

МН 71144

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМ.Н.Э.БАУМАНА

НЕ СДАЕТСЯ

На правах рукописи

УДК. 629.11.011.11

КИМ ИГОРЬ ВЛАДИМИРОВИЧ

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ОСТОВА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ
ЕГО МЕТАЛЛОЕМКОСТИ

05.05.03. - Автомобили и тракторы

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Н.Ф.БОЧАРОВ

Научный консультант - кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
В.Н.ЗУЗОВ

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
старший научный сотрудник
С.С.ДМИТРИЧЕНКО
кандидат технических наук
С.П.КОНТАНИСТОВ

Ведущее предприятие - Производственное объединение
Минский тракторный завод
(ПО МТЗ)

Защи-
щено
спортно
Бауманс
С
МВТУ им
Ав
От
высылат

специали-
ст тран-
, 2-я

просьба

Уч
Специал
доктор

ММЗ/44

Актуальность темы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986-1990 гг. и на период до 2000 года, предусмотрено в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении повысить производительность и надежность в 1,5 - 2 раза по сравнению с выпускаемыми аналогами при одновременном снижении удельной металлоемкости изделий на 10-15%. При современных масштабах производства сельскохозяйственной техники предприятиями отрасли ежегодно расходуется около 10 млн. тонн металла и снижение металлоемкости только на 1% дает экономию в 60 млн. руб. Поэтому поиск резервов экономии металла в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении с сохранением и повышением требуемой надежности и долговечности особенно актуален и является одной из важнейших проблем машиностроения, определяющих качество и совершенство выпускаемых изделий.

Это в полной мере относится к семейству серийных и перспективных универсально-пропашных колесных тракторов серии МТЗ, выпускаемых ПО "Минский тракторный завод им. В.И. Ленина". Учитывая, что эти трактора в настоящее время являются самыми массовыми в СССР, задача по снижению их удельной металлоемкости и повышению надежности и долговечности является актуальной.

Снижение металлоемкости автотракторных изделий неразрывно связано с решением вопросов обеспечения их прочности и долговечности. Поэтому создание новых конструкций сниженной массы невозможно без разработки совершенной методики оценки динамической нагруженности этих конструкций, базирующейся на расчетном и экспериментальном исследованиях их напряженно-деформированного состояния (НДС). Это в первую очередь относится к исследованию наиболее металлоемкой части колесного универсально-пропашного трактора МТЗ - остова полурамного типа, состоящего из картерных деталей трансмиссии и полурамы.

Цель работы - разработка расчетной и экспериментальной методик оценки динамической нагруженности остова колесного трактора с целью снижения его металлоемкости при обеспечении необходимых динамических характеристик.

Объект исследования - остова полурамного типа колесного универсально-пропашного трактора МТЗ.

Методы исследования. Теоретические исследования динамичес-



кой нагруженности остова колесного трактора проведены в динамической постановке (при случайном характере нагружения) на базе метода конечных элементов (МКЭ).

Стендовые и полигонные испытания остова проводились методами тензометрирования и вибрографирования с использованием современной регистрирующей и измерительной аппаратуры. Обработка исходной информации проводилась на 2-х канальном анализаторе с использованием дискретного преобразования Фурье (ДПФ).

Научная новизна. Разработаны принципы построения рациональной конечно-элементной модели колесного трактора для динамического нагружения и сделаны выводы о границах ее применения.

Разработаны конечно-элементные модели взаимодействия:

- элементов трансмиссии с остовом трактора (картерными деталями);
- навесных сельхозмашин с остовом трактора;
- ведущих колес трактора с элементами трансмиссии.

Проведена количественная и качественная оценка динамической нагруженности остова (на основе расчетных и экспериментальных исследований) с целью снижения его металлоемкости.

Достоверность получаемых результатов обеспечивается применением научно-обоснованных положений и допущений теории упругости; современных средств измерения и анализа исходных данных.

Достоверность численных результатов, полученных в работе, устанавливалась путем сравнения с результатами экспериментальных исследований, проведенных автором, а также с известными решениями других исследователей.

Практическая ценность. Разработана методика на базе МКЭ оценки динамической нагруженности остова колесного трактора с применением ЭВМ, ориентированная на многовариантные динамические расчеты остова на стадии проектирования и доводки его конструкции с позиций прочности, жесткости и металлоемкости.

Разработана методика экспериментальных (стендовых и полигонных) исследований динамической нагруженности остова трактора.

Разработано алгоритмическое и программное обеспечение, позволяющее выполнить динамический анализ остова трактора при случайном нагружении.

Разработаны рекомендации по изменению конструктивных параметров остова и конструкции заднего навесного устройства для снижения изгибных деформаций остова и трансмиссии.

Обоснованы рекомендации по снижению металлоемкости остова трактора.

Реализация результатов работы. Разработанная методика и подсистема программ динамического анализа остова колесного трактора внедрена и используется в САПР "БЕЛАРУСЬ" ГСКБ ПО МТЗ при проведении научно-исследовательских и конструкторских разработок.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ежегодных научных семинарах кафедры "Колесные машины" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1985-1988 гг.); на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники" (Москва, 1986 г.); на заседании НТС ГСКБ ПО МТЗ им. В.И.Ленина (Минск, 1988 г.); на научно-техническом Совете НПО НАТИ (Москва, 1988 г.).

Публикации. Основные положения диссертации изложены в 4-х научных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и рекомендаций, списка литературы, приложения и содержит 105 страниц машинописного текста, 5 таблиц, 52 рисунка, список литературы из 97 наименований, приложение на 2 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Современные конструкции несущих систем тракторов должны быть не только долговечными и надежными, но и иметь относительно малую материалоемкость, что является важным с позиций экономии материалов и улучшения эксплуатационных характеристик тракторов. Создание несущих систем тракторов уменьшенной материалоемкости, обеспечивающих длительную и надежную работу трактора, требует совершенствования их конструктивных параметров на основе разработки новых высокoeffективных расчетных и экспериментальных методов исследования их динамической нагруженности.

Анализ различных типов конструкций несущих систем отечественных и зарубежных колесных тракторов показал, что вследствие эксплуатационных и технологических параметров широкое применение получила несущая система (остов) трактора полурамного типа. Остов такой конструкции состоит из полурамы, включающей в себя передний брус и два лонжерона, картеров муфты сцепления, коробки передач, заднего моста и рукавов полуосей. Конструктивная особенность остова - картерные детали одновременно являются

элементами трансмиссии и несущей системы, наличие на них кронштейнов и проушин для установки кабины, навесных устройств, элементов ходовой системы и т.д.

Поддрессирование ходовой системы колесных тракторов с колесной формулой 4x2 и 4x4 осуществляется только за счет упругости шин низкого давления и в некоторых моделях дополнительно устанавливаемыми упругими элементами в передних мостах.

Из опыта эксплуатации тракторов и анализа экспериментальных исследований следует, что динамическая нагруженность остова определяется внутренним (от работы элементов трансмиссии) и внешним (от колебаний навесных сельскохозяйственных машин вследствие неровности макропрофиля опорной поверхности) динамическими воздействиями. Поэтому задача оценки динамической нагруженности остова может быть решена только при совместном исследовании несущей системы, трансмиссии и навесных сельскохозяйственных машин.

Анализ имеющихся в литературе сведений об исследованиях несущих систем автотракторной техники показал, что вопросы расчетного и экспериментального определения напряженно-деформированного состояния остова составленного из картерных деталей рассматривались только в статической постановке, т.к. существующие методики расчета и испытаний для оценки динамической нагруженности остова применимы только к отдельным корпусным деталям - работы Б.В.Серебрякова, А.Я.Тарасова, В.А.Тютина, В.Н.Клячкина, С.Хатаке и др. Их использование к остову трактора в целом носит ограниченный характер. Более полно вопросы оценки динамической нагруженности применительно к несущим системам рамного типа рассматривались Н.И.Гриненко, Н.Н.Гурским, Н.Ф.Бочаровым, В.Б.Борисевичем, С.С.Дмитриченко, С.Б.Макаровым, В.Б.Проскурковым, Н.Н.Яценко, М.Гадалой и др. Но для остова колесного трактора из-за сложной нерегулярной конструкции при действии на него случайных нагрузок использование этих методов встречает трудности и, в частности, в определении взаимовлияния элементов конструкции остова (трансмиссии, навесных устройств и т.п.) на его динамическую нагруженность. Основной трудностью при этом является увязывание податливости несущей системы с работоспособностью трансмиссии. Это особенно важно для тракторов с остовом полурамного типа, т.к. картерные детали, в которых расположены элементы трансмиссии являются составной частью его несущей системы - остова. Условия работы отдельных агрегатов и узлов трансмиссии существенно зави-

сят от изгибных деформаций остова, для определения которых целесообразно использовать расчет в динамической постановке. При таком подходе особое внимание необходимо уделить выбору нагрузочных динамических режимов, которые могут привести к возникновению недопустимых деформаций (поломок) конструкции остова. Такие нагрузочные режимы характерны для наиболее тяжелых условий эксплуатации. Как показывают проведенные исследования – работа трактора с тяжелыми навесными сельхозмашинами, движение по стерне поперек борозд поля, движение по разбитым грунтовым дорогам и т.д. В этих режимах остова испытывает наибольшие нагрузки, возникающие при движении трактора и как следствие – от колебаний навесной сельхозмашины, передних противовесов, работающей трансмиссии, неподдрессоренных масс.

Как показал обзор литературы наиболее предпочтительным методом исследования напряженно-деформированного состояния таких сложных динамических систем является метод конечных элементов. В частности использование МКЭ дает возможность описать конечными элементами любой по форме объект независимо от характера его закрепления, закона изменения нагрузок и т.д. Единая матричная форма записи для решения системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику конструкции в целом, позволяет учесть свойство симметрии, рассматривать различные виды колебаний отдельно, проводить многовариантные динамические расчеты.

Анализ результатов решения модельных задач показал, что погрешность вычислений зависит от степени дискретизации. Более подробное разбиение на конечные элементы приводит к повышению точности решения МКЭ, однако при этом возрастают затраты на подготовку исходных данных и время счета на ЭВМ. Поэтому одной из задач при разработки методики расчета динамической нагруженности остова колесного трактора является исследование особенностей построения рациональной конечно-элементной модели колесного трактора и его подконструкций из различных типов стержневой, оболочечно-стержневой, оболочечной и оценка границ применения этих моделей на основе критерия сходимости решения к точному с учетом затрат труда и машинного времени на подготовку и проведение численных расчетов на ЭВМ.

В результате основными задачами диссертационной работы являются:

- разработка методик расчетного и экспериментального (стен-

довых и полигонных) исследований динамической нагруженности остова колесного трактора, состоящего из картерных деталей и полурамы;

- разработка принципов построения рациональной конечно-элементной модели трактора для динамического анализа;
- расчет и анализ частот и форм собственных и вынужденных колебаний остова, его динамической нагруженности и влияния на нее различных конструктивных факторов и режимов эксплуатации;
- расчет динамических характеристик остова сниженной массы (на 26,5 кг) и проведение сравнительного анализа с динамическими характеристиками серийно выпускаемой конструкции, для обоснования предлагаемых рекомендаций;
- разработка рекомендаций по изменению конструктивных параметров остова сниженной массы и навесного устройства для повышения производительности и эргономичности трактора.

Для создания программного обеспечения были рассмотрены основные матричные соотношения, используемые в методе конечных элементов при решении динамических задач. Программы динамического анализа написаны на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV, ориентированного на ЕС ЭВМ. Для решения динамических задач большой размерности предусмотрено блочное верхнетреугольное хранение матриц жесткости и масс. Размер блока зависит от наличия оперативной памяти отводимой ЭВМ для вычислений. Все расчеты проводились на ЕС ЭВМ - IO55. В целях сокращения времени счета на ЭВМ были рассмотрены некоторые особенности применения метода для решения поставленной задачи динамики.

Уравнение движения по МКЭ упругой системы с n - степенями свободы имеет вид

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

и может пониматься как уравнение динамического равновесия в момент времени t . Для определения динамической реакции остова при вынужденных колебаниях целесообразно использовать метод разложения по собственным формам колебаний, т.к. экспериментальные исследования показали: колебания остова происходят в низшем диапазоне частот и ожидаемое решение может быть описано линейной комбинацией гармоник, отвечающих низшим собственным частотам динамической системы. Применение метода эффективно в сочетании с ме-

тодом одновременной итерации по подпространству, который позволяет достаточно быстро определить нижний спектр собственных частот и форм колебаний. При проведении практических расчетов порядок матриц масс и жесткостей может достигать нескольких тысяч. В этом случае затраты машинного времени сильно возрастают, т.к. операции счета должны будут выполняться с использованием внешней памяти ЭВМ. Однако, экспериментальные исследования динамических характеристик остова показали, что основной вклад в динамическую составляющую нагруженности дают колебания в частотном диапазоне 0...8 Гц. В связи с этим, для сокращения затрат машинного времени целесообразно решать частичную проблему собственных значений для матриц высокого порядка методом одновременной итерации. Определив собственные вектора, можно решить уравнение (I) методом разложения по собственным формам колебаний для случая, когда матрица демпфирования $[C]$ пропорциональна матрице масс $[M]$. По существу это есть построение такого базиса, в котором эти матрицы являются диагональными. Выбор диагональной матрицы масс обусловлен использованием для решения уравнения движения при вынужденных колебаниях метода разложения по собственным формам колебаний. Тот недостаток, что матрица масс должна быть диагональной, не очень значителен, поскольку результаты расчетов тестовых задач показали, что удовлетворительная точность решения может быть получена путем соответствующего разбиения конструкции на конечные элементы.

Обоснование правильности разработанной методики расчетной оценки динамической нагруженности и недостаточная изученность остова как динамической системы потребовали разработки методики проведения стендовых динамических испытаний. Была составлена программа, которая предусматривала определение основных динамических характеристик остова (амплитудно- и фазо-частотной характеристик), а также решение вопросов выбора: типа функций динамического воздействия и вид (одноточечное или многоточечное); типа датчиков для измерения переменных механических напряжений и амплитуд колебаний остова; аппаратуры измерения и анализа случайных процессов; контролирующих приборов в процессе измерения и регистрации сигналов. Испытания остова проводились на специально созданном стенде. Данный стенд относится к типу гидравлических. Управление осуществляется от ЭВМ. Исследования велись для динамической системы: остова (с размещенной трансмиссией) с передними противовесами - зад-

нее навесное устройство с грузом имитирующим вес навесной сельскохозяйственной машины. Нагружение осуществлялось кинематически, жестко закрепленным гидропульсатором, в зоне крепления балки переднего моста к оси качания переднего бруса полурамы. На вход динамической системы подавался гармонический и прямоугольный импульсы. По результатам полученных экспериментальных данных были определены амплитудно- и фазо-частотные характеристики, степень линейности и демпфирования, выявлены зоны наибольших амплитуд переменных напряжений. В исследуемом диапазоне частот 0...10 Гц при плавном изменении частоты воздействия было зафиксировано два резонанса системы. На первой частоте резонировало заднее навесное устройство, на второй - передняя часть остова. По резонансным пикам определены соответственно собственные частоты динамической системы - 2,75 и 7,75 Гц и построены собственные формы колебаний. При этом было сделано допущение, что в окрестности резонанса остова ведет себя как система с одной степенью свободы, т.е. влияние нерезонансных тонов колебаний не учитывалось. Данное допущение основывалось на том, что исследуемая динамическая система обладает относительно небольшим демпфированием (от 0,05 до 0,08) и достаточно разнесенными собственными частотами. Анализ динамических характеристик остова показал следующее:

- в целом, при динамическом нагружении остова ведет себя как жесткое деформируемое тело, подверженное изгибу и обладает свойствами линейной динамической системы в частотном диапазоне 0...5 Гц;

- заднее навесное устройство упруго связывает остова и навесную сельскохозяйственную машину.

Для оценки динамической нагруженности остова в реальных условиях эксплуатации разработана программа полигонных испытаний для выбранных (в результате анализа ранее проведенных экспериментальных исследований) режимов работы трактора: пахота; культивация; транспортирование; движение по грунтовой дороге и по стерне поперек борозд поля в транспортном режиме. Программа предусматривала решение следующих вопросов:

- определение НДС остова при установившемся и не установившемся режимах работы трактора;

- идентифицировать основные источники динамического воздействия на остова в реальных условиях эксплуатации;

- проведение совместного анализа реализаций стендового и

полигонного экспериментов;

– сопоставление результатов экспериментальных исследований с расчетными.

По результатам испытаний был проведен спектральный анализ вертикальных колебаний остова. В основном спектр колебаний состоит из узкополосного отклика в зоне собственных частот на динамическое воздействие от изменения момента сопротивления в трансмиссии (вследствии неровностей дорог и полей) и от агрегируемых сельхозмашин. Были отмечены две резонансные зоны по изгибной форме колебаний с высокой интенсивностью – в окрестности частот 0,8 и 3,01 Гц. При движении трактора в транспортном режиме с различными навесными сельхозмашинами (плуг, культиватор, жатка и т.д.) было отмечено смещение резонансного пика на частоте 3,01 Гц и изменение амплитуды колебаний остова в зависимости от веса сельхозмашины. Совместный спектральный анализ реализаций стендовых и полигонных испытаний позволил установить взаимосвязь отмеченного резонанса заднего навесного устройства на частоте 2,75 Гц (на стенде) и резонансной частоты 3,01 Гц. Так как общая жесткость шин колесного трактора на порядок меньше изгибной жесткости остова (средняя жесткость остова 16000 кг/см), было предположено, что данная резонансная частота 2,75 Гц не должна претерпевать значительного изменения. Сравнительный анализ результатов тензометрирования остова показал следующее. Наиболее нагруженным режимом является транспортный – движение трактора с навешенной сельхозмашиной по стерне поперек борозд поля и разбитой грунтовой дороге. При этом значительное влияние на динамическую нагруженность остова оказывают колебания сельхозмашины относительно трактора. Максимальные динамические напряжения были отмечены в зонах соединения полурамы и картерных деталей: на лонжеронах до 250 МПа; на картерных деталях до 80 МПа. В этом режиме остов трактора испытывает динамическое воздействие со стороны работающей трансмиссии, в диапазоне частот от 0,5 до 1,5 Гц, вследствие влияния неровностей макропрофиля опорной поверхности. В указанном диапазоне частот между вертикальными колебаниями остова и изменением момента сопротивления на ведущем колесе трактора наблюдается устойчивая корреляционная связь. Значение функции когерентности достигает 0,8–0,9.

Для динамического анализа жесткостных характеристик остова

была разработана стержневая конечно-элементная модель трактора (КЭМ), рис.1., учитывающая действие внутренних и внешних динамических нагрузок, влияние граничных условий и конструктивных особенностей машинно-тракторного агрегата на деформированное состояние остова. Возможность описания остова стержневыми элементами обусловлена тем, что исследуемый объект представляет собой развитую в продольном направлении конструкцию (размеры поперечного сечения остова по отношению к его длине составляют примерно 1/6) к которой применима балочная теория. При использовании стержневой КЭМ, повторяющей конструктивную форму объекта, достигается удовлетворительная точность решения динамической задачи МКЭ. Стержневая КЭМ требует минимального объема входимой исходной информации, что необходимо при проведении многовариантного оперативного расчета на стадии проектирования. Для учета действующих на остова колебаний трансмиссии, навесных сельскохозяйственных машин, КЭМ трактора была дополнена КЭ схемами трансмиссии и навесных устройств. В качестве конечных элементов использовались: стержневой балочный элемент с 12-тью степенями свободы, учитывающий эффект поперечного сдвига, и плоский (3-х и 4-х угловые) элемент согласованного типа, имеющий по 6-ть степеней свободы в каждом узле, использованного в качестве связующего элемента между валами трансмиссии и картерными деталями остова, предназначенного для передачи динамических реакций. Использование такого связующего элемента обеспечивает передачу усилий во всех плоскостях и устраняет резкий переход жесткостей от КЭ трансмиссии к КЭ остова.

При нахождении динамического отклика системы осуществлялся поиск 10-ти низших собственных частот. Такое количество собственных значений определялось по результатам экспериментальных исследований и по величине погрешности, вносимой итерационным методом (итерацией по подпространству). Это обеспечивало достаточно точное определение первых 5-ти собственных частот исследуемой динамической системы.

С целью проверки достоверности разработанной методики динамического расчета остова был проведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных динамических характеристик, путем сопоставления спектров вынужденных колебаний, собственных частот и форм колебаний. В соответствии с программой экспериментальных исследований спектры ускорений строились по колеба-

ниям узлов КЭМ трактора, расположение которых соответствовало местам установки датчиков ускорения на остова. Результаты расчета собственных частот и соответствующих им форм колебаний показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными. Погрешность по спектрам вынужденных колебаний на указанных режимах нагружения при расчете по МКЭ составила 40%, по собственным частотам и формам колебаний 25%. Количественное несовпадение результатов может быть объяснено тем, что при расчете для снижения затрат по подготовке исходных данных жесткостные и демпфирующие характеристики приняты постоянными, в целях сокращения времени счета на ЭВМ решалась усеченная динамическая задача для определения собственных значений динамической системы. Анализ вынужденных колебаний остова рассчитанных по МКЭ позволил оценить динамику машинно-тракторного агрегата в целом. Результаты динамического расчета свидетельствуют о целесообразности применения стержневой КЭМ трактора и возможности ее использования при проектировании и доводки тракторов серии МТЗ, для:

- качественного анализа динамических характеристик;
- оценки влияния изменения геометрических и инерционных характеристик сечений элементов остова;
- ускорения и частичной автоматизации процесса определения динамических нагрузок (пиковых) для проведения расчетов НДС по уточненной КЭ схеме остова в статической постановке;
- многовариантных динамических расчетов на ранней стадии проектирования в системе автоматизированного проектирования.

Для обоснования разработанных рекомендаций на основании результатов статического расчета НДС остова МКЭ, направленных на снижение металлоемкости серийного варианта конструкции на 26,5 кг был проведен динамический расчет остова сниженной массы. Введенное дифференцированное оребрение и изменение толщин стенок картерных деталей для сохранения жесткости исходного серийного варианта учитывалось в геометрических характеристиках поперечных сечений стержневых элементов. Анализ результатов динамического расчета остова сниженной массы показал следующее. При динамическом воздействии остов в целом сохраняет жесткостные параметры серийного варианта конструкции. Амплитуда вынужденных колебаний незначительно превышает, на 3-5%, амплитуду колебаний серийного варианта, рассчитанных МКЭ.

Анализ тенденции развития тракторостроения показывает, что

увеличение производительности машинно-тракторного агрегата достигается преимущественно за счет увеличения рабочих скоростей, ширины захвата и совмещения в едином технологическом процессе нескольких операций. В связи с этим возникает необходимость проведения динамических расчетов в целом — определение максимальных амплитуд деформаций и напряжений при вынужденных колебаниях. Отсутствие динамических расчетов приводит к необходимости увеличения коэффициентов запаса прочности за счет увеличения массы. Как установлено экспериментальными исследованиями, использование машин типа КУН-10, СМУ-05В, СНФ-05 и др. сокращает срок службы трактора. Работа с такими тяжелыми машинами, как правило, приводит к большим деформациям остова трактора, угловым и линейным перекосам валом и, как следствие, выхода из строя трансмиссии, и поломкам лонжеронов, переднего бруса и картера муфты сцепления. Для оценки влияния навесных машин был проведен динамический расчет по КЭМ трактора с остовом сниженной массы. В качестве нагрузочного режима использовалось моделирование движения трактора по грунтовой дороге с помощью спектральных характеристик макропрофиля. Сравнительный анализ динамических деформаций остова привел к следующим результатам:

- при навешивании тяжелых сельхозмашин массой до 2 т. и более в основном деформируется полурама, имеющая изгибную жесткость на порядок ниже, чем у картерных деталей;
- максимальные изломы возникают в месте соединения переднего бруса с лонжеронами и полурамы с картером муфты сцепления;
- при увеличении массы навесных машин значительно возрастают амплитуды вынужденных колебаний остова — до 1,75 раза, а основная низкочастотная составляющая смещается в сторону более низких частот.

Для уменьшения изгибных деформаций остова были изменены жесткостные характеристики остова (увеличены площадь поперечного сечения лонжеронов и жесткость стыков и соединений), направленные на повышение общей жесткости остова. Увеличение жесткостных параметров позволило снизить амплитуду вынужденных колебаний остова в среднем на 50%.

Для оценки влияния на деформированное состояние остова колебаний сельхозмашины, находящейся в транспортном положении были изменены (увеличены) поперечные сечения элементов конечно-элементной схемы заднего навесного устройства. Такое изменение конструк-

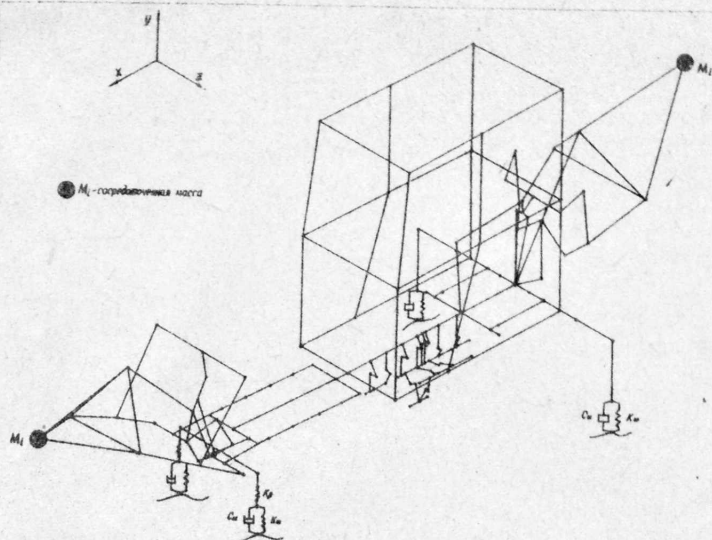


Рис.1. Конечно-элементная модель колесного трактора.

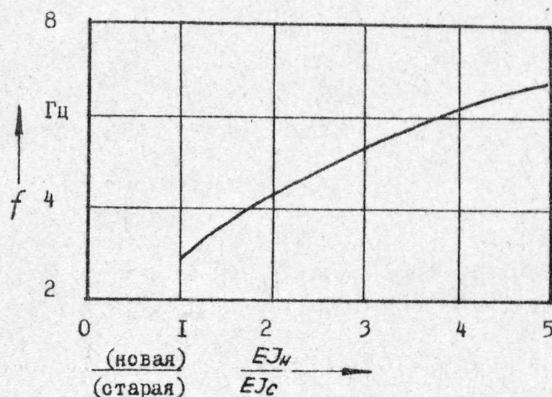


Рис.2. Зависимость собственной частоты динамической системы "остов-заднее навесное устройство - сельхозмашина" от жесткости навесного устройства.

тивных параметров дало повышение собственной частоты динамической системы остова—заднее навесное устройство—сельхозмашина. Изменение частоты в зависимости от общей жесткости устройства показано на рис.2. Однако, как показал проведенный динамический расчет, общее увеличение жесткости устройства дает незначительное уменьшение амплитуды вынужденных колебаний остова, около 10%. Более эффективным способом снижения амплитуды вынужденных колебаний является демпфирование. Для этого в конечные элементы, моделирующие раскосы навесного устройства, были введены демпферы вязкого типа. Введение демпфирования позволило снизить амплитуду колебаний сельхозмашины относительно трактора, что в свою очередь уменьшило максимальные изгибные деформации остова. Так при коэффициенте демпфирования 0,15 амплитуда вынужденных колебаний остова в транспортном режиме снижается в среднем на 30%, рис.3.

Полученные результаты полностью подтвердили эффективность разработанной методики оценки динамической нагруженности остова колесного трактора.

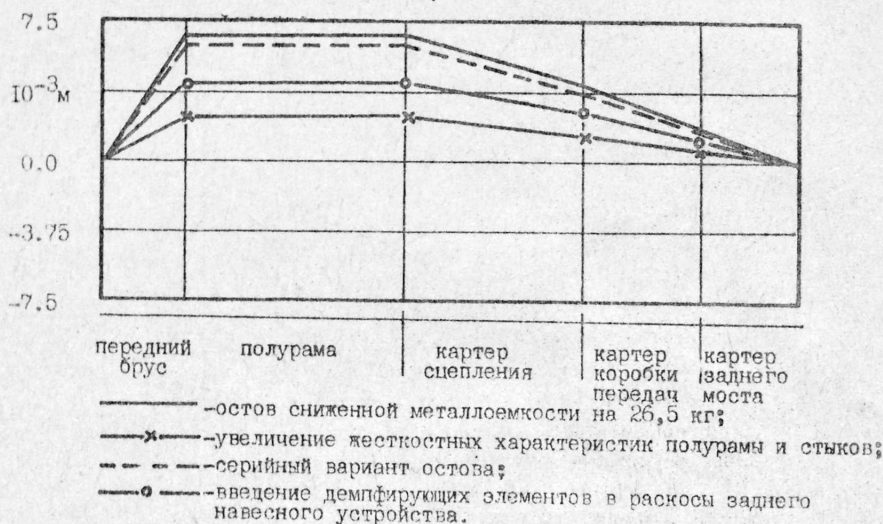


Рис.3. Вынужденные формы колебаний остова (продольно-вертикальная плоскость). Движение по разбитой грунтовой дороге со скоростью 5 м/с, с установленным копновозом КУН-10.

1. Из проведенного анализа исследований несущих систем автомобилей и тракторов следует, что вопросы оценки динамической нагруженности в целом для остова полупрамного типа не рассматривались.

Опыт эксплуатации колесных тракторов и экспериментальные исследования показали необходимость расчета НДС остова при случайном нагружении, с учетом влияния работающей трансмиссии и навесных сельхозмашин.

3. Проведение экспериментальных исследований позволило:

- определить динамические характеристики остова;
- выделить наиболее тяжелые режимы эксплуатации;
- оценить динамическую нагруженность остова в целом в реальных условиях эксплуатации;
- идентифицировать источники динамического воздействия на остова – работающая трансмиссия и колебания навесной сельхозмашины относительно трактора.

4. Разработана методика и подсистема прикладных программ, реализующих метод конечных элементов, для расчетного исследования динамической нагруженности остова колесного трактора. Проведены численные эксперименты для наиболее тяжелых режимов эксплуатации.

5. Разработаны принципы построения рациональной конечно-элементной модели колесного трактора, включающей КЭ схемы трансмиссии, навесных устройств, элементов ходовой части, предназначенной для качественной и количественной оценок жесткостных характеристик остова. Разработанная КОМ позволяет проводить динамический расчет с учетом силового и кинематического возмущений.

6. Сравнительный анализ результатов расчетного и экспериментального исследований показал удовлетворительную сходимость полученных данных и возможность использования разработанной расчетной методики для многовариантного анализа остова трактора с целью улучшения динамических свойств и снижения его металлоемкости.

7. Проведен динамический анализ конструктивного варианта остова сниженной массы. Результаты численных исследований на ЭВМ подтвердили рекомендации направленные на снижение металлоемкости остова, за счет введения дифференцированного оребрения и

изменения толщин стенок картерных деталей при сохранении жесткости серийной конструкции.

8. Исследование вопросов взаимосвязи колебаний навесной сельхозмашины, находящейся в транспортном положении, относительно трактора и колебаний остова, показало, что для снижения амплитуды вынужденных колебаний остова в заднее навесное устройство целесообразно ввести демпфирующие элементы.

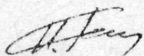
Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Ким И.В., Зузов В.Н., Носко П.Л. Экспериментальное исследование динамических характеристик остова трактора // Изв.ВУЗов. Машиностроение. - 1986. - №10. - С.82-85.

2. Зузов В.Н., Ким И.В., Носко П.Л. Исследование путей совершенствования характеристик остова колесного трактора // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тез. Всесоюз. семинара. - М., 1986. - С.49.

3. Исследование акустических характеристик трансмиссии трактора МТЗ и анализ напряженно-деформированного состояния его корпусов: Отчет по НИР/МВТУ им.Н.Э.Баумана; Руководитель Н.Ф.Бочаров. - К039682; МР 01820092336; Инв. №02860052517. - М., 1986.

4. Экспериментальное исследование динамической нагруженности остова колесного трактора / И.В.Ким, П.Л.Носко, В.Н.Зузов, В.К.Ермаков // Изв.ВУЗов. Машиностроение. - 1987. - №5. - С.57-61.



Объем 1 п.л. Тираж 100 экз. Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана
Л - 46205 Заказ 52С. Подписано к печати 28.04.88 г.