необхідна кількість засобів індивідуального захисту на транспортних роботах наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Необхідна кількість ЗІЗ на транспортних роботах

Професія	Кількість працівників	ЗІЗ	Термін носіння, міс.	Необхідна кількість
Тракторист-машиніст	1	Костюм бавовняний з пилонепроникної тканини	12	1
		Рукавиці комбіновані	6	1
		Захисні окуляри	До зносу	1
		Шкіряні черевики	24	1
		На зовнішніх роботах на тракторі взимку додатково		
		Куртка на утеплювальній підкладці	30	1
		Штани з утеплювальною підкладкою	30	1
		Валянки	30	1

5.3. Можливі небезпечні ситуації під час експлуатації та обслуговуванні тракторно-транспортного агрегату. Технічні та організаційні заходи щодо їх усунення

Під час виконання транспортних робіт аварії та нещасні випадки трапляються здебільшого через невідповідність вимогам безпеки руху, дорожніх споруд та самого транспортного агрегату, а також через керування транспортним засобом у стані алкогольного сп'яніння та внаслідок перевезення людей у причепах, не обладнаних для цього.

Перевантаження причепа погіршує керованість транспортним агрегатом і може стати причиною аварійної поломки вузла або деталі, що впливає на безпеку руху.

Положення центру ваги має істотний вплив на стійкість транспортного засобу. Вантаж у кузові повинен бути розподілений рівномірно, симетрично, інакше на повороті або при різкому гальмуванні може статися занос або перекидання агрегату.

На режим і безпеку робіт транспортних засобів істотно впливає зміна погодно-метеорологічних умов.

Перед виїздом у рейс трактор укомплектовують інструментом і пристосуванням для безпечного виконання робіт, перевіряють надійність з'єднання причепа з трактором, дію гальмівної системи трактора і причепа. Під час виконання транспортних робіт необхідно заблокувати педалі гальма. Гальмівна система повинна забезпечувати надійне гальмування агрегату на ходу під час стоянки, а також самовмикатися при відриві причепа від трактора.

Заходи безпеки при роботі з причепом.

Категорично забороняється:

- перевозити людей у причепі;
- експлуатувати причіп з непідключеними та несправними гальмами, гідравлічною та електричною системами;
- використовувати як першу ланку причепа, обладнані скобою для витягування, у складі тракторного поїзда з двома причепами;
- користуватися гідросистемою при наявності витoku в з'єднаннях;
- підігрівати повітряний балон відкритим вогнем (факелом, паяльною лампою тощо) у разі замерзання конденсату в балоні пневмогальмівної системи;
- проводити ремонтні роботи та обслуговування під піднятою платформою без встановлення її на запобіжну стійку;
- пересувати причіп з піднятою платформою;
- перебувати під платформою або поруч з причепом під час підйому та опускання платформи;
- підіймати завантажену платформу із закритими бортами;
- встановлювати на запобіжну стійку платформу з вантажем;

- здійснювати розвантаження причепа на ходу;
- робити круті повороти на схилах, а також при швидкості, що перевищує 5 км/год;
- пересуватися поперек схилів, кути нахилу яких перевищують 8° ;
- здійснювати рух причепа вперед із заблокованою поворотною візком;
- перебувати під час зчеплення трактора та причепа між причепами (у момент руху трактора назад);
- здійснювати пересування причепа з відкритими опорами перекидання та засувками платформи;
- здійснювати зчеплення причепа за інші елементи трактора, крім буксирного пристрою;
- розбирати колесо на два окремі ободи за наявності тиску в шині;
- здійснювати розвантаження одного причепа при піднятій платформі іншого у разі роботи тракторного поїзда з двома причепами.

Під час експлуатації причепа:

- не допускайте руху при зниженому тиску повітря в камерах шин;
- перед перекиданням звільніть платформу від запірних пальців з боку, протилежного звали;
- при піддомкращуванні під колеса покладіть надійні упори з підручного матеріалу, а під вісь встановіть надійні опори,
- у дорозі перевіряйте нагрів маточин і гальмівних барабанів. Температура повинна бути не більше 60°C (рука витримує тривалий дотик). В іншому випадку проведіть регулювання підшипників і гальм відповідно до інструкції з експлуатації причепа.

Перед виїздом перевірте:

- надійність зчеплення причепа з трактором;
- стан кріплення коліс і тиск у камерах шин;
- справність передньої та задньої підвісок;
- справність поворотного пристрою;
- наявність у опорах платформи запірних пальців;

- справність засувки бортів платформи;
- відсутність підтікання масла в гідросистемі (правильна робота гідросистеми можлива, коли гідробак трактора наповнений маслом до позначки «С» при повністю опущеній платформі).

Під час виконання транспортних робіт необхідно дотримуватися правил дорожнього руху.

5.4. Організація пожежної безпеки під час експлуатації тракторно-транспортного агрегату

Щоб уникнути загоряння агрегату, необхідно систематично перевіряти герметичність з'єднання колектора з головкою двигуна та з у вихлопної труби з колектором, а також справність іскрогасника на вихлопній трубі.

Не допускати витіку палива та масла.

Електропроводка агрегату повинна бути надійно закріплена та ізольована.

Не допускати перегріву двигуна.

Не можна заправляти паливний бак трактора при працюючому двигуні.

Під час заправки паливом або мастилом не допускати їх розливання.

Під час заправки паливом або вимірювання його рівня категорично забороняється користуватися відкритим вогнем (сірниками, свічками, смолоскипами тощо).

Для відкручування пробки бака слід застосовувати тільки спеціальний ключ або руки без застосування металевих предметів.

У тракторі завжди повинен бути вогнегасник ОВП-5 (ОУ-5) і лопата.

Забороняється експлуатація трактора в пожежонебезпечних місцях при знятому щитку колектора та інших захисних пристроїв з нагрітих частин двигуна.

Під час тривалої стоянки має бути вимкнено масу.

При промиванні деталей гасом або бензином потрібно вживати заходи, що виключають займання парів промивної рідини;

Потрібно запобігати можливості іскроутворення та витоків струму у проводах і клеммах електрообладнання, особливо в місцях, де можливе потрапляння масла або палива, не можна перебувати біля трактора під час грози.

Для гасіння пожежі слід застосовувати вогнегасники, пісок, брезент тощо

5.5. Розрахунок динамічного коридору

Ширина динамічного коридору:

$$B_k = R_o - R_b = R_o - \sqrt{R_o^2 - (L')^2} + B_a, \quad \text{м} \quad (5.1)$$

де R_o та R_b – зовнішній та внутрішній габаритні радіуси повороту агрегату, м;

L' – відстань від заднього моста до носа трактора, м;

B_a – ширина агрегату, м.

$$L' = L + C, \quad (5.2)$$

де L – база трактора, м;

C – передній звис, м;

$$C = 0,95 \text{ м}; R_b = 9 \text{ м}; B_a = 1,85 \text{ м}.$$

$$L' = 2,28 + 0,95 = 3,23 \text{ м}.$$

$$R_o = R_b + B_a/2 = 9 + 1,85/2 = 9,925 \text{ м}.$$

$$B_k = 9,925 - \sqrt{9,925^2 - 3,23^2} + 1,85 = 2 \text{ м}.$$

Визначимо швидкість перекидання транспортного агрегату під час руху на повороті.

$$V_{onp} = \sqrt{\frac{B \cdot R \cdot g}{h_{ц.м.} \cdot 2}}, \quad (5.3)$$

де B – поперечна база агрегату, м;

R – мінімальний радіус повороту, м;

g – прискорення вільного падіння;

$h_{ц.м.}$ – висота центру ваги;

$$V_{onp} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 4,75 \cdot 9,8}{0,8 \cdot 2}} = 7,2 \text{ м/с} = 26 \text{ км/год.}$$

5.6. Розрахунок гальмівного шляху трактора МТЗ-1221 з причепом «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т

Ступінь небезпеки травмування людей під час експлуатації транспортних засобів багато в чому залежить від ефективності гальмівних пристроїв. Повний час t аварійної зупинки рухомої машини або агрегату можна розкласти на окремі елементи [17]:

$$t = t_1 + t_2 + t_3, \text{ з} \quad (5.4)$$

де t_1 – час реакції водія (від моменту виявлення перешкоди до початку впливу на важіль) становить 0,2...1,5 с;

t_2 – час спрацювання гальм, залежить від конструкції приводу: для гальм з гідравлічним приводом 0,2 с, з механічним 0,3 с, з пневматичним 0,6...0,7 с, для автопоїзда з гідроприводом - 2 с.

t_3 – час від початку гальмування до повної зупинки – 0,2...0,5 с.

$$t = 1 + 2 + 0,5 = 3,5, \text{ с} \quad (5.5)$$

Ефективність гальмування мобільних машин оцінюють за значенням гальмівного шляху l_0 , який пройде машина з моменту виявлення перешкоди до моменту її зупинки, м [17].

$$l_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{v_0}{3,6} + \frac{k_3 v_0^2}{254 f},$$

де V_0 – початкова швидкість при гальмуванні;

k_3 – коефіцієнт експлуатаційних умов гальмування 1,4...1,5;

f – коефіцієнт зчеплення шин з ґрунтом 0,02

$$l_0 = (1 + 2 + 0,25) \frac{40}{3,6} + \frac{1,5 \cdot 1600}{254 \cdot 0,020} = 45 \text{ м};$$

Таку відстань пройде трактор МТЗ-1221 з причепом при швидкості 40 км/год.

У разі, коли трактор буксирує причіп, що не має гальм на колесах, гальмівний шлях збільшується до значення L_{on} , м:

$$L_{on} = (t_1 + t_2 + 0.5t_3) \frac{v_0}{3.6} + \frac{k_3 v (G_a + G_n)}{254 f G_a}, \text{ м}$$

де G_a – маса трактора, кг,

G_n – маса причепа, кг.

$$L_{on} = (1 + 2 + 0.25) \cdot \frac{40}{3.6} + \frac{1.5 \cdot 40 (5300 + 14904)}{254 \cdot 0.02 \cdot 5300} = 81 \text{ м}$$

5.7. Перевірочний розрахунок стійкості трактора та її забезпечення

Під стійкістю трактора розуміється здатність зберігати задане положення або рух без перекидання, сповзання та заносу; втрата стійкості відбувається під час руху з неприпустимим поперечним або поздовжнім ухилом, під впливом відцентрових сил (реакції) та інших збурюючих сил на поворотах і під час заносів.

Стійкість при стоянці на схилах, а також при русі без тягового навантаження може бути порушена не тільки в результаті перекидання, але й у результаті сповзання, коли максимально можлива в даних умовах гальмівна сила недостатня для утримання трактора на похилій поверхні дороги або поля.

У граничних умовах щодо перекидання сповзання не відбудеться, тобто раніше відбудеться перекидання, за умови, що сила, яка викликає перекидання $G \sin \alpha$, менша за силу зчеплення коліс трактора з ґрунтом.

Стан стійкості трактора забезпечується, якщо утримуючий момент сили $G \frac{B}{2} \cos \alpha$ буде більшим за момент сили, що викликає перекидання $G h_y \sin \alpha$, тобто

$$G h_y \sin \alpha \leq G \frac{B}{2} \cos \alpha \quad (5.6)$$

де G – маса трактора, кг;

h_y – висота центру ваги, м;

B – ширина колії трактора, м;

α – кут поперечного ухилу шляху, град.

Трактор перебуватиме в стані стійкості за умови дотримання умови:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{B}{2h_y} \quad \text{или} \quad \alpha \leq \operatorname{arctg} \frac{B}{2h_y} \quad (5.7)$$

тобто його поперечна стійкість зростає зі збільшенням ширини колії коліс і зменшенням висоти центру ваги.

Розрахункова схема для визначення поперечної стійкості трактора представлена на рис. 5.1.

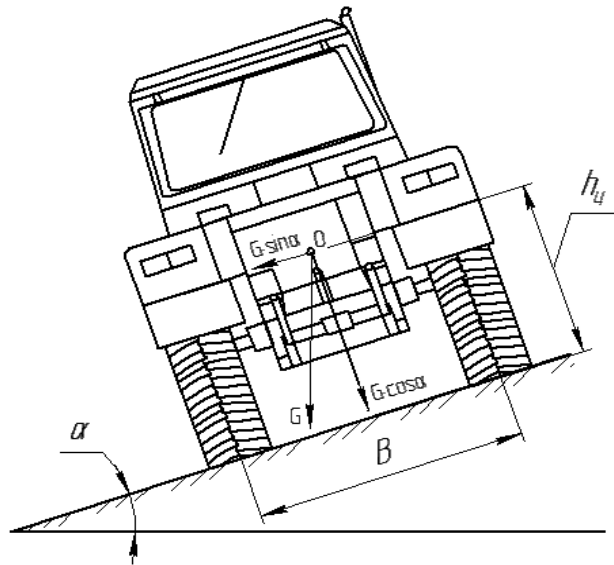


Рис. 5.1. Розрахункова схема складових сил маси трактора для визначення поперечної стійкості на ухилі

Для трактора МТЗ-1221 граничний кут нахилу при ширині колії $B = 1,8$ м дорівнює:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{1.8}{2 \cdot 0.75} = 47^\circ$$

РОЗДІЛ 6

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

6.1. Загальні положення методики розрахунку економічної ефективності

Використовувана методика розрахунку дозволяє оцінити економічну ефективність заходів, спрямованих на поліпшення умов праці оператора, при впровадженні більш досконалих систем віброзахисту [7].

Економія витрат розраховується за формулою:

$$I = Z + \Gamma + R_{T_T} + A_{T_T} + R_{T_{пр}} + A_{T_{пр}}, \quad (6.1)$$

де I – сума експлуатаційних витрат, грн.;

Z — оплата праці обслуговуючого персоналу, грн.;

Γ — вартість пального та мастильних матеріалів або інших енергоносіїв, грн.;

R_{T_T} – витрати на технічне обслуговування, капітальний та поточний ремонт, зберігання трактора МТЗ-1221, грн.;

A_{T_T} – амортизаційні відрахування за трактор МТЗ-1221, грн.;

$R_{T_{пр}}$ – витрати на технічне обслуговування, капітальний та поточний ремонт, зберігання причепа «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т, грн.;

$A_{T_{пр}}$ – амортизаційні відрахування за причіп «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т, грн.

Економія (+), перевитрата (-) експлуатаційних витрат за рік оцінюється за формулою:

$$I_{\Gamma} = \left(\frac{I_{\Sigma 2}}{I_{\Sigma 1}} - \frac{Q_2}{Q_1} \right) \cdot I_{\Sigma 2}, \quad (6.2)$$

де I_{Σ} – економія експлуатаційних витрат, грн.;

I_{21}, I_{22} – експлуатаційні витрати за рік відповідно за серійному та проєктованому варіантах підвіски сидіння, грн.;

Q_{21}, Q_{22} – обсяг продукції (робіт, послуг) за серійним та проєктованим варіантами підвіски сидіння.

Середньорічний коефіцієнт ефективності вкладень показує річний приріст ефекту (додаткового прибутку):

$$E_t = t \sqrt{\frac{K_t}{K_0}} - 1, \quad (6.3)$$

де E_t – річний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;

K_t – економічний ефект за термін служби об'єкта, грн.;

K_0 – капітальні додаткові вкладення, грн.

Поправочний коефіцієнт -1 у формулі (6.3) означає відшкодування початкових вкладень.

Термін окупності капіталовкладень визначається за формулою:

$$\hat{O}i\hat{e} = \frac{-\ln(1 - \frac{\hat{E}_0^*(NS - N_t)}{Pr_t - CN_t})}{\ln(1 + (NS - N_t))}, \quad (6.4)$$

де Pr_t – розрахунковий коефіцієнт за один рік експлуатації об'єкта;

NS – коефіцієнт, що відображає облікову річну ставку відсотка за кредитами банку або вкладом у банк (0,12);

N_t – середня ставка оподаткування доходу від банківського вкладу, виражена через коефіцієнт зменшення річного відсотка банку.

6.2. Визначення експлуатаційних витрат на розробку та виготовлення пневмогідравлічної підвіски сидіння

Додаткові капіталовкладення на розробку та виготовлення пневмогідравлічної підвіски сидіння складаються з витрат на придбання матеріалу та витрат на оплату праці, пов'язаних з розробкою та виготовленням деталей і вузлів (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Витрати на додаткові капітальні вкладення

Показники	Кількість	Ціна, грн.	Вартість, грн.
1. Матеріали, вузли, деталі			
Лист 4,0 ДСТУ 8540:2015 / Ст3ПС ДСТУ 7809:2015	50×60	285	285
стандартні кріпильні вироби (болти, гайки, шайби)			185
стрічка 10×380×400 ДСТУ 8541:2015 / Сталь 55 ДСТУ 7809:2015	2	195	390
Куточок 20х20х3 ДСТУ 2251:2018	1	200	200
Труба 60х60х4 ДСТУ 8940:2019	2 кг	400 за кг	800
Сталь 50 ДСТУ 7809:2015	45 кг	35 за 1 кг	1575
Сталь 50Г ДСТУ 7809:2015	15	75 за 1 кг	1125
З'єднувальні трубопроводи	5	125	625
Хомути	10	15	150
2. Витрати на виготовлення та монтаж			
токарні роботи (25,8 людино-годин)		50,74	1309,1
фрезерні роботи (12,2 людино-години)		50,74	619,0
слюсарні роботи (15,8 людино-годин)		50,74	284,1
зварювальні роботи (8,3 людино-години)		50,74	801,7
3. Разом прямих витрат			8349
4. Накладні та інші витрати (15%)			1252,4
Разом витрат на виготовлення та монтаж			9601,4

Проведемо розрахунок продуктивності тракторно-транспортного агрегату у складі МТЗ-1221+»КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т при внесенні органічних добрив за такою технологічною схемою: доставка органічних добрив на поля транспортними засобами, вивантаження з у добрив у штабелі, завантаження в розкидачі та внесення (при довжині пробігу понад 3 км) [4].

Продуктивність тракторно-транспортного агрегату розраховуватиметься за формулою [9]:

$$W = \frac{Q_{\text{гр}}}{\tau_{\text{під}} + \tau_{\text{зав}} + \tau_{\text{розк}} + \tau_{\text{внес}} + \tau_{\text{пер}} + \tau_{\text{оч}} + \tau_{\text{інш}}} \times q, \quad (6.5)$$

де W – продуктивність ТТА, т/год;

$Q_{\text{гр}}$ – вантажопідйомність, т;

$T_{\text{під}}$ – час під'їзду до навантажувача, год;
 $T_{\text{пог}}$ – час простою під завантаженням, год;
 $T_{\text{від'їзд}}$ – час від'їзду від навантажувача, год;
 $T_{\text{рух}}$ – час руху з вантажем, год;
 $T_{\text{роз}}$ – час розвантаження, год;
 $T_{\text{двхх}}$ – час руху ТТА без вантажу, год;
 q – коефіцієнт використання робочого часу,
 $q = 0,6-0,8$.

Середня довжина пробігу транспортного засобу, за статистичними даними, становить 3,6 км [4]. Допустима швидкість руху ТТА, виходячи з рівня допустимих середньоквадратичних прискорень для базового варіанту, становить 12 км/год, для проектного варіанту – 18 км/год (див. розділ 2, підрозділ 2.4). Коефіцієнт зниження швидкості агрегату при перевезеннях сільськогосподарських вантажів на відстань 3,6 км $= 0,122$. Швидкість руху агрегату з урахуванням даного коефіцієнта для базового варіанту – 10,5 км/год, для проектного варіанту – 15,8 км/год. Вантажопідйомність «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т = 10 т, $T_{\text{под}} = 0,016$ год, $T_{\text{пог}} = 0,06$ год, $T_{\text{від'їзд}} = 0,025$ год, $T_{\text{раз}} = 0,02$ год [9].

Продуктивність базового варіанту з серійною підвіскою сидіння:

$$W = \frac{10}{0,025+0,34+0,02+0,39+0,016+0,06} \times 0,7 = 8.25 \text{ т/год}$$

Продуктивність ТТА з модернізованою підвіскою сидіння;

$$W = \frac{10}{0,025+0,28+0,02+0,33+0,016+0,06} \times 0,7 = 9.50 \text{ т/год}$$

Визначимо кожен член рівняння (6.1) та річну суму витрат при виконанні трактором МТЗ-1221 транспортних робіт.

$$З = Y_0 \times З_m, \quad (6.6)$$

де $З$ – оплата праці обслуговуючого персоналу, грн.;

Y_0 – погодинна ставка, грн./год.;

$З_m$ – витрати робочого часу на виконання транспортних робіт, год.

Таблиця 6.2 – Вихідна інформація для економічної оцінки

Показники	Базовий варіант	Експериментальний варіант
1. Кількість обслуговуючого персоналу, осіб	1	1
2. Балансова вартість трактора МТЗ-1221, грн.	1500000	1509601,4
3. Балансова вартість причепа «САРМАТ», грн.	95000	95000
4. Додаткові капіталовкладення, грн.	-	9601,4
5. Річний набіг МТЗ-1221, год	1200	1200
6. Річний набіг причепа «САРМАТ», год	800	800
7. Річний набіг на транспортних роботах МТЗ-1221, год.	480	480
8. Комплексна ціна ПММ, грн/кг.	100,6	1000,6
9. Термін служби об'єкта (причіп «САРМАТ»), років	8	8
10. Термін служби об'єкта (МТЗ-1221), років.	11	11
11. Продуктивність, т/год.	8,25	9,50
12. Обсяг робіт, т.	3960	4560
13. Норми експлуатаційних витрат:		
-годинна ставка оплати праці, грн/год	68,45	68,45
- амортизаційні відрахування (МТЗ-1221), %	9,1	9,1
-відрахування на ТО, ремонт тощо, (МТЗ-1221), %	9,9	9,9
-витрата палива, кг/год	16,54	16,54
-амортизаційні відрахування («САРМАТ»), %	12,5	12,5
-відрахування на ТО, ремонт тощо, («САРМАТ»), %	11,0	11,0

Витрати на оплату праці:

трактор МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$З = U_o + Z_m = 480 \times 68,45 = 32856 \text{ грн.}$$

трактор МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$З = U_o + Z_m = 480 \times 68,45 = 32856 \text{ грн.}$$

Вартість пального та мастильних матеріалів.

$$Г = R_{\text{э}} \times S \times Ц_m, \quad (6.7)$$

де $R_{\text{э}}$ – витрата палива на одиницю роботи, кг/год;

S – час, необхідний для виконання обсягу робіт, год;

C_m – комплексна ціна палива, грн./кг.

Визначимо вартість пального та мастила:

трактора МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$Г = R_{\text{э}} \times S \times C_m = 163547.5 \text{ грн.}$$

трактора МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$Г = R_{\text{э}} \times S \times C_m = 16.54 \times 480 \times 20.6 = 163547.5 \text{ грн.}$$

Норми відрахувань на 1 годину завантаження трактора, на технічне обслуговування, капітальний і поточний ремонт, заміну шин і гусениць, зберігання:

$$p = \frac{B_c \times NP}{100 \times W_r}, \quad (6.8)$$

де p – норма відрахувань на ТО, ремонт, заміну шин та зберігання машин у розрахунку на 1 годину річного навантаження трактора або причепа;

B_c – балансова вартість машини, грн.;

NP – норма відрахувань на ТО, ремонт, заміну шин, зберігання машини у відсотках до балансової вартості машини;

W_r – річне навантаження, год.

Визначимо норму відрахувань на 1 годину завантаження трактора МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$p = \frac{B_c \times NP}{100 \times W_r} = \frac{1500000 \times 9.9}{100 \times 1200} = 123.6 \text{ грн.}$$

з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$p = \frac{B_c \times NP}{100 \times W_r} = \frac{1509601.4 \times 9.9}{100 \times 1200} = 124.5 \text{ грн.}$$

Норми відрахувань на 1 годину завантаження причепа.

$$p = \frac{B_c \times NP}{100 \times W_r} = \frac{95000 \times 11.0}{100 \times 800} = 13.1 \text{ грн.}$$

Річна сума відрахувань (P_m):

$$P_m = p \times W_{rt}, \quad (6.9)$$

де W_{rt} – річне навантаження трактора МТЗ-1221 на транспортних роботах, год.

Визначимо річну суму відрахувань (Pm).

трактора МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$Pm = p \times Wrt = 123.6 \times 480 = 59328 \text{ грн.}$$

трактора МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$Pm = p \times Wrt = 124,5 \times 480 = 59760 \text{ грн.}$$

Річна сума відрахувань на причіп «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т:

$$Pm = p \times Wrt = 13.1 \times 480 = 6288 \text{ грн.}$$

При розрахунку сум амортизаційних відрахувань (відрахувань на повне відновлення) на одиницю річного навантаження використовується формула:

$$a = \frac{Bc \times NA}{100 \times Wr}, \quad (6.10)$$

де NA – річна норма амортизації у відсотках від балансової вартості машини.

Визначимо амортизаційні відрахування на трактор МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$a = \frac{Bc \times NA}{100 \times Wr} = \frac{1500000 \times 9,1}{1200 \times 100} = \mathbf{113.8 \text{ грн.}}$$

на трактор МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$a = \frac{Bc \times NA}{100 \times Wr} = \frac{1509601,4 \times 9,1}{1200 \times 100} = 114,5 \text{ грн.}$$

Норма амортизаційних відрахувань на причіп «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т.

$$a = \frac{Bc \times NA}{100 \times Wr} = \frac{95000 \times 12,5}{800 \times 100} = \mathbf{14.8 \text{ грн.}}$$

Сума амортизаційних відрахувань за рік:

$$Am = a \times Wrt, \quad (6.11)$$

Визначимо амортизаційні відрахування при виконанні трактором МТЗ-1221 транспортних робіт.

трактор МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$Am = a \times Wrt = 113.8 \times 480 = 54624 \text{ грн.}$$

трактор МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$Am = a \times Wrt = 114.5 \times 480 = 54960 \text{ грн.}$$

Визначимо амортизаційні відрахування на причіп «КОБЗАРЕНКО» ТСП-6Т.

$$Am = a \times Wrt = 14.8 \times 480 = 7104 \text{ грн.}$$

Визначимо загальну суму експлуатаційних витрат за рік за формулою (6.1) трактор МТЗ-1221 із серійною підвіскою сидіння:

$$I = 3 + \Gamma + \tau_m + \tau_m + \tau_{np} + \tau_{np} = 32856 + 163547.5 + 59328 + 54624 + 6288 + 7104 = 323747.5 \text{ грн.}$$

трактор МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння:

$$I = 3 + \Gamma + \tau_m + \tau_m + \tau_{np} + \tau_{np} = 32856 + 163547.5 + 59760 + 54960 + 6288 + 7104 = 324515,5 \text{ грн}$$

Загальна сума економічного ефекту від реалізації проєктованих розробок складається з економії експлуатаційних витрат.

Економія (+), перевитрата (-) експлуатаційних витрат за рік оцінюється за формулою:

$$I_r = 80968,4 \text{ грн.}$$

6.3. Розрахунок економічного ефекту за термін експлуатації, коефіцієнта ефективності капітальних вкладень та терміну окупності капітальних вкладень

Економічний ефект за термін служби враховує щорічний ефект і його зростання з роками за формулою складних відсотків:

$$Pr = Ei_r \times \frac{(1)^t T-1}{NS}, \quad (6.12)$$

де Ei_r – економічний ефект за один рік експлуатації грн.;

NS – коефіцієнт, що відображає облікову річну ставку відсотка за кредитами банку або вкладом у банк ($NS = 0,12$);

T – термін служби об'єкта, р.

Визначимо економічний ефект за термін служби об'єкта.

$$Pr = 1672740.7 \text{ грн.}$$

Середньорічний коефіцієнт ефективності вкладень показує річний приріст ефекту (додаткового прибутку):

$$E_t = \sqrt[t]{\frac{K_t}{K_0}} - 1 = \sqrt[11]{\frac{1672740.7}{9601.4}} - 1 = 0.59$$

Оскільки коефіцієнт ефективності капітальних вкладень більший за коефіцієнт банківської ставки $E_t > NS$, то доцільно використовувати проектовану підвіску сидіння на тракторі МТЗ-1221. Визначимо термін окупності капіталовкладень.

$$\dot{O}i\hat{e} = \frac{-\ln(1 - \frac{\hat{E}_0 * (NS - N_t)}{Pr_t - CN_t})}{\ln(1 + (NS - N_t))} = \frac{-\ln(1 - \frac{9601.4 \times 0.12}{80968.4})}{\ln(1 + 0.12)} = 0.13 \text{ роки}$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 6.3.

Таблиця 6.3 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат і показників ефективності трактора МТЗ-1221 з пневмогідравлічною підвіскою сидіння

Види витрат та показники ефективності	Серійний	Проектований
1. Оплата праці, грн.	32856	32856
2. Вартість ПММ, грн.	163547,5	163547,5
3. Відрахування на ремонт і ТО, грн.	59328	59760
4. Відрахування на амортизацію, грн.	54624	54960
5. Сума витрат, грн.	323747,5	324515,5
6. Економічний ефект за рік, грн.	-	80968,4
7. Економічний ефект за термін експлуатації, грн.	-	1672740,4
8. Фактичний коефіцієнт капітальних вкладень	-	0,59
9. Термін окупності, р.	-	0,13

Як показав розрахунок економічної ефективності, застосування пневмогідравлічної підвіски сидіння на тракторі МТЗ-1221 під час виконання ним транспортних операцій є доцільним. Річний економічний ефект на один трактор становить 80968,4 грн.; економічний ефект за термін експлуатації – 1672740,4 грн.; термін окупності – 0,13 року.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Зростання швидкості руху тракторів та сільськогосподарської техніки призводить до збільшення низькочастотних коливань на робочому місці оператора, що негативно впливає на організм людини. У зв'язку з цим проблемі зниження рівня низькочастотних коливань приділяється все більше уваги. Одним із найпоширеніших способів зниження низькочастотних коливань на робочому місці оператора є застосування ефективної підвіски сидіння.

Для вирішення поставленого завдання в даному дипломному проекті була розроблена конструкція пневмогідравлічної підвіски сидіння.

Проведені розрахунки показують, що застосування на тракторі МТЗ-1221 розробленої конструкції підвіски сидіння дозволяє значно знизити рівні вібрації на робочому місці оператора.

Таким чином, встановлено, що швидкість руху трактора (по ґрунтовій дорозі) з пневмогідравлічною підвіскою сидіння при допустимому рівні середньоквадратичних значень прискорень на сидінні оператора може дорівнювати 18 км/год, тоді як із серійною підвіскою швидкість руху трактора не повинна перевищувати 12 км/год.

Розрахунок економічної ефективності проекту показав, що застосування пневмогідравлічної підвіски сидіння на тракторі МТЗ-1221 при виконанні ним транспортних операцій є доцільним.

Річний економічний ефект від впровадження проектованої конструкції підвіски сидіння становить 80968,4 грн.; термін окупності проекту – 0,13 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сідашенко О. І., Науменко О. А. та ін. Ремонт машин та обладнання : підручник / за ред. О. І. Сідашенка, О. А. Науменка. Київ : Агроосвіта, 2014. 665 с.
2. Redfield, R.C.: Performance of low-bandwidth, semi-active damping concepts for suspension control, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20, No. 5, (1991), pp. 245.
3. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.
4. Борак К. В. Impact of soil moisture on wear intensity of the actuating elements of soil processing machines. *Міжнародний науковий журнал «Проблеми трибології»*. 2020. № 2. С 34–41.
5. Борак К. В. Impact of soil moisture on wear intensity of the actuating elements of soil processing machines. *Проблеми трибології*. 2020. № 2. С 34–41.
6. Rogovskii, I. L., Borak, K. V., Maksimovich, E. Yu., Smelik, V. A., Voinash, S. A., Maksimovich, K. Yu., & Sokolova, V. A. (2020). Wear resistance of blade and disc working bodies of tillage tilling machines hardened by electrodes. T-series. *Journal of Physics : Conference Series*. 1679 (4), art. №. 042084.
7. Борак К. В., Куликівський В. Л. Матеріалознавство та технологія конструкційних матеріалів. Ч. 1: Теоретичні основи матеріалознавства : навч. посіб. Житомир : Поліський нац. ун-т, 2024. 101 с.
8. Правила охорони праці під час технічного обслуговування та ремонту машин і обладнання сільськогосподарського виробництва : ДНАОП 01.41-1.01-01. Київ : Держнагляд охорони праці України, 2001. URL: https://dnaop.com/html/43127/doc-ДНАОП_01.41-1.01-01 (дата звернення: 26.04.2026).
9. ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements. Geneva : ISO, 1997.

10. ДСТУ EN ISO 4254-1:2017. Сільськогосподарські машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Загальні вимоги. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. Доцільно використати в розділі з охорони праці та безпеки конструкції.
11. ДСТУ EN ISO 4254-1:2016 / Зміна № 1:2022. Сільськогосподарські машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Загальні вимоги. сучасних вимог безпеки до сільськогосподарських машин.
12. ISO 4254-1:2013. Agricultural machinery. Safety. Part 1: General requirements. Geneva : ISO, 2013.
13. ДСТУ ISO 2041:2007. Вібрація та удар. Словник термінів. Київ : Держспоживстандарт України, 2007.
14. Бучок В. С. Трактори і автомобілі : навчальний посібник. Київ : Аграрна освіта, 2008. 331 с.
15. Заєць М. Л. Сучасні тенденції, напрями гідрофікації приводів самохідних сільськогоспо-дарських машин Біоенергетичні системи в агропромисловому виробництві : Матеріали II міжнародної науково-практичної конференції «Біоенергетичні системи в агропромисловму виробництві», Житомир: ЖНАЕУ, 2018. С. 182-186.
16. Sivak R., Kulykivskyi V., Savchenko V., Minenko S., & Borovskyi V. Determination of porosity functions in the pressure treatment of iron-based powder materials in agricultural engineering. Scientific Horizons. 2023. Vol. 26, №. 3. P. 124–134.
17. Борак К. В., Ткачук Б. М., Торгонський В. С. Перспективи розвитку технічного сервісу МТП в АПК. Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 20-21 лют. 2025 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України. С. 61-62.
18. Борак К.В., Весельський В.І. Перспективні напрямки розвитку систем керування сільськогосподарських машин та тракторів. Збірник тез

доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–18 жовтня 2025 року). Київ. НУБІП України. С. 574-580.

19. Головчук А. Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки. Книга 1. Трактори. Київ : Грамота, 2013. 336 с.

20. Лебедєв А. Т. Трактори та автомобілі. Ч. 3. Шасі. Київ : Вища школа, 2014. 336 с.

21. Кальченко Б. І. Динаміка руху колісних тракторів. Харків : НТУ «ХПІ», 2021.

22. Венцель Є. С. Автомобілі і трактори : навчальний посібник. Харків : УкрДАЗТ, 2009. 102 с.

23. Рубець А. М. та ін. Трактори та автомобілі : навчальний посібник. Біла Церква : БНАУ, 2018.

24. Лук'яненко В. М. Методи розрахунку пасивних систем підресорювання сидіння оператора. 2017.

25. Brunetti J., Galli L., et al. Analysis of the Vibrations of Operators' Seats in Agricultural Tractors. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, No. 11. Article 4749.

26. Prasad N., Tewari V. K., Yadav R. Tractor ride vibration — A review. *Journal of Terramechanics*. 1995.

27. Effect of Tractor Seat Suspension Parameters on Vibration Exposure. 2020.

28. Optimization of Agriculture Tractor Seat Vibration Suspension System. *IJTSRD*, 2021.

29. Research on Tractor Active Seat Suspension Based on Control Methods. 2023.

30. Патент України № 56284, МПК В60N 2/50. Сидіння транспортного засобу з підвіскою активного типу / О. І. Поливний, А. Ю. Юрченко. Опубл. 10.09.2006, бюл. № 25.

31. Корисна модель UA № 46232, МПК В60N 2/50. Адаптивна система підвіски сидіння трактора / М. І. Чересло, А. М. Склярчук. Опубл. 08.10.2009, бюл. № 21.
32. Єременко В. Е. Покращення умов керування трактором ЮМЗ-8040 шляхом удосконалення підвіски сидіння оператора. Дніпро, 2024.
33. ДСТУ 7239:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. Київ : Держспоживстандарт України, 2011.
34. ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration — Part 1: General requirements. Geneva : ISO, 1997.