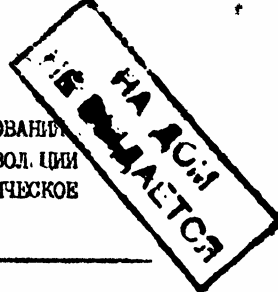


448144

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ им. Н.Э. БАУМАНА



На правах рукописи
УДК 629.113:620.17

НОСКО ПАВЕЛ ЛЕОНИДОВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ОСТОВА
КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ЕГО МАССЫ

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 - 1986

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,
старший научный сотрудник
Н.Я. ЕМЕЛЬЯНОВ

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

Защита состоится 19 января 1987 г. на заседании специализированного совета К 053.15.10 МВТУ им. Н.Э. Баумана по транспортному машиностроению по адресу: 107005, г.Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан 15 декабря 1986 г.

Отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
кандидат технических наук, доцент



В.С. ЦЫБИН

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" указывается на необходимость "В тракторном и сельскохозяйственном машиностроении... снизить удельную металлоемкость изделий на 10-15 процентов". При современных масштабах производства сельскохозяйственной техники снижение материалоемкости продукции только на 1% равнозначно экономии более 60 млн. рублей. Поэтому поиск резервов экономии металла в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении особенно актуален.

В полной мере это относится к семейству серийных и перспективных конструкций тракторов объединения Минский тракторный завод им. В.И. Ленина, которое выпускает самые массовые в СССР колесные универсально-пропашные тракторы МТЗ.

Однако снижение металлоемкости деталей и узлов тракторов неразрывно взаимосвязано с решением вопросов обеспечения их прочности и жесткости. Поэтому создание новых конструкций сниженной массы невозможно без разработки достаточно совершенной методики оценки нагруженности этих конструкций, базирующейся на расчетном и экспериментальном исследовании их напряженно-деформированного состояния (НДС). Это в первую очередь относится к исследованию наиболее металлоемких частей трактора МТЗ, к которым относится остова трактора, состоящий из картерных деталей и полурам.

Цель работы - разработка расчетной и экспериментальной методик оценки НДС остова колесного трактора для снижения его массы при сохранении необходимой прочности и жесткости остова.

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

Методы исследования. Теоретические исследования НДС остова трактора проведены в статической постановке на базе метода конечных элементов. Стендовые и ходовые испытания остова проводились методами тензометрирования и вибрографики с использованием современной регистрирующей и измерительной аппаратуры. Обработка экспериментальных результатов проводилась на ЭВМ с использованием методов теории вероятностей и математической статистики.

Научная новизна. Разработаны принципы построения рациональных расчетных схем остова трактора и сделаны выводы о границах их применения.



Разработаны конечно-элементные (КЭ) модели:

- картерных деталей (сцепления, коробки передач, заднего моста, рукавов полуосей) и полурамы;
- элементов трансмиссии (валов, зубчатых зацеплений, подшипников качения);
- групповых резьбовых соединений;

Проведена оценка напряженно-деформированного состояния остова трактора (на основе расчетных и экспериментальных исследований) с целью снижения его массы.

Достоверность получаемых результатов обеспечивается применением научно обоснованных положений и допущений теории упругости; современных средств измерений и методов обработки данных с использованием ЭВМ. 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 расчета НДС остова трактора с применением ЭВМ, которая позволяет проводить многовариантные расчеты остова на стадии проектирования и доводки его конструкции с точки зрения прочности, жесткости и металлоемкости.

Разработан и создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить испытания остова для режимов нагружений, соответствующих реальным условиям эксплуатации трактора.

Разработана методика экспериментальных (стендовых и ходовых) исследований НДС остова трактора.

Разработаны рекомендации по снижению массы остова трактора.

Реализация результатов работы. Разработанная методика экспериментального исследования НДС несущей системы трактора МТЗ внедрена в НАМИ.

Разработанная методика инженерного расчета остова трактора на прочность и жесткость с применением ЭВМ внедрена в ПО МТЗ.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ежегодных научных семинарах кафедры "Колесные машины" МВТУ им. Н.Э. Баумана (1983-1986 гг.); на конференции молодых ученых и специалистов Конструкторско-механического факультета МВТУ им. Н.Э. Баумана (1984 г.); на расширенном заседании НТС руководящего состава ПО МТЗ им. В.И. Ленина (Минск, 1985 г., 1986 г.); на научно-технической конференции профессорско-преподавательского

состава БПИ (Минск, 1985 г.); на Всесоюзной конференции "Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания" (Тбилиси, 1985 г.); на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники" (Москва, 1986 г.).

Публикации. Основные положения диссертации изложены в 9 научных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и рекомендаций, списка литературы, приложения и содержит 227 страниц машинописного текста, 18 таблиц, 50 рисунков, 32 страницы приложения, список литературы из 109 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Современные конструкции несущих систем тракторов должны быть не только долговечными и надежными, но и иметь меньший вес, что является важным с точки зрения экономии материалов и улучшения эксплуатационных характеристик тракторов. Создание несущих систем тракторов уменьшенной металлоемкости, обеспечивающих длительную и надежную работу трактора, требует совершенствования их конструктивных параметров на основе разработки новых высокоэффективных расчетных и экспериментальных методов исследования их НДС.

Анализ конструкций несущих систем отечественных и зарубежных колесных тракторов показал, что вследствие целого ряда преимуществ все более широкое применение в современном тракторостроении получает несущая система (остов) трактора полурамного типа. Остов такой конструкции состоит из картерных деталей и полурамы, соединенных между собой групповыми резьбовыми соединениями и расположенной внутри трансмиссией.

Известно, что одним из основных факторов, определяющих формы и размеры картерных деталей остова, являются нагрузки, действующие на него в реальных условиях эксплуатации. Эти нагрузки условно подразделяются на внешние (от действия навесных с/х машин) и внутренние (реакции в подшипниковых опорах от зубчатых зацеплений) и в общем случае носят случайный характер.

Поскольку исследование НДС остова при случайном нагружении представляет слишком большую проблему, то в данной работе рассматриваются вопросы статической оценки прочности и жесткости остова от максимальных нагрузок, возникающих в наиболее тяжелых режимах работы трактора. Проведенный автором анализ работы тракторов в

условиях эксплуатации позволил объединить эти режимы в четыре группы: режим пахоты; режим движения поперек борозд поля с навешенной сзади с/х машиной; режим транспортировки прицепов; режим погрузчика.

Анализ имеющихся в литературе сведений об исследованиях несущих систем машин и механизмов в различных отраслях машиностроения, в том числе и в автотракторостроении, показал, что вопросам расчетного и экспериментального определения НДС картерных конструкций посвящены работы Абовского Н.П., Абросимова А.А., Дмитриченко С.С., Завьялова Ю.А., Клебанова Б.М., Клячкина В.Н., Крылицина А.Н., Крушевского А.Б., Латышева Г.Б., Пушкарева В.Г., Решетова Д.Н., Ишиды К., Фишера М.Е. Общим для известных методик расчета и испытаний картерных конструкций является то, что все они применимы для определения НДС отдельных картерных деталей. Однако опыт эксплуатации тракторов и анализ многочисленных экспериментальных исследований показывают, что прочность и жесткость остова полурамного типа во многом зависят от прочности и жесткости групповых резьбовых соединений картерных деталей и оказывают существенное влияние на долговечность трансмиссии. Наиболее полно и с приемлемой точностью оценить НДС остова и взаимовлияние его картерных деталей с учетом трансмиссии можно с помощью метода конечных элементов (МКЭ). В то же время, используя МКЭ, необходимо исследовать особенности построения рациональных КЭ схем остова, т.е. схем, обеспечивающих требуемую точность расчета при минимальных затратах времени на решение задачи.

Поэтому для определения рациональных параметров конструкции остова трактора с целью снижения его массы при сохранении необходимого уровня прочности и жесткости требуется проведение расчетных и экспериментальных исследований НДС картерных деталей и полурамы, групповых резьбовых соединений и трансмиссии.

В результате основными задачами данной работы являются:

- разработка методик расчетного и экспериментального (стендовых и ходовых) исследований НДС остова трактора;
- разработка принципов построения рациональных КЭ схем остова, картерных деталей и полурамы, групповых резьбовых соединений, элементов трансмиссии;
- расчет и анализ НДС остова трактора и его элементов;
- разработка рекомендаций и конструктивных предложений по изменению конструкции картерных деталей остова с целью снижения его массы.

При разработке методики расчета НДС остова и его элементов одной из основных задач является построение их рациональных расчетных схем. Решение поставленной задачи связано с выбором рационального способа моделирования КЭ картерных деталей, резьбовых соединений, трансмиссии. С этой целью автором (на основе решения тестовых задач) были исследованы вопросы выбора типов КЭ.

Сравнительный анализ результатов расчетов по МКЭ с точными аналитическими решениями или экспериментальными данными показал, что для описания стенок картерных деталей остова трактора, представляющих собой пластины, подкрепленные ребрами жесткости и приливами, целесообразно использовать двумерный (плоский) элемент оболочечного типа, учитывающий мембранное и изгибное состояние конструкции. Моделирование ребер жесткости и приливов следует осуществлять стержневыми КЭ, лежащими на границе двумерных элементов, с учетом эксцентриситета взаимодействия стержня и пластины. Учет эксцентриситета в этом случае возможен различными способами: простым переносом; с учетом эффекта неполной работы ребра; за счет приведения матрицы жесткости стержня к середине толщины пластины, а также сочетанием этих способов. Проведенные автором исследования позволили выбрать наиболее эффективный способ учета эксцентриситета при различных отношениях геометрических характеристик ребер жесткости (приливов) к толщине стенок картерных деталей. Разработанные способы моделирования обеспечили высокую точность (1-7%) результатов.

В связи с необходимостью учета взаимного влияния смежных картеров на НДС остова был рассмотрен вопрос моделирования связей между ними.

Анализ экспериментальных исследований НДС резьбовых соединений картерных деталей остова показал, что весь комплекс нагрузок, действующих как в плоскости их стыков, так и перпендикулярно ему, можно рассматривать как сосредоточенные силы, приложенные к резьбовому соединению. Учитывая, что деформации изгиба и сдвига фланцев в среднем незначительны, а габаритные размеры стыков значительно превышают размеры болтов, полученные выводы позволили с достаточной степенью точности использовать стержневые КЭ групповых резьбовых соединений, жесткость стержней которых соответствует реальной жесткости соединений. В связи с этим были:

- систематизированы имеющиеся в литературе сведения по опре-

делению жесткости элементов резьбовых соединений : болта (C_b), стягиваемых деталей (C_d) - фланцев, с учетом их контактной податливости; - проведен сравнительный анализ предлагаемых различными исследователями формул для расчета C_d и показана целесообразность применения в расчетах жесткости резьбовых соединений картерных деталей остова трактора формулы Биргера И.А. На основании проведенных исследований были построены КЭ схемы групповых резьбовых соединений, учитывающие особенности их работы и позволяющие оценить плотность стыка.

При действии усилий перпендикулярно плоскости стыка, не приводящих к его раскрытию, работа резьбового соединения моделировалась стержневым КЭ, который шарнирно связан с узлами i и j фланцев, а его жесткость $C = C_b + C_d$. В случае раскрытия стыка жесткость соединения принимается эквивалентной жесткости болта C_b в осевом направлении.

При действии нагрузок в плоскости стыка, если раскрытия стыка не происходит и силы трения больше внешних сил, то связь узлов i и j предполагается жесткой. Если силы трения недостаточны, то часть внешней нагрузки воспринимается введенными в КЭ схему "фиктивными" стержнями. Эти стержни жестко связаны с узлами фланцев, а их изгибная жесткость эквивалентна жесткости болтов на срез. В случае раскрытия стыка моделирование осуществляется "фиктивными" стержнями.

Задавая геометрические характеристики стержневым КЭ и зная величину скатия стягиваемых деталей от усилия предварительной затяжки болтов, плотность стыка оценивалась непосредственно по перемещению узлов i и j относительно друг друга.

С целью определения суммарных угловых и линейных деформаций валов и подшипниковых опор под действием приложенных внешних и внутренних нагрузок, сравнения этих величин с допустимыми нормами, для создания единого подхода при исследовании деформированного состояния остова и элементов трансмиссии, были разработаны КЭ валов, зубчатых зацеплений и подшипников трансмиссии трактора. Наряду с известными моделями прямозубых и косозубых цилиндрических передач и радиального подшипника были построены КЭ конического (гипоидного) зацепления и радиально-упорного подшипника. При этом на основании проведенных автором расчетных и эксперимен-

тальных исследований установлено, что моделирование валов и их разбивку на КЭ следует осуществлять стержневыми КЭ в соответствии с реальной конструкцией и с учетом кинематической схемы трансмиссии, а моделирование зубчатых зацеплений и подшипников качения – при помощи "фиктивных" стержневых и плоских элементов пластин. "Фиктивные" элементы вводятся в расчетные КЭ схемы для идеализации частей реальной конструкции с целью моделирования передачи по элементам силового потока, соответствующего реальному. В этом случае закрепление валов в опорах осуществлялось шарнирно, а жесткостные характеристики стержневых КЭ принимались: в моделях подшипников равными радиальной и осевой жесткости подшипников; в зубчатых передачах – близкими к абсолютно жестким.

Для создания единой системы моделей зубчатых зацеплений и подшипников качения автором разработаны также модели винтовой (червячной) передачи и упорного подшипника. Сочетание данных моделей позволяет реализовать в КЭ постановке практически любую кинематическую схему трансмиссии не только автомобилей и тракторов, но также и других транспортных средств, имеющих зубчатые передачи. При этом наряду с исследованием деформированного состояния валов, обеспечивается возможность автоматизировать процесс подготовки исходных данных по нагрузкам для самостоятельной оценки НДС картерных деталей этих конструкций.

Рассмотренные выше особенности моделирования картерных деталей, групповых резьбовых соединений и элементов трансмиссии легли в основу построения КЭ расчетных схем остова и трансмиссии трактора. На основании анализа КЭ схем остова для исследования его НДС были выбраны три КЭ схемы различной сложности: "упрощенная", "базовая", "уточненная".

Для предварительного качественного анализа жесткостных характеристик остова от действия внешних нагрузок, оценки влияния конструктивных изменений (конфигурации поперечных сечений картеров и эффективности введения продольного оребрения и граничных условий) на НДС остова была создана его "упрощенная" КЭ схема. В качестве КЭ выбран стержневой элемент с 12-ю степенями свободы, учитывающий эффект поперечного сдвига. Узловые точки стержней в схеме располагались в местах изменения жесткостных параметров остова и приложения нагрузок.

На основании анализа упрощенной модели остова путем рациональ-

ного сочетания плоских и стержневых КЭ для многовариантных исследований и количественной оценки НДС остова от действия внешних и внутренних нагрузок разработана "базовая" расчетная схема. При этом с целью сокращения затрат труда и времени на подготовку и решение задачи описание полурамы и рукавов полуосей проводилось стержневыми КЭ и осуществлялось в рамках ожидаемой точности.

Для уточнения уровня распределения деформаций и напряжений в отдельных элементах остова, путем снижения ошибок дискретизации, а также оценки совместных деформаций валов и их подшипниковых опор в уточненной схеме более полно и точно плоскими элементами описаны полурама, картер заднего моста, рукава полуосей, а также стаканы под подшипники. КЭМ уточненной схемы остова трактора представлена на рис.1. В качестве основного элемента в базовой и уточненной КЭ схемах были выбраны плоские 4-х и 3-х угольные элементы согласованного типа, имеющие по 6 степеней свободы в каждом узле.

Основные характеристики рассмотренных расчетных схем приведены в таблице.

Таблица

Основные характеристики расчетных схем остова

Наименование схемы	Тип конечного элемента	Число узлов	Число элементов (включая стержни)	Максимальная относительная ширина ленты	Относительное время счета
"Упрощенная"	стержневой	49	53	1	0,01
"Базовая"	плоский элемент пластины стержневой	1250	2200	100	1,0
"Уточненная"	плоский элемент пластины	2300	3270	140	2,2

Разработана КЭ схема трансмиссии трактора, использование которой позволило: для базовой расчетной схемы остова автоматизировать вычисление внутренних нагрузок, передаваемых на картерные детали через подшипники; по уточненной расчетной схеме провести совместные

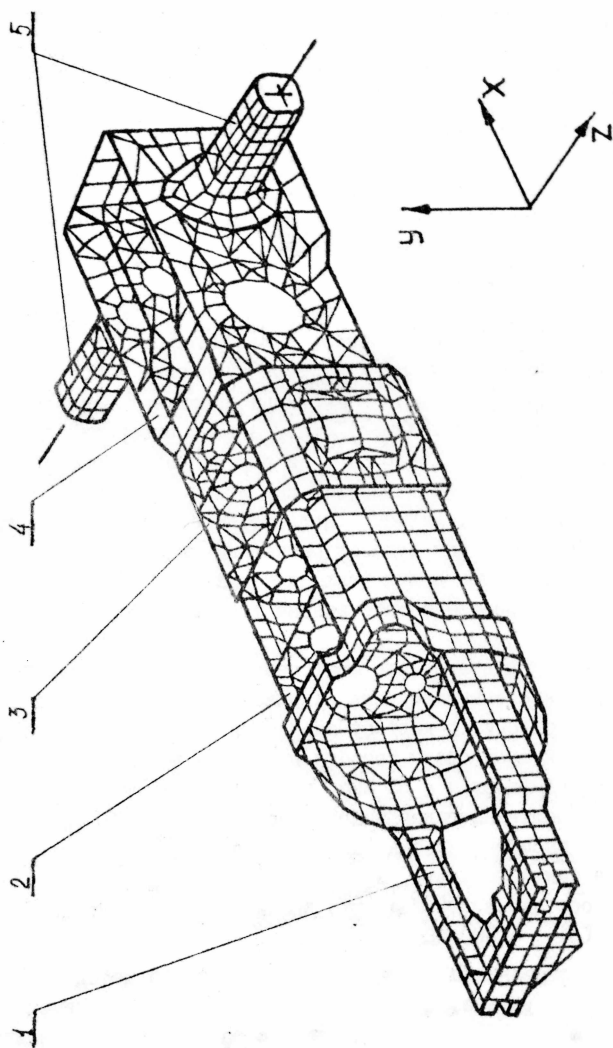


Рис. 1. Конечнo-элементная модель остова трактора МТЗ
 1- полурама; 2- картер сцепления; 3- коробка передач;
 4- задний мост; 5- рама полуосей

исследования деформированного состояния остова^{II} элементов трансмиссии трактора.

Расчеты по оценке нагруженности остова трактора проводились на ЕС-1033 и ЕС-1055 по программе "AFEMAS", разработанной на кафедре "Колесные машины" МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Теоретический анализ НДС остова и его элементов позволил определить распределение деформаций и напряжений по всем элементам конструкции, выявить места пониженной жесткости и концентрации напряжений, оценить нагруженность полурамы, картерных деталей и их резьбовых соединений.

В результате исследований установлено, что остов трактора обладает достаточно высокой жесткостью, а максимальные прогибы наблюдаются в местах крепления полурамы к картеру сцепления и составляют $3,66 \cdot 10^{-3}$ м. Деформации элементов картеров достигают наибольших значений на боковых стенках заднего моста, в зоне отверстий под крепление рукавов полуосей $-1,5 \cdot 10^{-3}$ м и на внутренней и боковой стенках коробки передач, в зоне отверстий под опоры вторичного вала $-0,4 \cdot 10^{-3}$ м. При этом отмечены недопустимые перекосы вторичного вала в опорах. Они, как показал расчетный анализ, вызваны большими угловыми деформациями самих подшипниковых опор, которые в этом случае в 5-10 раз превышают собственные угловые деформации вала в опорах.

Исследования напряженного состояния элементов остова показало, что максимальные эквивалентные напряжения имеют место на полураме, в месте ее крепления к картеру сцепления -240 МПа, на днище картера сцепления со стороны коробки передач -64 МПа, на внутренней стенке коробки передач -83 МПа, на днище заднего моста в зоне крепления кронштейна гидрофицированного кривка -140 МПа. Однако, несмотря на высокий уровень напряжений в отдельных зонах картерных деталей, а также полурамы, в целом уровень напряжений по остову невелик и составляет 20 МПа, что значительно ниже предела прочности материала ($\sigma_{\text{вр}} = 200$ МПа).

Для обоснования правильности разработанной методики расчетной оценки нагруженности остова были выполнены экспериментальные исследования его НДС. В соответствии с задачами исследования разработана методика проведения стендовых испытаний остова, включающая в себя: разработку и создание стенда; воспроизведение нагрузочных режимов (соответствующих реальным) на стенде; выбор средств изме-

рений деформаций и напряжений и определение мест их расположения на остовах; проведение, обработку и анализ результатов испытаний.

Замер перемещений точек остова осуществлялся с помощью индикаторов часового типа с ценой деления 10^{-5} м, а напряжений в элементах конструкции с помощью тензорезисторов с базой $5 \cdot 10^{-3}$ и $10 \cdot 10^{-3}$ м. Для анализа работы и оценки плотности стыков были изготовлены тензоболты, а для измерения деформаций в местах состыковки картеров — тензоскобы.

На основании проведенных стендовых испытаний была оценена прочность и жесткость остова, его резьбовых соединений.

Для оценки нагруженности остова и трансмиссии трактора в условиях его эксплуатации разработана программа ходовых испытаний. При этом в качестве регистрируемых параметров были выбраны следующие: усилия в звеньях механизма задней навески и на кряке; крутящий момент на полусях; вертикальные виброускорения центра масс навесной с/х машины; напряжения в лонжеронах полурамы и картерных деталях. По результатам проведенных испытаний определены максимальные значения напряжений в элементах остова и нагрузок, действующих на остов в реальных наиболее тяжелых режимах работы трактора. Анализ полученных результатов подтвердил правильность разработанных схем нагружений остова на стенде и величин задаваемых при этом нагрузок.

Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных результатов показал, что каждая из разработанных КЭ схем имеет свои определенные границы применения, обеспечивая при этом приемлимую точность решения. Для выбранных режимов нагружения средняя погрешность расчетов составляет по деформациям: упрощенная схема — 20%, базовая — 15%, уточненная — 10%; а по напряжениям: базовая схема — 40%, уточненная — 25%.

Выполненные автором расчетные и экспериментальные исследования НДС остова трактора позволили в полном объеме оценить его нагруженность и сделать вывод о возможности снижения массы картерных деталей остова.

Проведен поиск рациональной конструкции остова сниженной массы при условии сохранения его необходимой прочности и жесткости. В качестве критерия жесткости конструкции остова сниженной массой принималась жесткость остова серийного трактора МТЗ. В связи с этим были определены конструктивные и технологические ограничения,

необходимые для сохранения формы и размеров картерных деталей, их жесткостных характеристик, а также кинематической схемы трансмиссии. В качестве варьируемых параметров выбраны толщина стенок картеров, а также геометрические размеры и места размещения ребер жесткости на внутренней и внешней поверхностях стенок картеров.

Проведенный анализ НДС различных вариантов остова сниженной массы показал, что наиболее приемлемый путь уменьшения его массы — дифференцированное изменение толщин стенок картерных деталей и введение оребрения. На основе проведенных автором исследований предложена рациональная конструкция остова, масса которого на 26,5 кг меньше массы серийного варианта остова. На рис.2 приведены результаты расчетов и экспериментальных исследований НДС серийного и рекомендуемого вариантов остова (на рисунке полурамы не показана). Анализ результатов позволил сделать вывод, что: в целом жесткость остова сниженной массы и его элементов находится в тех же пределах, что и серийного варианта; средний уровень напряжений по остову возрос до 25 МПа; максимальные значения напряжений в зонах их концентраций возросли незначительно и лежат в допустимых пределах; суммарные углы поворота вторичного вала в опорах и самих опор уменьшились и не превышают допустимых значений.

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

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Из проведенного анализа исследований несущих систем автомобилей и тракторов следует, что методики их расчета и испытаний предполагают определение НДС отдельных картерных деталей. Опыт эксплуатации тракторов показал, что при оценке общей прочности и жесткости остова полурамного типа необходимо учитывать не только прочность и жесткость самих картерных деталей, но также групповых резьбовых соединений и трансмиссии.

2. Анализ различных методов расчета картерных деталей показал, что наиболее эффективным и приемлемым (с точки зрения точности получаемых результатов) для расчетного определения прочности и жесткости остова трактора является МКЭ.

3. На основании анализа результатов проведенных исследований созданы КЭМ остова, в том числе картерных деталей и полурамы, групп-

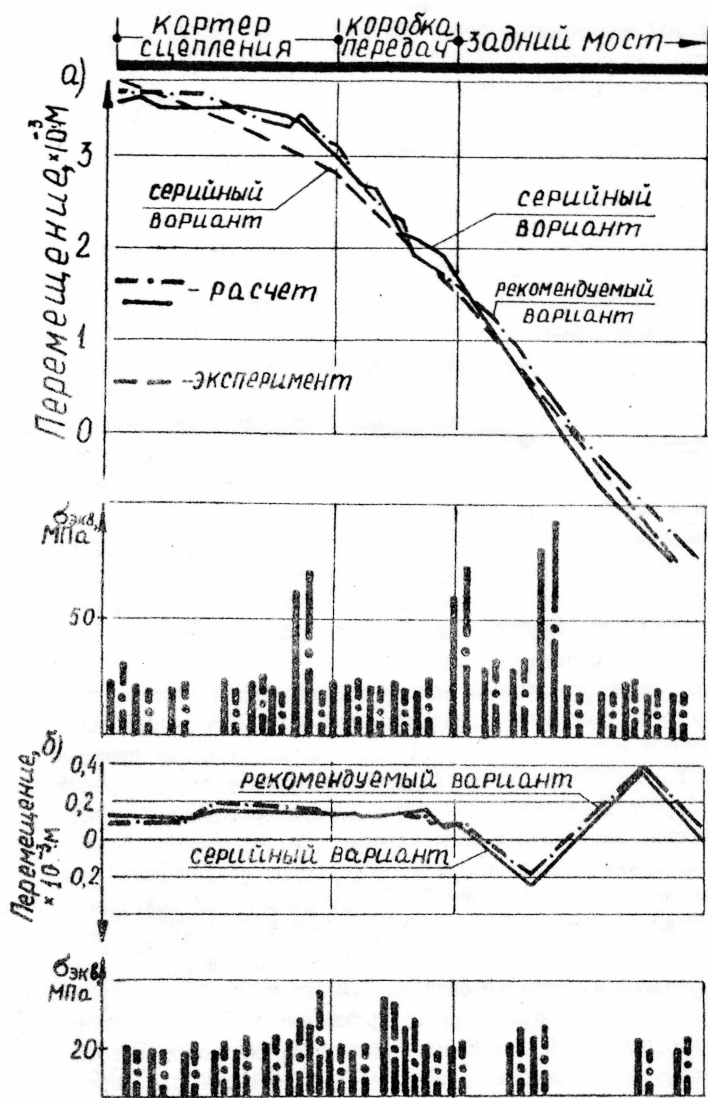


Рис.2. Линии прогибов остова трактора в вертикальной а) и горизонтальной б) плоскостях. Распределение напряжений по картерным деталям остова

повых резьбовых соединений и трансмиссии, обеспечивающие получение требуемой точности расчетов при минимальных затратах времени на решение задачи.

4. Проведенный анализ видов работы трактора позволил выделить наиболее тяжелые эксплуатационные режимы его работы (пахоту, движение поперек борозд поля, транспортировку прицепов, погрузчика) и соответствующие нагрузки, действующие на остова.

5. Разработаны принципы построения рациональных КЭ схем остова трактора. Для анализа НДС остова созданы расчетные КЭ схемы различной сложности ("упрощенная", "базовая", "уточненная"), предназначенные для качественной и количественной оценок его жесткостных и прочностных характеристик.

6. Разработана методика экспериментальной оценки нагруженности остова трактора.

Разработан и создан стенд, позволяющий проводить испытания остова в режимах, соответствующих реальным условиям эксплуатации трактора. Проведен анализ методов и средств измерений напряжений и деформаций в остова и его элементах.

Проведены стендовые и ходовые испытания остова трактора. Идентичность качественных и количественных показателей напряженного состояния остова трактора в стендовых и ходовых испытаниях подтвердила правильность разработанных схем нагружений остова и величин задаваемых нагрузок.

7. Создана методика расчета остова трактора на прочность и жесткость, которая позволяет проводить полный теоретический анализ напряженно-деформированного состояния остова серийных тракторов МТЗ и их перспективных моделей, а также многовариантные расчеты на стадии проектирования и доводки конструкции остова с точки зрения прочности, жесткости и материалоемкости.

8. Сравнительный анализ результатов расчетов и экспериментальных исследований показал удовлетворительную сходимость полученных данных и возможность использования разработанной методики в статических расчетах НДС остова. При этом также установлено, что картерные детали обладают в целом высокой жесткостью и повышенной прочностью и поэтому имеются предпосылки к снижению их металлоемкости.

9. Проведен расчетный анализ конструктивных вариантов остова сниженной массы. В результате проведенных исследований для серийного выпуска предложен вариант остова сниженной массы (уменьшение массы составило 26,5 кг) на основании введения дифференцированного

оребрения и изменения толщин стенок картерных деталей при сохранении его жесткости с исходным серийным вариантом остова.

На основании разработанных рекомендаций по изменению конструкции картерных деталей изготовлен опытный образец остова трактора сниженной массы, ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения которого в производство составит 273 тыс.руб.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Носко П.Л., Зузов В.Н. Моделирование зубчатых зацеплений и передачи усилий на опоры валов с использованием метода конечных элементов // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1984. - № 7. - С. 48-52.

2. Носко П.Л., Зузов В.Н. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния картерных деталей остова трактора // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1985. - № 7. - С. 157.

3. Носко П.Л., Зузов В.Н., Эйдельман А.Л. Экспериментальное исследование прочности и жесткости остова трактора // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1985. - № II. - С. 61-64.

4. Зузов В.Н., Бочаров Н.Ф., Носко П.Л. Пути снижения материалоемкости остова трактора // Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюзной конференции. - Телави, 1985. - С. 100.

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

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

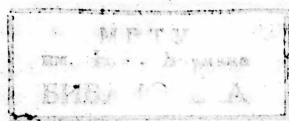
7. Зузов В.Н., Пушкарев В.Г., Носко П.Л. Выбор рационального способа моделирования оребрения картерных деталей автомобилей и тракторов с использованием метода конечных элементов // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1986. - № II. - С. 93-97.

8. 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. - Шифр темы КОЗ9682; № IP 01820092336; Инв. № 02860052517. - М., 1986.

9. Носко П.Л., Зузов П.Л. Стендовые исследования прочности и жесткости остова // Машины и технология торфяного производства: Респ.научн. сб. - Минск. - 1986. - Вып. 15. - С. 56-57.

с. 111, стр. 16



Объем I п.л. Тираж 100 экз. Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана
Л-53735 Заказ 1362. Подписано к печати 8.12.86г.