

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

УДК 629.3.046:684.434.7

АМЕЛЬЧЕНКО Наталья Петровна

**УЛУЧШЕНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ПОДВЕСКИ
СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**

Автореферат

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

по специальности 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Могилев, 2008

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель –

Ким Валерий Андреевич

доктор технических наук, доцент,
Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», профессор кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей»

Официальные оппоненты–

Гуськов Валерий Владимирович

доктор технических наук, профессор,
Учреждение образования «Белорусский национальный технический университет», профессор кафедры «Тракторы»

Дубовик Дмитрий Александрович

кандидат технических наук,
Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси, заместитель директора по научной работе

Оппонирующая организация –

РУП «Научно-практический центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»

Защита состоится « ____ » _____ 2008 г. в 14 часов на заседании совета по защите диссертаций К 02.18.02 при ГУ ВПО «Белорусско –Российский университет» по адресу: 212005, г. Могилев, пр-т Мира, 43, корп. 1, ауд.302, bru@bru.mogilev.by, телефон ученого секретаря совета: +37529 687 51 21.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусско-Российского университета.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2008 г.

Ученый секретарь совета по защите диссертаций, кандидат технических наук, доцент

_____ М. Е. Лустенков

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы Всероссийский научно-исследовательский институт охраны труда неоднократно отмечал существенный рост профессиональных заболеваний водителей колесных тракторов за счет их подверженности отрицательно действующим на организм колебаниям и вибрациям. Исследованиями ученых было установлено, что наиболее вредными воздействиями для водителя являются низкочастотные колебания в диапазоне частот 1,2–8 Гц, возникающих на рабочих скоростях движения трактора 5–12 км/ч.

С ужесточением международных требований по показателям безопасности труда водителя колесных машин (директивы Совета ЕЭС № 78/764) многие заводы стран СНГ, производящие колесные машины, включая и Минский тракторный завод (МТЗ), несут значительные дополнительные валютные затраты на приобретение зарубежных сидений. Опыт создания тракторной техники на Минском тракторном заводе за последние десятилетия показал, что из всех возможных способов введения в конструкцию машин виброизолирующих систем наиболее эффективным, с точки зрения обеспечения виброзащиты водителя, является поддрессирование сиденья.

Разработка научных методов проектирования подвесок сидений трактора с эффективной системой виброзащиты водителя и улучшенной эргономикой обеспечит повышение производительности и конкурентоспособности тракторной техники, производимой в Республике Беларусь, и поэтому решает актуальную народно-хозяйственную и научную задачу.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами. Работа выполнялась в соответствии с заданием АТ–02.18 Государственной научно-технической программы (ГНТП) «Белавтотракторостроение» и заданием АТ–02.36 подпрограммы «Тракторостроение» ГНТП «Машиностроение» Министерства промышленности Республики Беларусь в 2001–2007 гг.

Цель и задачи исследования. Целью работы является создание теоретических методов системного анализа качества функционирования проектируемых подвесок сиденья водителя колесного трактора, позволяющих создать конструкции подвесок сидений с эффективными виброзащитными свойствами в области низких частот (1–8 Гц) на рабочих скоростях трактора 5–12 км/ч и в режиме транспортных скоростей 15–35 км/ч.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

– обосновать оценочные критерии эффективности виброзащитных систем с целью сравнительного анализа качества функционирования различных конструкций подвесок сиденья колесного трактора;

– разработать теоретические методы качественного анализа линейных и нелинейных систем поддрессирования, спектрального анализа колебаний, позволяющих прогнозировать эффективность включения в подвеску элементов релаксации демпфирования, различных конструкций динамических гасителей колеба-

ний, комбинаций линейных характеристик, придающих системе нелинейные свойства; исследовать гистерезисные и релаксационные характеристики упруго-диссипативных элементов подвесок;

– разработать методы имитационного моделирования колебаний сиденья водителя при случайных воздействиях неровностей опорной поверхности и скорости движения колесного трактора на ПЭВМ с целью определения оптимальных упругодиссипативных характеристик подвесок;

– разработать теоретические основы функционирования адаптивной активной виброзащитной системы (АВС), использующей высокоинформативные источники и позволяющей расширить диапазон виброзащитных свойств подвески сиденья водителя;

– практически реализовать отдельные результаты теоретических исследований в подвеске опытного образца сиденья;

– провести испытания опытного образца сиденья с улучшенной подвеской на тракторе МТЗ с целью проверки его эффективности, надежности и долговечности по сравнению с серийными подвесками.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся теоретические методы системного анализа качества функционирования проектируемых подвесок сиденья водителя колесного трактора, позволяющие практически реализовать подвеску сиденья водителя с наиболее эффективными виброзащитными свойствами в диапазоне низкочастотных колебаний, включающие:

– метод спектрального анализа подвески сиденья, позволяющий провести сопоставительный анализ математических моделей Максвелла (модель с релаксацией демпфирования) и Ньютона при случайных возмущениях со стороны опорной поверхности на колеса трактора;

– метод количественного и качественного анализа линейной и нелинейной системы подрессоривания сидений водителя колесных тракторов, позволяющий исследовать влияние гистерезиса и релаксации демпфирования на частотные характеристики подвески сиденья;

– исследование динамических гасителей колебаний в подвеске сиденья, позволяющих обеспечить гашение колебаний сиденья на транспортных скоростях трактора по дорогам с искусственным покрытием;

– адаптивный алгоритм управления активной виброзащитной системой подвески сиденья, основанный на анализе сил в опорах подвески, позволяющий обеспечить гашение широкого диапазона частот колебаний (1–20 Гц и более);

– метод имитационного моделирования колебательной системы на ПЭВМ с моделированием случайных возмущений, позволяющий выбрать оптимальные характеристики упругодиссипативных элементов подвески.

Личный вклад соискателя. Автор самостоятельно сформулировал цель и задачи исследований, разработал теоретические методы анализа колебательных систем. Автор принимал участие в создании подвески опытного сиденья 95-6800010 колесного трактора МТЗ с элементом релаксации демпфирования. Совместно с научным руководителем д-ром техн. наук В.А. Кимом разработаны методы исследований. Отдельные теоретические исследования проводились совместно с О.В. Билык, а экспериментальные – с Л.К. Чучалиным и Е.Н. Гри-

горьевым, что отражено в совместных публикациях.

Апробация результатов диссертации. Основные положения результатов исследований докладывались и представлялись на международных конференциях: «Механика машин. Теория и практика» (НИРУП «Белавтотракторостроение»), Минск, 10-11 февраля, 2003 г.; «Современные методы проектирования машин» (БНТУ), г. Минск, 14-15 апреля 2004 г.; «Проблемы создания информационных технологий» (Международная академия информационных технологий), г. Минск, 2005 г.; на расширенном заседании кафедры ТЭА с участием кафедр «Автомобили» и СДПТМиО Белорусско-Российского университета (протокол заседания кафедры № 2 от 14.09.2006 г.).

Опубликованность результатов исследований. По теме диссертации издана монография, опубликовано 10 статей, из них 5 статей в рецензируемых научно-методических журналах и 5 статей в сборниках научных трудов международных научных конференций, общим объемом 7,4 авторских листов. Получено 3 патента, в том числе 2 патента Республики Беларусь и 1 патент Российской Федерации.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, библиографического списка и приложений. Работа содержит 98 страниц машинописного текста, 2 таблицы и 65 рисунков, изложенных на 45 страницах, 8 страниц библиографического списка из 122 источников и 6 приложений, включающих промежуточные выводы формул, программу моделирования на ПЭВМ, 10 таблиц, 10 рисунков, протокол испытаний сиденья и акт внедрения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении и общей характеристике работы дано обоснование актуальности темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследований, изложены основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена частотному анализу колебаний на сиденье водителя и обоснованию выбора критерия эффективности системы поддрессоривания сиденья водителя колёсного трактора. Исследованиям низкочастотных колебаний трактора посвящены работы Я.И. Бронштейна, А.К. Бирули, В.В. Гуськова, G. Derui, Д. Дикмана, F. Deine, M. Naack, M. Mitschke, В.Н. Кошмана, R. Janneway, Р.И. Фурунжиева и многих других ученых.

Так, исследованиями F. Deine и M. Mitschke определены диапазоны частот собственных колебаний различных органов человека (рисунок 1), а также установлены распределения частот колебаний по элементам конструкции колёсного трактора (рисунок 2).

Особое внимание F. Deine и M. Mitschke обращают на низкочастотные колебания (1–8 Гц), которые оказывают наиболее вредное воздействие на водителя и вызывают у него профессиональные заболевания.

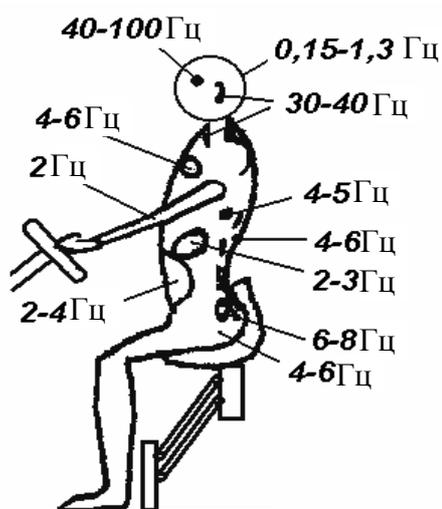


Рисунок 1 – Распределение частот собственных колебаний по М. Mitschke и F. Deine

Исследованиями установлено, что собственная частота колебаний человека на сиденье современных колесных тракторов составляет 1-3 Гц, а допустимые значения среднеквадратичных ускорений и амплитуд вертикальных перемещений сиденья не должны превышать $8,5 \text{ м/с}^2$ и 0,02 м, которые также предусмотрены ГОСТ 12.1.012-90 и директивой Совета ЕЭС № 78/764.

Вторая глава посвящена анализу конструктивных особенностей подвесок сидений, разработке математических моделей для исследования динамических процессов в подвеске сиденья водителя колесного трактора в зависимости от его упругодиссипативных характеристик и используемых гасителей колебаний, а также разработке рекомендаций по практическому использованию отдельных результатов исследований.



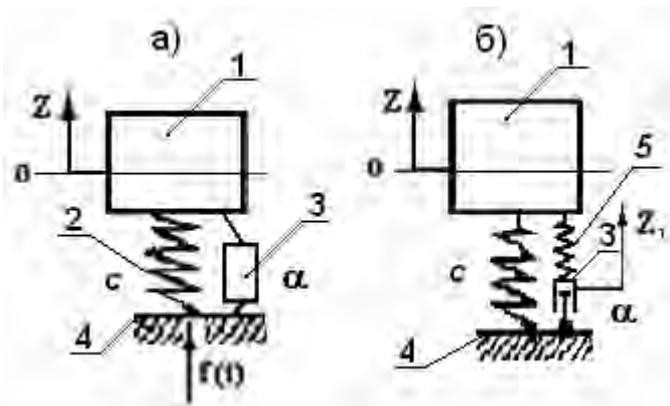
Рисунок 2 – Распределение частот колебаний по элементам конструкции колёсного трактора

Для проведения кинематического анализа подвесок использована классификация, предложенная профессором Д.А. Чудаковым. Анализ направляющих конструкций подвески показал, что подвеска с параллелограммным направляющим

наиболее удобна для размещения в ней упругодиссипативных элементов различной компоновки. Для исследования динамических процессов были разработаны математические модели. При разработке математических моделей колебательных систем, наряду с моделью Ньютона (рисунок 3, а) была рассмотрена модель Максвелла (рисунок 3, б), включающая элемент релаксации демпфирования.

В модели Максвелла последовательная связь упругого элемента 5 с элементом диссипации 4 создает условия возникновения релаксации демпфирования, производящей сдвиг фаз колебаний при возникновении резонанса за счет дополнительной координаты Z_1 .

Анализ результатов исследований подвесок указывает на то, что единичные импульсные воздействия требуют особого внимания, так как они чаще всего приводят к пробую подвески. Поэтому при теоретических исследованиях нами исследована реакция колебательной системы на единичные возмущения.



1 – поддрессоренная масса; 2 – упругий элемент (несущий элемент подвески сиденья); 3 – элемент диссипации колебательной энергии (амортизатор); 4 – остов трактора; 5 – упругий элемент

Рисунок 3 – Колебательные модели: Ньютона (а) и Максвелла (б)

Для исследования единичных импульсных воздействий нами были составлены неоднородные дифференциальные уравнения колебаний, которые в матричной форме имеют вид:

$$\|a\| \left\{ \ddot{q} \right\} + \|c\| \left\{ q \right\} + \|\alpha\| \left\{ \dot{q} \right\} = \left\{ f(t) \right\}, \quad (1)$$

где $\|a\|$ – матрица коэффициентов инерции;
 $\|c\|$ – матрица коэффициентов жесткости;
 $f(t)$ – матрица коэффициентов обобщенных сил;
 $\|\alpha\|$ – матрица коэффициентов демпфирования.

Классически принято, что реакцию колебательной системы исследуют на гармоническое возмущение на основе уравнения вынужденных колебаний:

$$m \cdot \ddot{q} + \alpha \cdot \dot{q} + c \cdot q = f_0 \cdot \sin \omega_0 t, \quad (2)$$

где \ddot{q} , \dot{q} , q – ускорение, скорость и перемещение поддрессоренной массы m , соответственно; f_0 – амплитуда гармонического возмущения; ω_0 – частота гармонического возмущения.

Из уравнения (2) максимальное перемещение q_{\max} равно:

$$q_{\max} = \frac{f_0}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_m} \right)^2}, \quad (3)$$

где ω_m – частота собственных колебаний подвески.

Частотный коэффициент равен $K_\omega = \omega_0 / \omega_m$ и представляет собой основной критерий, оценивающий упругую взаимосвязь масс остова трактора и массы водителя.

Оптимальная величина K_ω , в зависимости от частоты колебания остова, должна находиться в пределах 1,5–3. Анализ результатов показал, что варьирование параметрами передней подвески трактора (задняя подвеска у трактора отсутствует) не дает существенного снижения коэффициента K_ω , характеризующего реакцию системы на единичные возмущения.

Наиболее эффективным методом анализа линейных систем является спектральный анализ, требующий установления соответствующих статистических характеристик возмущений, которые определяются корреляционной функцией. Корреляционная функция при проведении спектрального анализа, по рекомендациям многих авторов, описывалась аналитическим выражением

$$\rho(L) = A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |L|} \cdot \cos(\beta_1 \cdot L) + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |L|} \cdot \cos(\beta_2 \cdot L), \quad (4)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ – коэффициенты корреляционной связи; L – длина неровности; A_1, A_2 – коэффициенты, зависящие от опорной поверхности.

Для спектрального анализа и определения передаточных функций уравнения (1) представляются в форме преобразования Лапласа.

Спектральный анализ показал, что снижение среднеквадратичных ускорений путем варьирования упругодиссипативных характеристик не дают ощутимых результатов в диапазоне частот 1–8 Гц при движении трактора по поверхности различных полей со скоростью 5–12 км/ч, а амплитуды колебаний значительно превышают установленное значение 0,02 м.

Для поиска решений были рассмотрены варианты использования динамических гасителей колебаний. Одним из вариантов был одномассовый динамический гаситель. Однако данный гаситель колебаний обладает тем недостатком, что он функционирует только на одной определенной частоте возмущающего воздействия и зависит от его начальной настройки. Для гашения спектра частот возмущающего воздействия исследован многомассовый гаситель. Недостатком данного гасителя была сложность его конструктивного исполнения, которая требовала блокировки масс системы при резонансных частотах колебаний. Для устранения недостатка многомассового гасителя колебаний был

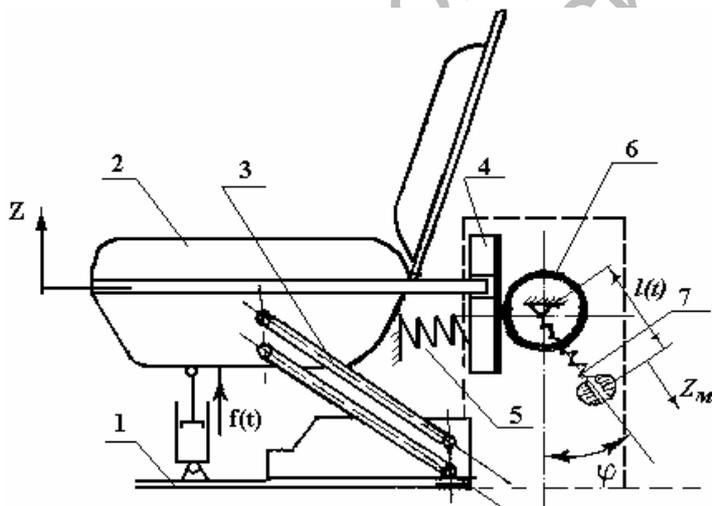


Рисунок 4 – Подвеска с маятниковым динамическим гасителем колебаний

исследован маятниковый динамический гаситель колебаний (рисунок 4, где 1 – остов трактора; 2 – сиденье водителя; 3 – подвеска сиденья, состоящая из рычажного механизма, амортизатора и упругого элемента, выполненного в виде торсиона; 4 – диск сиденья с фрикционным элементом; 5 – поджимное устройство диска; 6 – колесо с фрикционным элементом; 7 – маятниковый механизм).

Динамический гаситель маятникового типа изменяет частоту собственных колебаний при изменении длины местопо-

ложения подвижного груза $l=l(t)$, которая зависит от скорости \dot{Z} .

Динамический гаситель маятникового типа эффективно функционировал в диапазоне частот 10–20 Гц, что связано с эффективным изменением длины

маятника $l=l(t)$. На более низких частотах колебаний эффективность его использования в подвеске не установлена. Кроме того, существенным недостатком данного гасителя является наличие дополнительных элементов и значительные габаритные размеры системы в ограниченном пространстве кабины трактора.

Многие авторы считают, что наиболее перспективным является использование подвески с нелинейной характеристикой. Однако такая подвеска, как известно, отличается дороговизной. Вариант получения нелинейной характеристики с помощью линейных характеристик упругих элементов представлен на рисунке 5.

В положении статического равновесия масса покоится на двух упругих элементах. Положим, что коэффициент упругости каждой из пружин равен c_1 , а коэффициент вязкого сопротивления амортизатора равен α . Колебания подрессоренной массы сиденья происходят в пределах ее перемещений $(2 \cdot l)$ под действием упругих сил одной из пружин. Если колебания выходят за пределы $KL = 2 \cdot l$, то груз входит дополнительно в соприкосновение с боковыми пружинами, имеющими предварительный натяг. Силы упругости пружин изменяются по закону, представленному на рисунке 5, б.

Для качественного анализа данной системы использован метод припасовывания.

Амплитуда колебаний подрессоренной массы сиденья равна:

$$a = \frac{1}{k_2} \cdot \sqrt{v_0^2 + l^2 \cdot (k_2^2 - k_1^2)}, \quad (5)$$

где

$$k_1^2 = \frac{c_1}{m}; \quad k_2^2 = \frac{c_2}{m}.$$

Период колебаний равен:

$$T = 4 \cdot (\tau_1 + \tau_2) = 4 \cdot \left(\frac{1}{k_1} \cdot \arcsin \frac{l \cdot k_1}{v_0} + \frac{1}{k_2} \cdot \arctg \frac{\sqrt{v_0^2 - l^2 \cdot k_1^2}}{l \cdot k_2} \right). \quad (6)$$

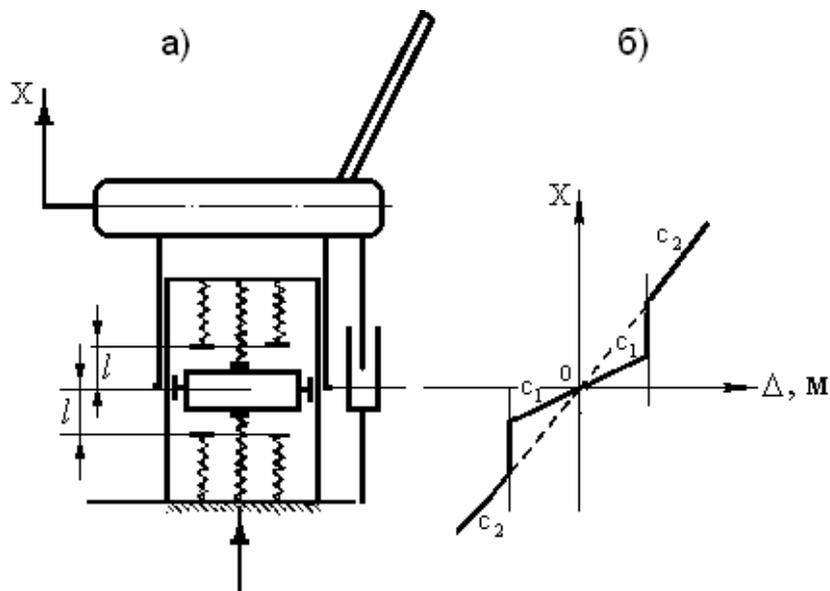


Рисунок 5 – Схема подрессоривания сиденья водителя с упругими элементами, установленными с зазором (а), и характеристика изменения упругой силы (б)

Для решения рассматриваемой задачи нельзя использовать метод малого параметра или метод медленно меняющихся амплитуд, а также метод эквивалентной линеаризации, так как нелинейность системы является существенной. Рассматриваемая система хорошо сохраняет заданную частоту собственных колебаний при значительных изменениях статической нагрузки, но не обеспечивает гашение колебаний в области частот 1–8 Гц.

На рисунке 6 представлена другая комбинация размещения линейного упругого элемента, придающая подвеске нелинейный характер. Так, в начальном положении длина упругого элемента равна $O_1A = l$, коэффициент жесткости пружины равен c . Положим, что в исходном положении пружина не деформирована, тогда модуль упругой силы F определяется по формуле

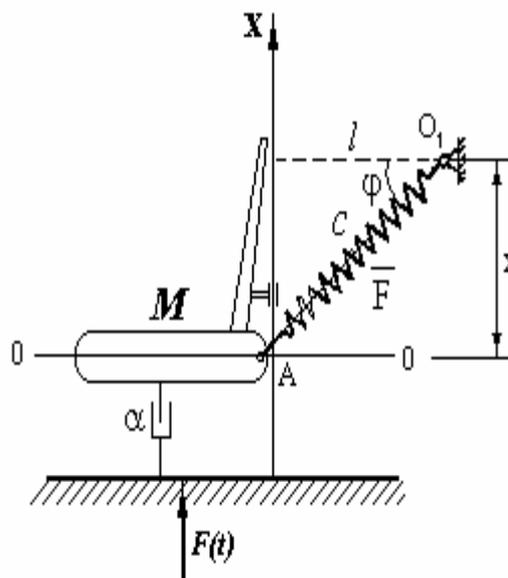


Рисунок 6 – Подвеска сиденья с консольно-закрепленным упругим элементом

$$F = c \cdot (\sqrt{l^2 + x^2} - l). \quad (7)$$

Разложив подкоренное выражение (7) в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами ряда разложения, находим

$$F = c \cdot \left[1 \cdot \left(1 + \frac{x^2}{2 \cdot l^2} \right) \right] = \frac{c}{2} \cdot \frac{x^2}{l}. \quad (8)$$

Тогда дифференциальное уравнение малых колебаний подрессоренной массы имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot x - \frac{c}{2 \cdot l^2} \cdot x^3 = 0. \quad (9)$$

Для анализа системы построим фазовый портрет (рисунок 7, а) с помощью дельта-метода. Дельта-функция имеет вид:

$$\delta = \delta(x) = \frac{\beta}{k^2} \cdot x^3 - x, \quad (10)$$

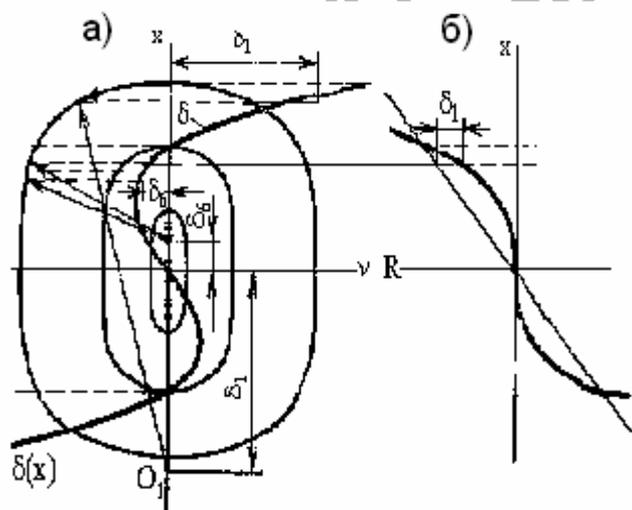


Рисунок 7 – Фазовый портрет колебания массы сиденья

где

$$\frac{c}{2 \cdot l^2} = \beta.$$

Из уравнения (10) следует, что δ равно нулю при $x = \pm k \cdot \sqrt{\beta}$. Это означает, что в соответствующих точках центр дуги окружности, аппроксимирующий фазовую траекторию (см. рисунок 7, а), лежит в начале координат. Начало координат на фазовой диаграмме является здесь особой точкой типа центра, однако движение фазовой точки около него происходит не по окружности. На рисунке 7, б представлено изменение упругой силы в зависимости от деформации упругого элемента.

Частота колебаний подрессоренной массы отличается от частоты собственных колебаний системы и может адаптироваться к частотам возмущающего воздействия в диапазоне частот 10–20 Гц при значительных деформациях упругого элемента и вертикальных перемещениях массы.

Для исследования гистерезиса упругого элемента подвески был разработан метод построения его фазовой характеристики. Для качественного анализа колебаний с гистерезисом был использован дельта-метод. Из анализа фазового портрета установлено, что трехкратная сила упругости вызывает вначале максимальную деформацию (в 22,3 раза больше начального смещения). Это может привести к тому, что деформация может превосходить деформацию упругого элемента по пределу упругости, что приведет систему к колебаниям с частотой, соответствующей остаточному смещению. Данное смещение представляет собой состояние статического равновесия. Гистерезис упругих элементов эффективен для гашения высокочастотных колебаний (от 20 Гц и более).

Наиболее привлекательным, с точки зрения компоновки и эффективности, является включение элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья. Анализ моделирования колебательной модели с элементом релаксации демпфирования показал, что модуль передаточной функции в диапазоне низких частот гораздо меньше, чем у модели Ньютона, т.е. коэффициент передачи существенно снижается.

Модель Максвелла позволяет выводить колебательную систему из диапазона низкочастотного резонанса 1–8 Гц при скорости движения трактора 5–12 км/ч по поверхности различных полей (рисунок 8).

Для анализа эффективности использования модели Максвелла в системе подрессоривания сиденья водителя был проведен анализ возможных вариантов размещения элемента релаксации демпфирования в зависимости от кинематики подвески сиденья.

Обширный машинный эксперимент на ПЭВМ с использованием алгоритми-

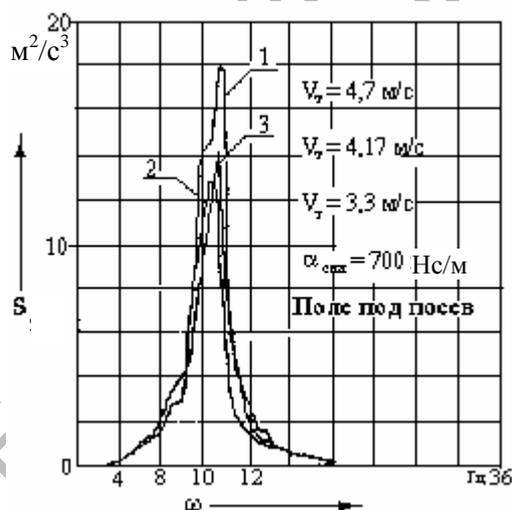


Рисунок 8 – Спектральная плотность ускорений на сиденье

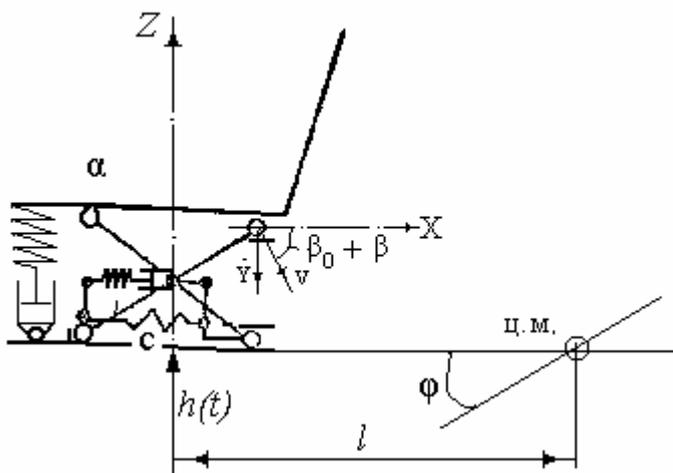


Рисунок 9 – Модель подвески сиденья с включенным элементом релаксации демпфирования

ческого языка программирования Visual Basic проводился для исследования колебаний на сиденье водителя колесных тракторов класса 1,4–4 тс. Результаты имитационного моделирования подтвердили эффективность включения элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья. Элемент релаксации демпфирования выводит низкочастотные колебания в область более высоких частот (см. рисунок 8). Наиболее эффективный результат гашения колебаний был получен при размещении элемента

релаксации демпфирования горизонтально (рисунок 9).

На основе анализа результатов теоретических исследований можно сделать следующий вывод: использование модели Максвелла в подвеске сиденья позволяет снизить среднеквадратичное ускорение на сиденье в 1,2–2,2 раза при рабочих скоростях движения трактора 5–12 км/ч. Для смещения зоны резонанса амплитудно-частотных характеристик ускорений в область более высоких частот 10–12 Гц оптимальные значения упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования были равны: коэффициент жесткости упругого элемента $c=130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha=1,2$ Н·с/м. Смещение резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик ускорений сиденья водителя в транспортном режиме движения колесного трактора требует перенастройки частоты собственных колебаний системы подпрессоривания путем уменьшения статической деформации несущего упругого элемента подвески.

Для выбранных частот собственных колебаний подвески, упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования предложена формула расчета сдвига фазы колебаний:

$$\beta = \arctg\left(\frac{\omega \cdot \alpha}{c_2}\right),$$

где ω – частота возмущающего воздействия; α – коэффициент вязкого сопротивления элемента релаксации; c_2 – коэффициент жесткости упругого элемента, входящего в элемент релаксации демпфирования.

Третья глава посвящена созданию адаптивного алгоритма активной виброзащитной системы (АВС), позволяющего эффективно гасить колебания в широком диапазоне частот (0,5–40 Гц и более).

Вопросам оптимального управления подвесками колесных машин посвящены работы М. Антаса, П. Фалба, Р.И. Фурунжиева, Л.С. Понтрягина, Р. Ли и др.

Из анализа исследований АВС следует, что ключевой проблемой на пути

их совершенствования является установление критерия формирования сигнала управления, который затрудняется при использовании кинематических параметров движения масс колесной машины. Нами предлагается повысить информативность АВС за счет использования новых источников информации – сил, действующих на опоры подвески сиденья водителя. Так как силы, действующие на опоры подвески сиденья, пропорциональны угловым и вертикальным ускорениям, то:

$$m \cdot \ddot{z} = R; \quad R = \sum_{i=1}^n F_i; \quad J_i \cdot \ddot{\alpha}_i = \sum_{i=1}^3 M_i(R), \quad (11)$$

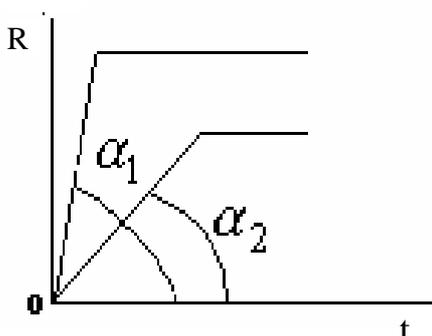


Рисунок 10 – Схематичное представление изменения сил в опоре подвески сиденья

где m – масса сиденья с водителем; \ddot{z} – ускорение вертикального перемещения; $\ddot{\alpha}_i$ – угловые ускорения; J_i – главные моменты инерции массы сиденья с водителем; F_i – силы в опорах сиденья; R – главный вектор всех сил, действующих на опоры подвески сиденья водителя; $M_i(R)$ – главный вектор моментов всех сил в опорах сиденья.

Так как скорость нарастания главного вектора сил R (рисунок 10) на опоры подвески сиденья в каждый момент времени можно определить по производным $\frac{dR}{dt} = \operatorname{tg} \alpha_1$, то данную производную можно использовать при формировании сигнала управления упругодиссипативными характеристиками подвески.

Например, если текущее значение $\frac{dR}{dt} = \operatorname{tg} \alpha_2$ превышает заведомо установленное значение производной силы, это означает прогноз ожидаемого превышения ускорения на сиденье и пробой подвески. При этом явление ударного нагружения подвески характеризуется быстрым темпом роста скорости изменения угла α . Следовательно, критерием формирования сигналов управления упругодиссипативными характеристиками подвески является предельное значение $\frac{dR}{dt} = \operatorname{tg} \alpha_{1,2}$, которое можно определить на основе результатов моделирования или экспериментальных исследований. При условии, что $\alpha_2 > \alpha_1$ АВС формирует сигнал управления (α_1 – наперед заданный угол).

Алгоритм управления упругодиссипативными характеристиками подвески на силовом анализе представлен на рисунке 11. Для получения электрических сигналов, пропорциональных силам в опорах подвески, нами предложен и изготовлен индукционный датчик (рисунок 12, а), характеристика которого представлена на рисунке 12, б.

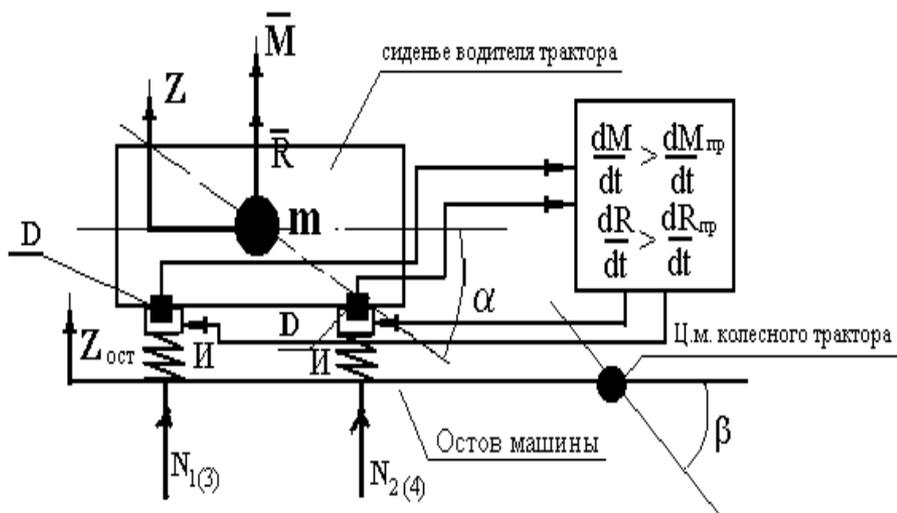


Рисунок 11 – Алгоритм управления ABS на основе анализа сил

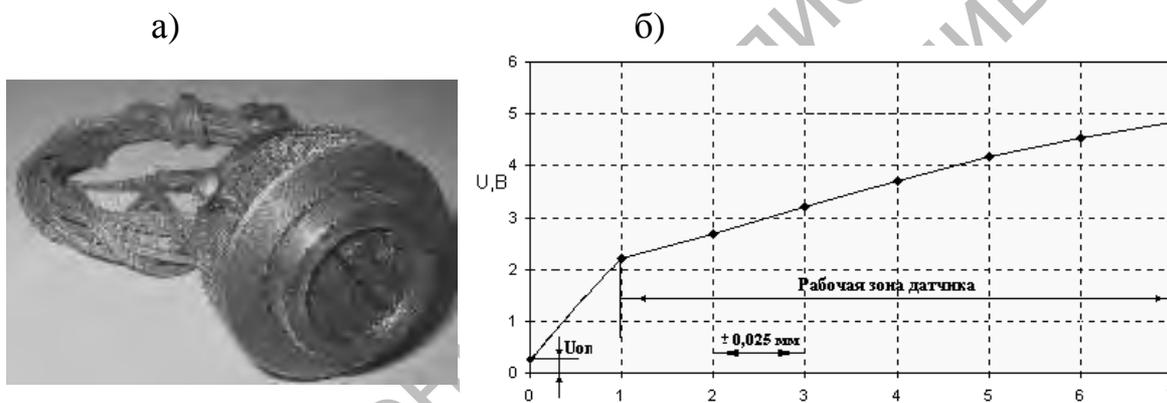


Рисунок 12 – Индукционный датчик сил (а) и характеристика выходного электрического сигнала от датчика (б)

Сравнительные результаты машинного эксперимента ABS и ПВС (пассивная виброзащитная система) на ПЭВМ показаны на рисунке 13 (С – коэффициент жесткости упругого элемента, С=2000 Н/м; α – коэффициент вязкого сопротивления, α=1750 Н·с/м; ω – частота возмущающего воздействия, ω=1,5 Гц; опорная поверхность – поле под посев; V – скорость трактора, V=5 км/ч).

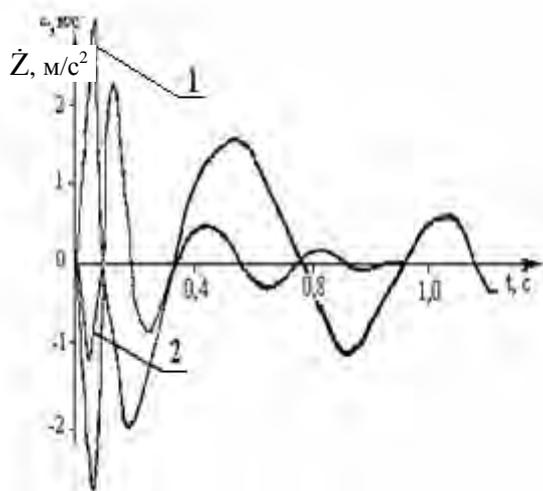


Рисунок 13 – Переходные процессы по ускорению сиденья с ПВС (1) и ABS (2)

Было установлено, что предлагаемый алгоритм ABS адаптивен к характеристикам опорной поверхности и может функционировать на всех диапазонах частот колебаний. Это

объясняется тем, что алгоритм способен упреждать резонансные явления за счет контроля скорости нарастания сил в опорах подвески сиденья и моментов, пропорциональных третьим производным от кинематических параметров. Таким образом, алгоритм АВС на силовом анализе можно отнести к системам автоматического управления с упреждающим прогнозом. В качестве исполнительного механизма АВС можно использовать пневмобаллон экспериментального образца сиденья трактора, имеющего механизм регулирования давления, что позволит в будущем практически реализовать АВС на силовом анализе.

Четвертая глава посвящена практической реализации подвески сиденья. На рисунке 14 представлен вибростенд испытаний подвески опытного сиденья 95-6800010 МТЗ с элементом релаксации демпфирования. Сложность конструктивного исполнения модели Максвелла заключалась в том, что упругий элемент последовательно соединен с элементом диссипации – амортизатором (см. рисунок 4).



Рисунок 14 – Вибростенд испытаний сиденья 95-6800010

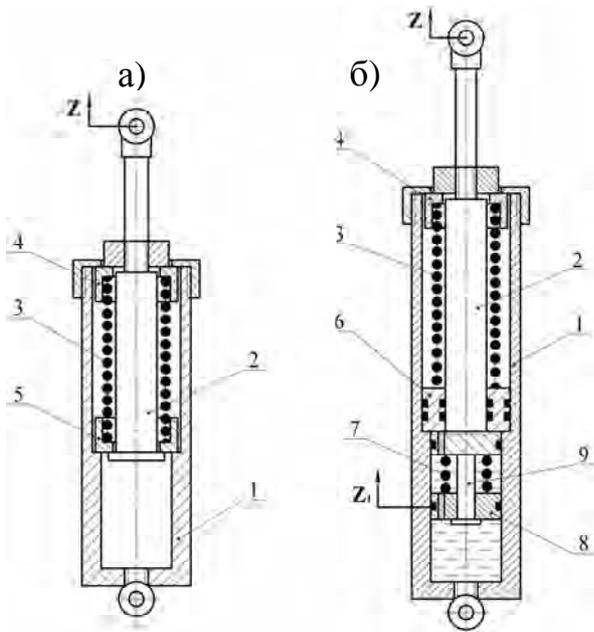
Данная задача была решена благодаря разработке механического демпфера (рисунок 15, а). Конструкция обеспечивает возможность относительного перемещения цилиндра 1 и штока 2. Статическая деформация пружины может регулироваться натяжной шайбой. Пружина демпфера при изменении координат Z (независимо от направления) постоянно работает на сжатие, и тем самым стремится сохранить положение статического равновесия, сохраняя заданную начальную частоту собственных колебаний подвески. Таким образом, механический демпфер представляет собой элемент стабилизации потенциальной энергии.

На рисунке 15, б представлен упругий элемент подвески с механизмом релаксации демпфирования, представляющий собой помещенные в масло дополнительный поршень 8, упругий элемент 7, связанные посредством пальца 9 со штоком 2, который становится в этом случае поршнем амортизатора. При возникновении резонанса на частотах 1–8 Гц механизм релаксации демпфирования производит сдвиг фаз колебаний в область более высоких частот.

На рисунке 16 показано опытное сиденье 95–6800010. Серийный амортизатор 1 (см. рисунок 16) производит гашение основной энергии колебаний, а поршень 8 и пружина 6 механизма релаксации демпфирования (см. рисунок 15, б) обеспечивает сдвиг резонансных фаз колебаний.

При испытаниях получены характеристики упругого элемента подвески (рисунок 17), а также анализировались среднеквадратичные ускорения на сиденье водителя, пробой подвески и спектры частот вибраций (рисунок 18).

Результаты испытаний подвески на опытном сиденье с элементом релаксации демпфирования подтвердили, что параметры вибрации на сиденье удовлетворяют требованиям ГОСТ 12.1.012–90 и директиве Совета ЕЭС № 78/764.



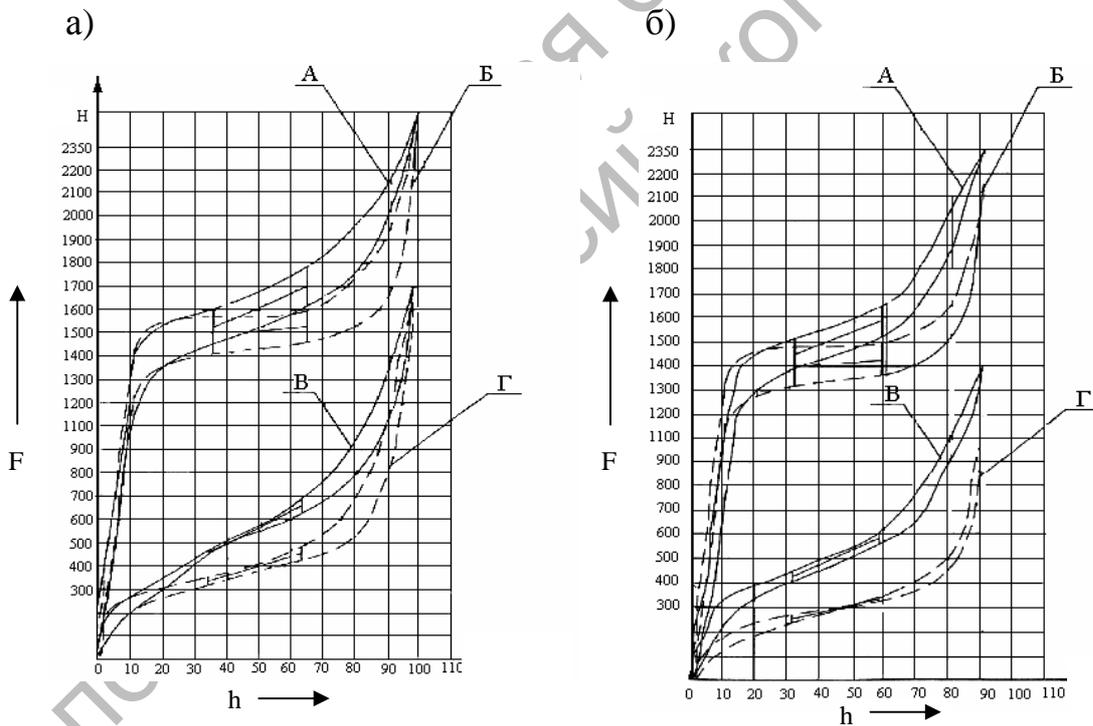
1 – полый цилиндр; 2 – шток; 3 – пружина;
4, 5 – опорные шайбы; 6 – втулка с уплотнением;
7 – упругий элемент; 8 – поршень; 9 – палец

Рисунок 15 – Механический демпфер (а) и упругий элемент с механизмом релаксации демпфирования (б)



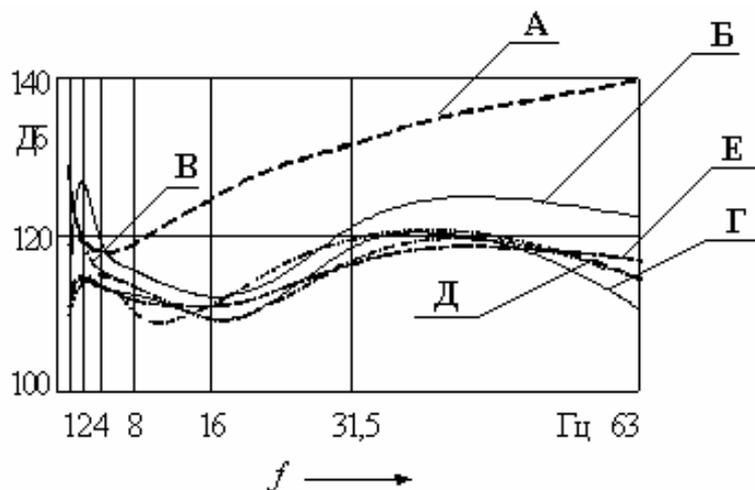
1 – серийный амортизатор;
2 – механический демпфер

Рисунок 16 – Сиденье 95-6800010



А – сиденье с демпфером отрегулировано на максимальную массу; Б – сиденье без демпфера отрегулировано на максимальную массу; В – сиденье с демпфером отрегулировано на минимальную массу; Г – сиденье без демпфера отрегулировано на минимальную массу

Рисунок 17 – Упругая статическая характеристика сиденья при «верхнем» (а) и «нижнем» (б) положении регулировки по высоте



А – допустимое значение вибрации; Б – вибрации на полу кабины;
В, Г, Д, Е – вибрации на подушке сиденья

Рисунок 18 – Спектральный анализ вибрации на сиденье в вертикальном направлении

Сравнивая упругие характеристики серийной подвески сиденья трактора с опытным образцом (рисунок 18) необходимо отметить, что подвеска с предлагаемым механическим демпфером имеет выраженные нелинейные концы характеристик упругости, которые позволяют ограничить наибольшие динамические нагрузки ударного характера в пределах $\pm 0,5-1$ g.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

Из проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработаны методы теоретического анализа эффективности функционирования проектируемых подвесок сидений водителя колесного трактора, позволяющие:

- исследовать эффективность использования динамических гасителей колебаний в системе поддрессоривания сиденья, которые обеспечивают гашение колебаний на частотах 10–20 Гц на транспортных скоростях движения трактора 15–35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием [1, 3, 8, 12];

- исследовать влияние гистерезиса упругодиссипативных элементов подвески типа «резина» на колебательный процесс сиденья. Использование упругого элемента с гистерезисной характеристикой позволяет обеспечить эффективное гашение высокочастотных колебаний (10–20 Гц) на транспортных скоростях 15–35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием [1, 3–5, 9, 10];

- проектировать подвеску колесных тракторов для гашения низкочастотных колебаний с использованием элемента релаксации демпфирования (модель Максвелла). Получены формулы, позволяющие произвести расчет сдвига фаз колебаний в зависимости от упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования [2, 7, 9, 11, 14].

2. Разработана методика имитационного моделирования колебаний на ПЭВМ. Результаты моделирования колебательной системы с элементом релаксации демпфирования показали, что его включение в подвеску сиденья (значения, полученные по формулам расчета упругодиссипативных характеристик

элемента релаксации демпфирования: коэффициент жесткости упругого элемента $c=130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha=1,2$ Н·с/м) позволяет в 1,5 раза снизить уровень средних квадратичных ускорений, по сравнению с серийной подвеской в диапазоне частот 1–8 Гц, а амплитуда колебаний не превышает допустимого значения 0,02 м [1, 3–5, 9, 10, 13].

3. Разработан новый адаптивный алгоритм управления активной виброзащитной системой (АВС) подвески сиденья колесного трактора на основе анализа сил в опорах сиденья. Результаты моделирования на ПЭВМ показали, что АВС эффективно функционирует в диапазоне частот 1–40 Гц и качество его регулирования зависит от инерционности исполнительных механизмов, изменяющих упругодиссипативные характеристики подвески [1, 6, 8].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Теоретические методы системного анализа функционирования проектируемых подвесок сиденья позволяют провести анализ эффективности проектируемых виброзащитных систем с элементами релаксации демпфирования, динамическими гасителями колебаний, гистерезисными характеристиками упругодиссипативных элементов подвески, комбинациями упругих линейных элементов.

Разработана подвеска сиденья 95-6800010 МТЗ с элементом релаксации демпфирования, обеспечивающая поддержание оптимальных виброзащитных свойств во всем диапазоне статических нагрузок (50–150 кг) и уменьшение диапазона резонансных частот (1–8 Гц) приблизительно в 2 раза по сравнению с серийной подвеской на рабочих скоростях движения трактора (5–12 км/ч).

Подвеска ограничивает динамические нагрузки ударного характера в пределах $\pm 1g$ и $\pm 0,5g$. Параметры вибрации на сиденье 95-6800010 удовлетворяют требованиям ГОСТ 12.1.012-90 и директиве Совета ЕЭС № 78/764. Опытный образец подвески сиденья 95-6800010 колесного трактора МТЗ отработал на стенде 500 часов, сохранил работоспособность и требуемую долговечность – ресурс составляет 10000 часов работы в эксплуатации.

Разработана перспективная АВС на анализе сил в опорах сиденья водителя, которая практически не ограничивает диапазон гашения частот колебаний, а ее эффективность зависит от инерционности исполнительных механизмов, управляющих характеристиками упругодиссипативных элементов подвески.

Опытный образец подвески сиденья 95-6800010 колесного трактора МТЗ с элементом релаксации демпфирования рекомендован к серийному производству. Экономическая эффективность от внедрения сиденья с такой подвеской составит 120 долл. США на один трактор за счет экономии валютных средств на покупке сидений зарубежного производства.

Кроме того, улучшенное сиденье обеспечит повышение производительности трактора за счет работы его на повышенных скоростях, а также даст значительный социальный эффект из-за снижения уровня профессиональных заболеваний водителей.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Монография

1. Амельченко, Н.П. Подвеска сиденья водителя колесного трактора: монография / Н.П. Амельченко, В.А. Ким. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2006. – 169 с.

Статьи в рецензируемых журналах

2. Амельченко, Н.П. Информационный анализ воздействий на оператора колесного трактора / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, В.А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 72–76.

3. Амельченко, Н.П. О некоторых мерах гашения колебаний на сиденье колесного трактора / Н.П. Амельченко, В.А. Ким, О.В. Билык // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 77–82.

4. Амельченко, Н.П. Нелинейные системы поддрессоривания сиденья водителя колесной машины / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, В.А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 7–12.

5. Амельченко, Н.П. Подвеска сиденья колесной машины с гистерезисной характеристикой упругого элемента / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, В.А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 13–16.

6. Амельченко, Н.П. Активная виброзащитная система сиденья водителя / Н.П. Амельченко, В.А. Ким // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 2. – С. 1–4.

Материалы научных конференций

7. Амельченко, Н.П. О создании перспективного тракторного сиденья с интегральной подвеской / Н.П. Амельченко, В.А. Гончаров, Е.Н. Григорьев, Л.К. Чучалин // Механика машин. Теория и практика: материалы междунар. науч. конф., Минск, 10–11 февр. 2003 г. / НИРУП «Белавтотракторостроение»; редкол.: Ю.М. Плескачевский [и др.]. – Минск, 2003. – С. 340–344.

8. Амельченко, Н.П. О выборе демпфирования в подвеске тракторного сиденья / Н.П. Амельченко // Механика машин. Теория и практика: материалы междунар. науч. конф., Минск, 10–11 февраля 2003 г. / НИРУП «Белавтотракторостроение»; редкол.: Ю.М. Плескачевский [и др.]. – Минск, 2003. – С. 345–348.

9. Амельченко, Н.П. Переходные процессы в системе поддрессоривания сиденья колесного трактора / Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко // Современные методы проектирования машин: сб. науч. тр. / Беларус. нац. техн. ун-т; редкол.: Л.Г. Красневский [и др.]. – Минск, 2004. – Т. 3, вып. 2. – С. 208–212.

10. Амельченко, Н.П. Идентификация динамических систем / Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко // Современные методы проектирования машин: сб. науч. тр. / Беларус. нац. техн. ун-т; редкол.: Л.Г. Красневский

[и др.]. – Минск, 2004.– Т. 3, вып. 2. – С. 216–218.

11. Амельченко, Н.П. О внедрении комплексной системы эргономического обеспечения создания сельскохозяйственной техники / Н.П. Амельченко, Л.К. Чучалин, Е.Н. Григорьев // Проблемы создания информационных технологий: сб. науч. тр. / Междунар. академия информ. технологий; науч. ред. Г.Г. Маньшин. – Минск, 2005. – С. 66–70.

Патенты

12. Сиденье транспортного средства: пат. 667 Респ. Беларусь, / В.А. Гончаров, Е.Н. Григорьев, К.Б. Лытин, Л.К. Чучалин, Н.П. Амельченко, И.А. Пигулевский, П.А. Куцеволов, О.Н. Наталевич, С.А. Шаметко; заявитель ОДО «Диатол». – № f 20030070; заявл. 18.08.03; опубл. 15.03.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 2 (41). – С. 305.

13. Сиденье транспортного средства: пат. 57340 Рос. Федерации, МКПО 6–01 / В.А. Гончаров, Е.Н. Григорьев, К.Б. Лытин, Л.К. Чучалин, Н.П. Амельченко, И.А. Пигулевский, П.А. Куцеволов, О.Н. Наталевич, С.А. Шаметко; заявитель ОДО «Диатол». – № f 20030070; заявл. 17.02.04; опубл. 16.08.05 // Бюл. /Федер. служба по интел. собств., патентам и товарным знакам. – 2005. – № 8 – С. 256.

14. Сиденье водителя колесного трактора: пат. 2902 Респ. Беларусь, А 01 D 67/04 / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, С.М. Стреж, В.А. Ким; заявитель Белорус.–Рос. ун–т. – № u 20050750; заявл. 28.11.05; опубл.30.08.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005.– № 6. – С. 97.

РЭЗЮМЭ

АМЕЛЬЧАНКА Наталля Пятроўна

ПАЛЯПШЭННЕ ВІБРААХОЎНЫХ УЛАСЦІВАСЦЯЎ ПАДВЕСКІ СЯДЗЕННЯ ВАДЗІЦЕЛЯ КОЛАВАГА ТРАКТАРА

Ключавыя словы: падвеска сядзення вадзіцеля колавага трактара, рэлаксацыя дэмпфавання, дынамічны гасільнік ваганняў, актыўная вібраахова, перадаючая функцыя, спектральны аналіз, сярэднеквадратычныя паскарэнні.

Мэта працы – распрацоўка і навуковае абгрунтаванне тэарэтычных метадаў прагнозу якасці функцыянавання праектуемых падвесак сядзенняў вадзіцеля колавага трактара, якія дазваляюць палепшыць вібраахову вадзіцеля колавага трактара.

Распрацаваны метады тэарэтычнага аналізу эфектыўнасці праектуемай падвескі сядзення вадзіцеля колавага трактара, ўключаючыя:

– метады колькаснага і якаснага аналізу лінейнай і нелінейнай сістэм падрэсорвання сядзенняў вадзіцеля колавых трактароў. Навізнай метаду

з'яўляецца магчымасць даследавання ўплыву гістэрэзісных і рэлаксацыйных уласцівасцяў у пругкадысіпатыўных элементах падвескі;

– метады ўключэння дынамічных гасільнікаў ваганняў у сістэму падрэсорвання сядзення вадзіцеля колавага трактара;

– адаптыўны алгарытм кіравання актыўнай вібраахоўнай сістэмай падвескі сядзення колавага трактара;

– метады імітацыйнага мадэлявання ваганняў сядзення вадзіцеля колавага трактара на ПЭВМ пры выпадковых узбурэннях.

Асобныя вынікі тэарэтычных даследаванняў практычна рэалізаваны ў доследным узоры сядзення колавага трактара МТЗ.

Практычная значнасць і пэўнасць вынікаў тэарэтычных метадаў даследаванняў пацверджана стэндавымі і натурнымі выпрабаваннямі доследнага сядзення колавага трактара МТЗ з інтэгральнай падвескай, уключаючай новы элемент – элемент рэлаксацыі дэмпфавання. Доследны ўзор сядзення з інтэгральнай падвескай рэкамендаваны ў вытворчасць і можа быць выкарыстаны і ў іншых колавых машынах.

РЕЗЮМЕ

АМЕЛЬЧЕНКО Наталья Петровна

УЛУЧШЕНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Ключевые слова: подвеска сиденья водителя колесного трактора, релаксация демпфирования, динамический гаситель колебаний, активная виброзащита, передаточная функция, спектральный анализ, среднеквадратичные ускорения.

Цель работы – разработка и научное обоснование теоретических методов прогноза качества функционирования проектируемых подвесок сидений водителя колесного трактора, позволяющих улучшить виброзащиту водителя колесного трактора.

Разработаны методы теоретического анализа эффективности проектируемой подвески сиденья водителя колесного трактора, включающие:

– метод количественного и качественного анализа линейной и нелинейной систем подрессоривания сидений водителя колесных тракторов. Новизна метода заключается в возможности исследования влияния гистерезисных и релаксационных свойств в упругодиссипативных элементах подвески;

– методы включения динамических гасителей колебаний в систему подрессоривания сиденья водителя колесного трактора;

– адаптивный алгоритм управления активной виброзащитной системой подвески сиденья колесного трактора;

– метод имитационного моделирования колебаний сиденья водителя ко-

лесного трактора на ПЭВМ при случайных возмущениях.

Отдельные результаты теоретических исследований практически реализованы в опытном образце сиденья колесного трактора МТЗ.

Практическая значимость и достоверность результатов теоретических методов исследований подтверждена стендовыми и натурными испытаниями опытного сиденья колесного трактора МТЗ с интегральной подвеской, включающей новый элемент – элемент релаксации демпфирования. Опытный образец сиденья с интегральной подвеской рекомендован в производство и может быть использован и в других колесных машинах.

THE RESUME

AMELCHENKO NATALYA PETROVNA

UPRATING of VIBROPROTECTING PROPERTIES of DRIVER'S SEAT SUSPENSION of a WHEEL TRACTOR

Keywords: driver's seat suspension of a wheel tractor, damping relaxation, dynamic oscillation damper, active vibroprotecting, transfer function, spectrum analysis, mean square accelerations.

The aim of activity - development and scientific foundation of theoretical methods of operation quality prediction of driver's seat suspensions of a wheel tractor permitting to improve vibroprotecting of the driver of a wheel tractor.

The methods of the theoretical analysis of designed driver's seat suspension of a wheel tractor are developed. These methods include:

- method of qualitative and quantitative analysis of linear and nonlinear cushioning systems of driver's seats of wheel tractors. The novelty of a method is consisted in possibilities of investigation of hysteretic and relaxation properties in elastic - dissipative suspension components;

- methods of dynamic dampers oscillation including in the system cushioning systems of driver's seats of wheel tractors;

- the adaptive control algorithm by active vibroprotective system of a wheel tractor seat suspension;

- method of simulation modeling at the random disturbances on PC of driver's seat oscillation of wheel tractor.

Some results of analytical investigations are practically realized in the pilot prototype of wheel tractor MTZ seat.

The practical significance and reliability of results of the theoretical methods of investigation is confirmed with bench and field tests of an experimental seat of wheel tractor MTZ with an integral suspension with a new element – an element of damping relaxation. The pilot prototype of the seat with an integrated suspension is recommended to production and can be utilized at other wheel machines