

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)

На правах рукописи

Абызов Алексей Александрович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОТКАЗНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ
БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ И
ФОРМИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ**

Специальности:

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант –
доктор технических наук, профессор
Игорь Яковлевич Березин.

Челябинск – 2014

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	18
1.1. Описание условий эксплуатации быстроходной гусеничной машины.	19
1.2. Моделирование динамической системы шасси гусеничной машины . .	21
1.3. Теории поворота гусеничной машины	29
1.4. Моделирование взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом	32
1.5. Модели накопления усталостных, износных и термомеханических повреждений	36
1.6. Цель и задачи исследования.	44
2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ. КОНЦЕПЦИЯ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН	47
3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН	64
3.1. Требования, предъявляемые к математической модели шасси гусеничной машины.	64
3.2. Корпус и система поддрессоривания.	67
3.2.1. Нагрузки в рабочей и свободной ветвях обвода.	71
3.2.2. Нагрузки в опорной ветви обвода. Взаимодействие гусеницы с грунтом.	78
3.3. Трансмиссия и двигатель	82
3.4. Дифференциальные уравнения движения. Реализация модели	93
4. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГУСЕНИЦЫ С ГРУНТОМ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ	97
4.1. Моделирование грунта в пакете программ LS-DYNA.	98
4.2. Определение параметров модели грунта. Тестовые расчеты.	101
4.3. Расчетные исследования взаимодействия трака с грунтом.	103

5. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФУНКЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПО ТРУДНОПРОХОДИМОЙ МЕСТНОСТИ.	113
5.1. Алгоритм определения функции изменения скорости движения	113
5.2. Результаты расчетных исследований. Проверка адекватности методики	119
6. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ	126
6.1. Исследования переходных процессов при прямолинейном движении машины	127
6.2. Исследования криволинейного движения машины. Проверка адекватности математической модели	134
6.3. Использование математической модели для выбора параметров системы подрессоривания перспективных машин	145
7. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ЗОНАХ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ	157
7.1. Однопараметрическое случайное нагружение	157
7.2. Многопараметрическое случайное нагружение	158
7.3. Напряжения в деталях, непосредственно взаимодействующих с грунтом	161
7.3.1. Стохастическая модель грунта.	164
7.3.2. Методика расчета напряжений в опасной зоне трака.	167
8. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ СЛУЧАЙНОГО НАГРУЖЕНИЯ	171
8.1. Методика оценки усталостной долговечности при простом однопараметрическом нагружении.	171
8.2. Примеры применения методики.	174
8.3 Исследование влияния характеристик трассы на результаты прогнозирования долговечности	178

8.4. Методика оценки усталостной долговечности в частном случае многопараметрического нагружения	180
8.4.1. Расчетная оценка усталостной долговечности траков гусениц	183
9. МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ	187
9.1. Модель накопления повреждений и ее идентификация.	188
9.2. Проверка адекватности модели.	200
9.3. Проверка эффективности мероприятий по усилению балансиров подвески снегоболотоходной машины.	202
10. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГУСЕНИЧНОЙ ЛЕНТЫ С ПОДАТЛИВЫМИ УШИРИТЕЛЯМИ	205
10.1. Экспериментальные исследования динамики гусеничной ленты с податливыми уширителями	207
10.1.1. Комплекс аппаратуры для исследований в ходовых условиях	208
10.1.2. Методика тензометрических исследований деформированного состояния резинового массива	210
10.1.3. Результаты экспериментальных исследований в ходовых условиях	213
10.1.4. Результаты экспериментальных исследований при стендовых испытаниях.	214
10.2. Математическая модель гусеничной ленты с податливыми уширителями. Результаты расчетных исследований	217
10.2.1. Моделирование динамики гусеничной ленты с податливыми уширителями	223
10.2.2. Расчетная оценка усталостной долговечности. Методика ускоренных стендовых испытаний.	224
10.3. Практические рекомендации по изменению армирования уширителей.	229
ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ	231
ЛИТЕРАТУРА.	237

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в отечественном машиностроении остро стоит вопрос повышения качества и конкурентоспособности, снижения себестоимости выпускаемой продукции, сокращения затрат на проектирование и доводку новых поколений машин.

Гусеничные машины, обеспечивающие высокую проходимость в условиях труднодоступной местности, находят широкое применение в качестве дорожно-строительных, сельскохозяйственных, транспортных машин, а также быстроходных машин специального назначения. Проблема обеспечения прочностной надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин связана с рядом определяющих эксплуатационных, конструкторских и технологических факторов. Такие машины предназначены для эксплуатации в условиях пересеченной местности, при этом трасса движения характеризуется разнообразием микропрофиля пути, наличием криволинейных участков и одиночных препятствий. В таких условиях интенсивному стохастическому нагружению подвергаются балансиры и торсионы подвески, опорные катки, а также траки гусениц машины. На трассах с жестким грунтом возрастает нагруженность траков гусениц в опорной ветви обвода. В связи с большим числом факторов, влияющих на скорость движения по местности, процессы изменения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы, необходимо рассматривать как нестационарные случайные процессы. Следует отметить разнообразие видов повреждений элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин, в частности, металлические элементы, работающие в условиях интенсивных циклических нагрузок (балансиры, торсионы подвески, траки гусениц), подвержены усталостному разрушению; ведущие колеса и траки гусениц подвергаются абразивному износу. Для условий жаркого климата характерны термомеханические и усталостные разрушения элементов, выполненных из эластомерных материалов (резинометаллические шарниры, шины опорных катков). Следует отметить непрерывный характер накопления

отмеченных повреждений. В условиях массового производства естественным является большой разброс прочностных характеристик материалов деталей ходовой системы, значительно влияющий на их долговечность.

Отмеченные особенности приводят к тому, что в процессе эксплуатации быстроходных машин на ходовую часть приходится значительная доля отказов (от 20 до 40 %). Для других классов гусеничных машин ситуация аналогична. Так, при освоении нового семейства быстроходных снегоболотоходных машин на Курганском машиностроительном заводе (2001–2009 г.) на элементы ходовой части в гарантийный период приходилось более 50% случаев отказов.

При создании современных быстроходных гусеничных машин одной из важных задач является снижение металлоемкости ходовой системы с целью снижения инерционных нагрузок, а также уменьшения массы плавающих машины. Необходимо отметить, что выход из строя ходовой системы лишает машину подвижности, а устранение неисправностей в процессе эксплуатации весьма трудоемко. В связи с этим проблема обеспечения прочностной надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин также приобретает особое значение.

Как показывает опыт, при использовании традиционных методов расчетов фактические показатели прочностной надежности ходовых систем вновь создаваемых машин часто оказывается недостаточно высокими. На рис. 1 в качестве примера приведены характеристики надежности гусениц с РМШ первых партий быстроходной машины класса 14 тонн, полученные по результатам обработки данных массовой эксплуатации (данные отчетов ЮУрГУ). Из анализа функции изменения параметра интенсивности отказов следует, что после незначительной зоны приработки практически сразу, минуя участок установившейся надежности, наступает прогрессирующее увеличение интенсивности отказов, обусловленное усталостными повреждениями. Как показывает опыт, недостатки конструкции, заложенные на этапе проектирования, достаточно сложно ликвидировать в дальнейшем. При этом возрастают затраты, увеличиваются сроки подготовки серийного производства,

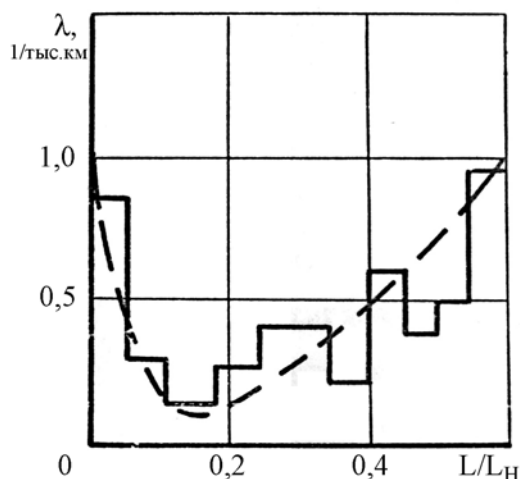
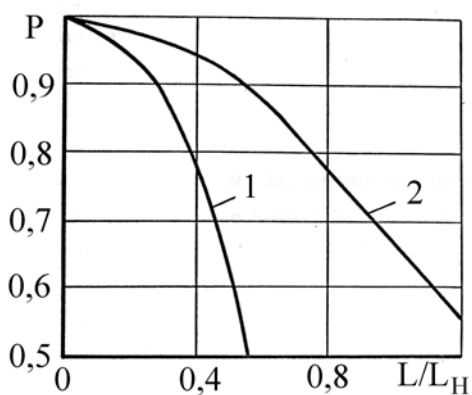


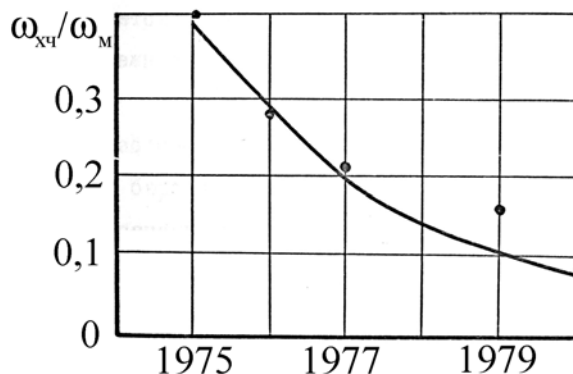
Рис.1. Изменение параметров интенсивности отказов при эксплуатации машин ранних выпусков (данные отчетов ЮУрГУ)

представленных данных показывает, что доработка траков первой машины с целью обеспечения требуемого ресурса потребовала 4 года, а совершенствование ходовой части второй машины- 5 лет.

увеличивается расход запчастей, значительно снижаются показатели надежности машин в целом. На рис. 2. в качестве иллюстрации приведены данные, характеризующие эффективность доводочных работ в период в период после начала серийного производства быстроходных машин класса 36 тонн (а) и 42 тонн (б) и временные затраты на доработку (данные ВНИИТрансмаш). Анализ



а)



б)

Рис.2. Функции надежности гусениц по критерию образования усталостных трещин в траках (а) и относительный параметр потока отказов (б):

1 – выпуск 1968 – 70 г., 2 – 1972 – 74 г.;

$\omega_{хч}$, $\omega_{м}$ – параметр потока отказов по ходовой части и по машине в целом

Решение проблемы прочностной надежности ходовой части во многом определяется научно – техническим уровнем исследований, проводимых на стадиях проектирования, доводки и постановки на серийное производство новых изделий. Как показывает анализ, при выполнении рабочего проекта в

настоящее время чаще всего ограничиваются простейшими расчетами, предусмотренными в используемых нормативных документах. При этом приближенно задаются предельные нагрузки, воспринимаемые элементами ходовой системы, а в качестве критериев надежности принимаются коэффициенты запаса по пределу текучести. Выполняемые таким образом расчеты не отображают интенсивное случайное нагружение элементов конструкции в условиях реальной эксплуатации, не позволяют получить случайные процессы изменения напряжений в опасных зонах деталей. В связи с тем, что не рассматриваются процессы накопления повреждений, при использовании подобных расчетов не решается задача оценки ресурса тяжело нагруженных элементов. Для экспериментальной проверки долговечности отдельных элементов используются ускоренные стендовые испытания, которые, из-за приближенного задания режимов нагружения также дают весьма приближенные результаты.

В настоящее время конструкторские бюро предприятий отрасли оснащены современной вычислительной техникой и программным обеспечением; в состав КБ входят специалисты высокой квалификации. В связи с этим актуальной становится проблема внедрения в практику комплексного подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования осуществлять расчетные исследования, учитывающие реальные условия эксплуатации, предусматривающие моделирование динамики гусеничной машины, определение процессов изменения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы, расчет напряженно-деформированного состояния ответственных деталей и моделирование процесса накопления повреждений с учетом рассеяния свойств материалов. В результате могут быть получены оценки характеристик прочностной надежности элементов ходовой системы проектируемой машины. Это позволит на ранних стадиях проектирования предсказать потенциально опасные элементы и разработать мероприятия по повышению надежности машины.

В настоящее время успешную разработку фундаментальных вопросов создания современных быстроходных гусеничных машин осуществляют научные коллективы МГТУ им. Н.Э.Баумана, Академии БТВ, ВНИИТрансмаш, научных организаций министерства обороны РФ, конструкторских бюро головных предприятий транспортного машиностроения.

Широкую известность среди специалистов в области транспортных машин высокой проходимости получили труды Б.А. Абрамова, А.А. Благодрава, Н.Ф. Бочарова, С.Е. Бурцева, А.А. Дмитриева, Н.А. Забавникова, П.П. Исакова, Г.О. Котиева, В.И. Красенькова, М.К. Кристи, В.Н. Наумова, А.О.Никитина, В.Ф.Платонова, А.А. Полунгяна, В.Б. Проскурякова, В.А. Савочкина, В.А. Светлицкого, Л.В. Сергеева, А.П. Софияна, В.С. Старовойтова, В.М. Шарипова и других ученых.

В области исследования динамики движения гусеничных машин и работы ходовых систем видное место занимают работы Л.В. Барахтанова, С.А. Бекетова, Г.С. Белоутова, И.Я. Березина, Р.К. Вафина, В.Б. Держанского, О.А. Наказного, Б.М. Позина, С.В. Рождественского, Е.Б. Сарача, И.П. Трояновской, И.А. Тараторкина и других исследователей.

Разработке методов расчетной оценки усталостной прочности и надежности посвящены работы Б.В. Бойцова, В.В. Болотина, В.Е. Боровских, Н.И. Гриненко, А.С. Гусева, Ю.Н. Дроздова, А.П. Гусенкова, В.С. Ивановой, В.П. Когаева, В.И. Крагельского, Н.А. Махутова, Г.С. Писаренко, А.С. Проникова, А.С. Развалова, В.Л. Райхера, Д.Н. Решетова, О.С. Садакова, С.В. Серенсена, В.Т. Трощенко, К.В. Фролова, Л.А. Шефера и других ученых.

Представляемая работа направлена на решение важной народнохозяйственной проблемы повышения надежности и сокращения сроков освоения новых поколений быстроходных гусеничных машин в части, связанной с обеспечением надежности тяжело нагруженных элементов движителя на ранних этапах проектирования и доводки. Поставленная цель достигается путем использования информации о нагруженности элементов ходовой части машин в условиях реальной эксплуатации, создания

математических моделей, достаточно полно отображающих динамические свойства проектируемых изделий, разработки моделей накопления повреждений.

В представляемой диссертации разработаны прикладная теория, инженерные методы исследований и основанный на них комплексный подход, позволяющий на ранних этапах проектирования осуществлять моделирование условий реальной эксплуатации, исследовать динамические процессы изменения усилий и напряжений, прогнозировать и обеспечивать надежность тяжело нагруженных элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин.

На защиту выносятся наиболее существенные результаты диссертационного исследования, составляющие **его научную новизну** :

1. Новая концепция задания многопараметрического нестационарного случайного воздействия внешней среды, основанная на формализации картографического описания типовых испытательных полигонов, применяемых для ресурсных испытаний опытных образцов техники. Описание включает сочетание параметров микро– и макропрофиля участков трассы, характеристик ее криволинейных фрагментов, параметров отдельных препятствий, требующих существенного снижения скорости, свойств грунта и др. Предложенный подход позволяет на ранних стадиях проектирования прогнозировать характеристики надежности при эксплуатации машин в различных природно-климатических условиях.

2. Специализированная применительно к задачам прочностной надежности математическая модель, отличающаяся тем, что она описывает динамику связанной нелинейной системы «внешняя среда – гусеничный движитель – подрессоренный корпус – силовая установка – водитель» при многопараметрическом нестационарном случайном воздействии.

Модель отображает существенные нелинейности элементов системы подрессоривания и гусеничного движителя; при моделировании силовой установки учитываются характеристика двигателя, характеристики

фрикционных элементов и гидравлических передач в трансмиссии и механизме поворота. Это позволяет описывать динамические процессы при прямолинейном и криволинейном движении с учетом изменения структуры силовой установки и переходных процессов, вызванных управляющими воздействиями со стороны водителя. Одновременное, достаточно подробное описание гусеничного движителя, подрессоренного корпуса и силовой установки позволяет моделировать движение машины по трассе под действием комплекса внешних воздействий, соответствующего условиям реальной эксплуатации.

3. Модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с поверхностью трассы, отличающаяся тем, что грунт представлен в виде континуальной нелинейной среды. Для расчета усилий, возникающих в контакте, применен метод конечных элементов, использующий трехмерные модели траков и грунтового объема. Это позволяет учесть влияние формы опорной поверхности траков, нелинейных свойств различных видов грунта при сложном напряженном состоянии и его разрушения при больших перемещениях, вызванных погружением трака и нагребанием грунта. В отличие от известных моделей, такой подход не требует применения упрощающих схематизаций при описании формы опорной поверхности трака.

Модель используется как подсистема в математической модели машины для расчета нагрузок, действующих на элементы ходовой части при прямолинейном и криволинейном движении.

4. Подсистема математической модели гусеничной машины, используемая для определения функции изменения скорости и дальнейшего формирования программы управляющих воздействий на двигатель и трансмиссию при моделировании движения машины по трассе. Предлагаемый подход отличается тем, что функция изменения скорости по пути строится в соответствии с заданной дорожной ситуацией.

Учет изменения скорости при моделировании движения машины позволяет повысить точность определения силовых и кинематических параметров, выявить характер и уровень эксплуатационных нагрузок.

5. Методика преобразования силового и кинематического воздействия на элементы конструкции в случайные процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных точках тяжело нагруженных деталей, отличающаяся тем, что она базируется на методе конечных элементов и моделях взаимодействия с нелинейной средой. Для деталей гусеничного движителя, непосредственно контактирующих с грунтом, использование данной методики позволяет получить процессы изменения напряжений с учетом случайного характера опирания.

6. Модель накопления усталостного повреждения и метод прогнозирования усталостной долговечности для случая, когда компоненты тензора напряжений описываются независимыми случайными процессами. Подобное характерно для элементов ходовой системы при многопараметрическом случайном нагружении. Предложенный подход отличается применением структурной модели среды и использованием микропластических деформаций при расчете накопленного многоциклового усталостного повреждения. Метод учитывает рассеяние усталостных свойств материала, что позволяет представлять результаты в виде функций вероятностей безотказной работы тяжело нагруженных элементов.

Практическая значимость работы

1. Создан комплекс измерительных устройств и аппаратуры, позволяющий исследовать нагруженность элементов подвески и гусеничного движителя в лабораторных условиях, а также в условиях реальной эксплуатации.

С применением разработанного комплекса исследована нагруженность гусениц с эластомерными уширителями в процессе движения снегоболотоходной машины.

2. Разработана универсальная математическая модель, описывающая динамику связанной нелинейной системы «гусеничный движитель –

поддресоренный корпус – трансмиссия – двигатель» при многопараметрическом случайном воздействии внешней среды. Модель отображает существенные нелинейности элементов системы поддресоривания и гусеничного движителя, характеристики двигателя, изменение структуры силовой установки в переходных режимах, вызванных процессами управления при движении машины по труднопроходимой местности. Получаемые с помощью модели процессы изменения нагрузок используются в дальнейшем для расчета напряжений в опасных точках ответственных деталей ходовой системы.

3. Разработана модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом, представленным в виде континуальной нелинейной среды. Использование метода конечных элементов позволяет определить процессы силового взаимодействия в контакте с учетом нелинейных свойств грунта и формы опорной поверхности траков. Модель используется как подсистема в математической модели машины; ее применение позволяет адекватно оценить нагрузки, действующие на элементы движителя, а также достоверно прогнозировать траекторию криволинейного движения при заданных управляющих воздействиях со стороны водителя.

4. Предложена математическая модель, описывающая управляющие воздействия со стороны водителя. Модель является подсистемой, используемой для формирования управляющих воздействий на двигатель и силовую установку при интегрировании уравнений движения с целью приведения функции изменения скорости и траектории движения машины к заданной дорожной ситуации. Использование такой модели существенно повышает достоверность определения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы машины.

5. Разработан комплекс вычислительных программ, реализующий разработанные математические модели. Адекватность математической модели подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

6. Создана методика преобразования многопараметрического случайного воздействия в процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных

точках тяжело нагруженных деталей, базирующая на методе конечных элементов и моделях взаимодействия с нелинейной средой.

7. Разработан метод прогнозирования усталостной долговечности для частного случая, когда компоненты тензора напряжений описываются независимыми случайными процессами. Метод основан на структурной модели материала и учитывает рассеяние его усталостных свойств, что позволяет представлять результаты в виде функций вероятностей безотказной работы тяжело нагруженных элементов.

Разработаны компьютерные программы, реализующие предложенный метод. Достоверность расчетных оценок усталостной долговечности подтверждена сопоставлением с экспериментальными данными. Предложенный метод и программные средства использованы для прогнозирования долговечности траков гусениц и балансиров подвески.

8. Разработана математическая модель гусеничной ленты с эластомерными уширителями. На основе анализа результатов расчетных и экспериментальных исследований выявлен механизм усталостного разрушения уширителей, вызванного действием циклических инерционных нагрузок при прохождении зон ведущего и направляющего колес машины.

9. Результаты работы внедрены при проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в следующих предприятиях и конструкторских бюро: Челябинском тракторном заводе, Конструкторском бюро транспортного машиностроения (г. Омск), Курганском машиностроительном заводе, Специальном конструкторском бюро машиностроения (г. Курган).

Разработанные методы и программные средства использованы при решении ряда практических задач:

- расчетной оценки долговечности торсионов и бортовых редукторов инженерной гусеничной машины;
- оценки эффективности мероприятий по усилению балансиров подвески снегоболотоходной машины ТМ–120;

- разработке мероприятий по предотвращению разрушения эластомерных уширителей гусеницы снегоболотоходной машины;
- оценке эффективности системы подрессоривания с управляемыми амортизаторами.

Объект исследования – процессы нагружения и накопления усталостных повреждений элементов движителя быстроходной гусеничной машины.

Методологической основой работы являются: системный подход; математическое моделирование, методы вычислительной математики, законы аналитической механики; теория трактора; теория прочности грунтов, теории усталостной прочности.

Достоверность результатов расчетных исследований обеспечена использованием верифицированных методов численного решения дифференциальных уравнений, тщательным тестированием разработанных программ для ПЭВМ; адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных результатов.

РЕАЛИЗАЦИЯ И ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

Результаты работы использованы Конструкторским бюро транспортного машиностроения (КБТМ, г. Омск) при проектировании семейства инженерных машин многоцелевого назначения (тема «Отцепка» 89183, договор о совместной деятельности ЧГТУ и КБТМ тема 55–86–83).

Результаты работ по расчетному и экспериментальному исследованию гусеницы с эластомерными уширителями, а также оценка эффективности мероприятий по усилению балансиров использованы при доводке ходовой системы снегоболотоходной машины ТМ–1 (договор 4498/98160 между ЮУрГУ и Специальным конструкторским бюро машиностроения (СКБМ, г. Курган), договор между СКБМ и кафедрой Гусеничных машин Курганского государственного университета № 100 от 13.01.2000 г., № 2/2000–5500 от 11.09.2000 г.)

Разработанная в диссертации математическая модель гусеничной

машины использована для оценки эффективности управляемой системы поддресоривания перспективного изделия (договор между ЮУрГУ и СКБМ №405 (2005395) от 14.01.2005 г.)

Созданный в ходе выполнения диссертационной работы измерительный комплекс использован при проведении натурных исследований рамы и корпуса бортовых фрикционов промышленного трактора производства Челябинского тракторного завода (Договоры между ЮУрГУ и ЧТЗ №8552/93310 от 1993 г., №9814 от 26.05.98, № 308–Н от 01.02.2008, договор № 923/06 от 6.03.2006 г. между НИ СЦ АТТ и ЧТЗ-Уралтрак, договор № 1492/08 от 9.01.2008 г. между НИИ АТТ и ООО «ПСМ–ЗМС»).

Ряд приведенных в диссертационной работе исследований выполнялись в рамках госбюджетных НИР по следующим программам:

- по плану НИР Научно-инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем машин» УрО РАН 1996–2000 г., научное направление 2.3.8 «Фундаментальные проблемы и аппаратные средства управления сложными объектами и структурами;
- по программе «Технические университеты России» (80УП53);
- по плану НИР ЧГТУ (тема 4393П53);
- по программе «УралВУЗ-конверсия»;
- по гранту Р2001УРЧЕЛ01–16 проект 01–03–96421 «Моделирование стохастических процессов в связанных нелинейных системах при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии».

Разработанное в диссертации алгоритмическое и программное обеспечение используется также в учебных курсах «Вычислительная механика» и «Статистическая механика и надежность машин» при подготовке инженеров, бакалавров и магистров на физическом факультете ЮУрГУ.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ

Основные положения диссертации доложены и обсуждены на Всероссийской научно-технической конференции «Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин (Курган,

2003г.); на международных технологических конгрессах «Военная техника, вооружение и технологии двойного применения» (Омск, 2004, 2005 и 2008 г.); на конференции кафедры «Тягачи и амфибийные машины» МАДИ (2007г.), на Всероссийских научно– практических конференциях «Актуальные проблемы защиты и безопасности», секция «Бронетанковая техника и вооружение» (Санкт– Петербург, НПО Спецматериалов, ВНИИТРАНСМАШ, 2010–2013гг.); на ежегодных научно – технических конференциях кафедры ПМДПМ ЮУрГУ (1989–2012 г.)

По материалам диссертации сделан доклад на заседании головного совета «Машиностроение» Министерства образования РФ под председательством академика РАН К.С.Колесникова (Снежинск, 2001). Материалы диссертации доложены на научных семинарах Научно– инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем машин» УрО РАН, кафедры «Гусеничные машины» Курганского государственного университета (2012г.), кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана (2013 г.), кафедры «Автомобили и тракторы» Московского государственного машиностроительного университета (МАМИ, 2014 г.).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 44 печатных работах, в том числе в 12 статьях в ведущих рецензируемых научных журналах из перечня ВАК. Зарегистрирована программа моделирования динамики гусеничной машины.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 10 глав, заключения, списка используемой литературы (239 наименования, в том числе 20 – зарубежных). Диссертация изложена на 263 страницах машинописного текста, содержит 104 рисунка и 13 таблиц.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящее время расчетные методы прогнозирования и обеспечения надежности, используемые на ранних этапах проектирования, находят все большее применение в различных отраслях техники ([53, 127] и др.). Фундаментальным и прикладным разработкам проблем прочности, ресурса и безопасности в различных отраслях техники посвящена монография, выпущенная под редакцией Н.А. Махутова [159]. Применительно к быстроходным гусеничным машинам разработка методов прогнозирования и обеспечения долговечности элементов ходовой системы проводится в МГТУ им. Н.Э. Баумана [101, 102, 85], ВНИИТрансмаш, ЮУрГУ [36, 37] и других организациях.

Разрабатываемый в диссертации новый подход базируется на общей теории имитационного моделирования [148, 175, 176, 206, 212]. Применительно к задаче прогнозирования и обеспечения надежности элементов гусеничного движителя реализация такого подхода предполагает компьютерное моделирование движения машины по трассе, при этом используемые в расчете внешние воздействия должны максимально соответствовать реальным условиям эксплуатации. Полученные в результате расчетов процессы изменения нагрузок, действующих на элементы системы подрессоривания и гусеничного движителя в дальнейшем используются для расчета процессов изменения напряжений в опасных зонах ответственных деталей и оценки их ресурса по различным критериям.

В приведенном ниже обзоре рассмотрены различные подходы к описанию условий эксплуатации гусеничных машин, моделированию динамических процессов при движении по трассе, а также методики моделирования процессов накопления повреждений и формирования отказов; сформулированы основные задачи диссертационного исследования.

1.1. Описание условий эксплуатации быстроходных гусеничных машин

Создание методов имитационных испытаний наряду с достаточно полным описанием динамических свойств транспортной машины требует адекватного описания условий эксплуатации. Факторы внешнего воздействия разнообразны по своей физической природе из числа наиболее важных, учет которых представляется необходимым при рассмотрении тяжелых дорожных условий, следует назвать случайный продольный и поперечный микропрофиль пути, случайные одиночные препятствия, дорожную кривизну, спуски и подъемы, обусловленные макропрофилем трассы, физические свойства грунта, определяющие сопротивление прямолинейному движению и повороту, а также тягово-сцепные характеристики. В реальных условиях эксплуатации транспортной машины разнообразие случайных факторов приводит к тому, что скорость движения транспортной машины по трассе оказывается переменной. Таким образом, в модели движения должен быть учтен случайный характер внешнего воздействия и его влияние на скорость движения.

Первоначально при вероятностной постановке задачи движения ограничивались учетом только продольного микропрофиля трассы. При этом было обосновано допущение о замене нестационарного внешнего воздействия стационарным случайным процессом [119, 140, 185], что позволило использовать для расчетов спектральную теорию. Учет поперечного профиля появился в задачах оценки прочности автомобильных рам и кузовов, на нагруженность и долговечность которых большое влияние оказывают деформации кручения [52, 140, 158]. К настоящему времени накоплен большой экспериментальный материал о статистических характеристиках микропрофилей трасс различных природно-климатических регионов и различного назначения. Так, характеристики микропрофилей автомобильных дорог описаны в работах [77, 141, 140, 158]. Данные о полях и дорогах, на которых эксплуатируются сельскохозяйственные машины, приведены в работах [30, 119]. Результаты исследований микропрофилей лесовозных дорог и волоков представлены в [47, 92, 95, 107, 177, 211]. Характеристики

микропрофилей бездорожья, а также местности, покрытой снегом, исследованы в работах Л.В. Барахтанова [29, 168]. Микропрофили поверхности трасс, на которых эксплуатируются быстроходные гусеничные машины, рассмотрены в работах А.А. Силаева [185], В.А. Савочкина, А.А. Дмитриева [170], в работах, выполнявшихся в НИИ Министерства обороны, а также в работах ВНИИТРАНСМАШа (А.П. Софьян, Ф.П. Шпак, С.В. Дорогин, А.С. Развалов и др.). В перечисленных работах обычно приводятся значения дисперсий, а также параметры выражений, аппроксимирующих эмпирические корреляционные функции и функции спектральной плотности процессов изменения высот микропрофилей различных трасс. Анализ литературных данных свидетельствует о существенном разбросе характеристик микропрофиля различных трасс. Кроме того, реальные трассы, на которых эксплуатируются машины высокой проходимости, обычно включают одиночные неровности выпуклости и впадины, для преодоления которых водитель вынужден существенно снижать скорость.

Сопротивление движению гусеничной машины, обусловленное свойствами грунта, обычно характеризуют коэффициентом сопротивления прямолинейному движению. Экспериментально полученные значения этого параметра приводятся в [75, 80, 113], а также в работах Е.В. Калининой-Ивановой, А.Н. Корнилова, А.А. Останина и других исследователей. Сцепление гусеничного движителя с грунтом характеризует коэффициент сцепления. Экспериментальные значения этого параметра для грунтов и дорог с различным типом покрытия представлены в работах [30, 80].

Как показывает опыт, эксплуатация гусеничных машин сопровождается большим числом поворотов. Так, по данным [170, 201], от 30 до 70% пути машина находится в состоянии поворота. Дополнительное сопротивление, возникающее при повороте гусеничной машины, обычно характеризуют коэффициентом сопротивления повороту. Значения этого параметра приведены в работах, посвященных теории поворота [80, 130, 201].

В ходе исследовательских работ, выполненных в институте ВНИИТрансмаш составлены подробные описания трасс отечественных полигонов, используемых для государственных испытаний быстроходных гусеничных машин. Описания включают характеристики микропрофиля различных участков трассы, свойства грунта, данные о криволинейных участках, случайных неровностях, а также о спусках и подъемах. Исследованию характеристик трасс зарубежных полигонов, используемых для испытаний военной техники и проведения учений, посвящены работы [221, 225].

Анализ приведенных данных показывает, что факторы условий эксплуатации, оказывающие наиболее существенное влияние на нагруженность элементов шасси, отличаются большими разбросами. В литературе обычно приводятся разрозненные данные об отдельных характеристиках трассы. В то же время в условиях реального движения машина подвергается непрерывно изменяющемуся комплексному внешнему воздействию. Это приводит к необходимости постоянной корректировки скорости движения, из-за чего, в частности, внешнее воздействие становится нестационарным.

Приведенные в рассмотренных литературных источниках данные о характеристиках трасс, на которых осуществляется испытания и эксплуатация гусеничных машин, в дальнейшем могут быть использованы для задания комплексного внешнего воздействия на ходовую систему при моделировании движения машины по трассе.

1.2. Моделирование динамической системы шасси гусеничной машины

Первоначально модели движения гусеничных транспортных машин разрабатывались применительно к задачам плавности хода, в которых исследуются колебания подрессоренного корпуса, обусловленные кинематическим воздействием со стороны микропрофиля трассы. Такие задачи решаются в связи с необходимостью обеспечения требуемых условий работы экипажа и сохранности перевозимых грузов, для чего должны выполняться

установленные нормативы на предельные значения ускорений и перемещений корпуса. В подобных исследованиях расчетная схема включает только упругую подвеску и корпус машины [80, 131, 179]. В первых работах, посвященных задаче плавности хода, упругие и демпфирующие характеристики системы поддрессоривания принимались линейными; действие ограничителей, односторонний характер связи опорных катков с грунтом и наличие гусеничного движителя не учитывались. Такой подход использован, например, в работах А.О. Никитина [131], В.Л. Сергеева [179] и других авторов. Линейная постановка задачи позволяет получить аналитические решения дифференциальных уравнений движения, выполнить расчет собственных частот и приближенный анализ амплитуд колебаний при гармоническом внешнем воздействии.

Принципиально новое развитие теория поддрессоривания транспортных машин получила в работе А.А. Дмитриева [78], в основу которой положено представление о нелинейных характеристиках системы поддрессоривания и существенных нелинейностях, обусловленных односторонней связью опорных катков с грунтом. Разработанный им применительно к системам поддрессоривания транспортных машин метод гармонической линеаризации позволил выполнить комплексный анализ задачи динамики транспортной машины, предназначенной для эксплуатации в особо тяжелых условиях и на его основе сформулировать принцип построения систем поддрессоривания таких машин, получивший название принцип мощного демпфирования. Нелинейные модели позволили существенно уточнить получаемые результаты, объяснить ряд динамических эффектов.

Упомянутые подходы позволяют выполнить предварительный анализ и оценку качества системы поддрессоривания проектируемой машины в случае детерминированного гармонического воздействия при постоянной скорости движения. Одной из первых работ, в которой реализована вероятностная постановка задачи движения транспортной машины, является монография А.А. Силаева [185]. Разработанная в ней спектральная теория поддрессоривания

позволяет исследовать динамику многоопорных транспортных машин при стационарном случайном внешнем воздействии. Применительно к транспортным системам различного назначения статистический подход реализован в работах А.Б. Лурье [119], В.П. Макеева, Н.И. Гриненко, Ю.С. Павлюка [123, 139], А.А. Хачатурова [77], Р.В. Ротенберга [167] и других авторов. Однако используемый при этом аналитический метод решения задачи статистической динамики предполагает стационарное внешнее воздействие на линейную динамическую систему. Принципиально новый подход к задаче статистической динамики транспортных гусеничных машин, отображающий влияние широкого круга факторов внешней среды предложен в работе А.А. Дмитриева и П.А. Савочкина [170].

В настоящее время в связи с широким внедрением вычислительной техники получили широкое распространение численные методы интегрирования уравнений движения при произвольном внешнем воздействии. Такой подход позволяет исследовать динамику машины при нестационарном случайном внешнем воздействии с учетом существенных нелинейностей упругих и демпфирующих характеристик элементов гусеничного движителя и системы подрессоривания.

При исследовании плавности хода гусеничных машин чаще всего ограничиваются исследованием вертикальных и продольно-угловых колебаний. Однако, при движении по необустроенной местности определенное влияние на плавность хода машины и на нагруженность элементов системы подрессоривания могут оказывать поперечно-угловые колебания, возникающие из-за разности профиля правой и левой колеи, а также при движении по криволинейным участкам. Математические модели, учитывающие поперечно-угловые колебания машины, предложены в работах [3, 81, 200,].

При расчетных исследованиях динамики подрессоренного корпуса транспортных и технологических машин других типов используются аналогичные подходы. Моделирование колебаний корпуса трактора, в связи с низкими скоростями движения, обычно осуществляется в линейной постановке

[76]. При моделировании динамики колесных машин высокой проходимости принципиальным отличием является дополнительный учет в составе системы поддрессирования шин, обладающих упруго-вязкими свойствами [60, 77, 93, 167] и др.

Предыдущая часть обзора охватывает работы, в которых рассмотрена проблема колебаний корпуса машины. Традиционно в транспортном машиностроении вопросы динамики силовой установки рассматриваются отдельно, что объясняется существенным различием частотных диапазонов: 0,5–5 Гц для колебаний поддрессированного корпуса и более 40 Гц для крутильных колебаний системы двигатель – трансмиссия.

Конструкции силовых установок современных транспортных средств в зависимости от назначения отличаются большим разнообразием. В качестве двигателей используются карбюраторные и дизельные двигатели внутреннего сгорания, газовые турбины в трансмиссиях кроме механических могут использоваться гидродинамические, гидрообъемные и электрические передачи. К фундаментальным работам, посвященным созданию прикладной теории и методов расчета стационарных режимов работы различных типов силовых установок относятся труды М.К. Кристи и В.И. Красенькова [108], А.С. Антонова [26], В.Л. Сергеева [179], Е.Д. Львова [122], Ю.Н. Лаптева [116, 117]. Исследованию силовых потоков в трансмиссиях транспортных машин различного назначения посвящены также работы [25, 84] и др. К числу работ, охватывающих проблему расчетного и экспериментального исследования динамики силовых установок транспортных машин, следует отнести труды В.Л. Вейца и А.Е. Кочуры [20, 62, 63, 64], В.И. Крутова [109], И.Б. Барского [30], А.М. Лысова [121], Г.М. Анисимова [24], а также работы В.А. Зайцева, Г.С. Белоутова [34], М.Г. Жучкова, Р.Н. Королькова, Б.С. Медова и других авторов. В зависимости от решаемых задач и степени схематизации силовой установки эти работы можно разделить на несколько групп.

При изучении низкочастотной динамики, обусловленной разгоном и торможением машины, переключением передач, а также при исследовании

систем автоматического регулирования и расчетной оценке износа фрикционных элементов обычно используют достаточно простые расчетные схемы. В этом случае модель включает несколько сосредоточенных элементов с моментами инерции, равными приведенным моментам инерции отдельных агрегатов силовой установки двигателя, коробки передач, ведущего колеса и т.п. и соединяющие их фрикционы или немеханические передачи. Упругие элементы вводят только при наличии в исследуемой трансмиссии податливых валов или специальных упругих элементов. Такие схемы использованы в работах [24, 26, 109].

При исследовании высокочастотных крутильных колебаний, обусловленных неравномерностью момента двигателя, импульсным характером работы систем автоматического регулирования, неравномерностью работы карданных передач, переменной жесткостью зубчатых зацеплений и т.п. используются значительно более сложные модели, учитывающие инерционные характеристики отдельных шестерен, податливости валов, упруго-демпфирующие характеристики зубчатых зацеплений. Такие модели подробно рассмотрены в работах [62–64, 193] и др. Корпус машины, упругий гусеничный обвод или ведущие колеса, а также многоопорная подвеска при исследовании крутильных колебаний иногда включаются в расчетную схему в виде соответствующих крутильных элементов с приведенными характеристиками. В некоторых работах, например в [24], предлагается к ведущим колесам прикладывать переменный момент сопротивления, определенный экспериментально при испытаниях машины- прототипа. Подобные упрощения вполне допустимы при расчете собственных частот системы и высокочастотных вынужденных колебаний, однако оно не позволяет адекватно описать динамические процессы, вызванные дорожным воздействием на единую систему транспортной машины.

Как показывает опыт эксплуатации и результаты экспериментальных исследований, динамические процессы, протекающие в силовой установке и системе корпус- подвеска транспортной гусеничной машины, из- за наличия

гусеничных лент в значительной степени взаимосвязаны. Необходимость учета этого обстоятельства отмечена в [54, 111, 112, 136] и других работах. В ряде работ предложены математические модели, описывающие трансмиссию и поддресоренный корпус машины как единую динамическую систему. Рассмотрим их основные особенности.

Единая динамическая модель гусеничного трактора предложена в работе Г.М. Кутькова [113]. Особенностью этой модели является достаточно подробное описание трансмиссии, позволяющее исследовать процесс поворота машины. Однако эта модель ориентирована на исследование тяговой динамики трактора и не учитывает существенные нелинейности системы поддресоривания, а также не описывает подвеску многоопорной машины. Модель гусеничной машины, отображающая наиболее важные особенности системы поддресоривания и подробно описывающая силовую установку, предложена в работах В.П. Тарасика [191, 192]. Одним из недостатков этой модели является отсутствие в расчетной схеме свободных ветвей гусеничных обводов, работающих при торможении машины и в режиме поворота. Следует также отметить, что в перечисленных работах, посвященных гусеничным машинам, предложены модели, описывающие динамику тихоходных машин сельскохозяйственных и промышленных тракторов, трелевщиков и др. Эти модели дают хорошие результаты при исследовании динамики таких машин в характерных условиях эксплуатации.

Математические модели, ориентированные на исследование динамики быстроходных гусеничных машин и рассматривающие единую систему «поддресоренный корпус – гусеничные ленты- силовая установка», позволяют не только более точно описывать колебания корпуса и нагруженность деталей подвески, но и оценивать нагруженность гусеничных лент. В таких моделях обычно учитываются нелинейности упругих и демпфирующих элементов системы поддресоривания, а также существенные нелинейности, вызванные пробоями подвесок и отрывами опорных катков от грунта. Одна из первых подобных моделей предложен И.Я. Березиным и В.А. Колодкиным [35, 39, 95];

в дальнейшем такой подход развивался в работах научной школы МГТУ им. Баумана [99, 100, 102, 171], В.П. Аврамова [17] и ряда других авторов. При этом силовая установка моделируется приведенной к ведущему колесу одномассовой вращательной системой, к которой приложен крутящий момент, изменяющийся в соответствии с тяговой характеристикой двигателя. Гусеничные ленты моделируются нелинейными упругими элементами одностороннего действия. В связи с наличием существенных нелинейностей интегрирование дифференциальных уравнений движения осуществляется численно. Экспериментальные исследования [39, 95] подтверждают, что такая модель достаточно хорошо описывает динамические нагрузки в гусеничном движителе. Однако подобные модели описывают силовую установку весьма упрощенно, что не позволяет исследовать динамические процессы в переходных режимах работы (при переключении передач, изменении подачи топлива, включении механизма поворота).

При оценке нагруженности некоторых типов гусеничных лент, а также поддерживающих катков машины могут представлять интерес динамические процессы, протекающие в свободной ветви гусеничного обвода. Фундаментальным вопросам динамики гибких стержней и нитей посвящена работа В.А. Светлицкого [173]. Динамика гусеничных лент быстроходных машин исследована в монографии В.Ф. Платонова [147].

В отдельную группу входят математические модели, специально предназначенные для исследования криволинейного движения гусеничной машины (тягового баланса, управляемости и т. п.). Как правило, в таких моделях рассматривается плоское движение машины без учета колебаний корпуса [50, 105, 106, 136, 198, 201, 218, 237] и др.

Математическое моделирование динамики быстроходных гусеничных машин широко применяется зарубежными исследователями [222, 226, 230, 231, 235, 238] и др. При этом часто используется универсальный пакет программ Adams, и, в частности, приложение Adams Tracked Vehicle Toolkit, специально

предназначенное для создания моделей ходовой системы гусеничной машины [220, 236].

При движении по трассе водитель вынужден непрерывно изменять скорость машины, приводя ее в соответствие с текущими дорожными условиями, при этом скорость движения оказывает определяющее влияние на нагруженность элементов ходовой системы. В связи с отмеченными особенностями в состав математической модели быстроходной машины должна быть включена подсистема, описывающая действия водителя по приведению скорости движения по трассе в соответствие с дорожными условиями.

Исследованию работы водителя как составной части системы человек-машина посвящены работы В.И. Красенькова, В.В. Егоркина, Ю.А. Конева, а также [18, 31, 39, 44, 50, 65, 96, 166, 189, 193, 207, 213] и др. Так, Ю.А. Конев предложил рассматривать водителя как трехконтурную систему автоматического управления, выполняющую следующие функции

- комплексное слежение, направленное на устранение отклонений параметров движения от заданных величин
- поправки типа преследование, с помощью которых компенсируются периодически возникающие отклонения
- упреждающее воздействие.

Однако в известных работах человек-оператор обычно рассматривается как звено первого порядка, входящее в состав системы автоматического управления. Такие модели разработаны лишь применительно к задаче управления курсовым движением. При этом в них фактически реализуется только первая из трех указанных ранее функций.

На основе анализа информации о разработанных к настоящему времени математических моделях шасси гусеничной машины, в дальнейшем будут сформулированы требования, предъявляемые к математической модели, предназначенной для определения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы гусеничной машины при движении по трассе.

1.3. Теории поворота гусеничной машины

При движении по необустроенной местности гусеничная машина большую часть времени находится в состоянии поворота. Такой режим характеризуется повышенным сопротивлением движению, периодически возникающими переходными процессами, связанными с работой механизма поворота и, как следствие, повышенными нагрузками на элементы системы подрессоривания и гусеничного движителя. В связи с этим большое значение имеет адекватное описание нагрузок, действующих на гусеничную машину при преодолении криволинейных участков трассы.

Теория поворота гусеничных машин начала развиваться в 30-е годы и к настоящему времени выделилась в самостоятельный раздел теории гусеничных машин, что объясняется специфическим характером явлений, сопровождающих взаимодействие гусеничного движителя с грунтом в процессе поворота.

Обзор истории развития теории поворота гусеничных машин приведен в работе И.П. Трояновской [196]. Первые попытки решения силовой задачи при повороте гусеничной машины были сделаны в трудах В.И. Заславского и М.К. Кристи [82, 107]. При этом было введено понятие коэффициента сопротивления повороту и получена зависимость для вычисления момента сопротивления. Продольное и поперечное проскальзывание рассматривались независимо; распределение давления по опорной поверхности гусеницы предполагалось равномерным. В работах А.О. Никитина [130] на основе экспериментальных данных предложена зависимость, связывающая коэффициент сопротивления повороту с радиусом кривизны траектории движения. В настоящее время широкое применение находит уточненный вариант этих соотношений, учитывающий смещение центра поворота машины и позволяющий вычислить величину момента сопротивления повороту и боковой силы, препятствующей заносу машины. Следует отметить, что предложенное А.О. Никитиным соотношение получено по результатам статических экспериментов и не позволяет получить точные результаты при поворотах на высоких скоростях движения. В [86, 219], а также в ряде других

работ предложены уточненные варианты соотношений для расчета момента сопротивления повороту.

В работах М.И. Медведева [126] предложена деформационная теория поворота, учитывающая деформационные физико-механические свойства грунта путем введения линейной зависимости боковой силы от поперечного смещения точек гусеницы. Результаты расчетов, выполненных с применением этой теории, согласуются с экспериментальными данными только для больших и средних радиусов поворота.

Подходы, предполагающие вычисление момента сопротивления повороту по эмпирическим формулам, обладают рядом серьезных недостатков. В частности, они не учитывают перераспределения нагрузок по длине опорной поверхности при движении машины и рассматривают проскальзывание гусеницы относительно грунта в продольном и поперечном направлениях независимо, что приводит к принципиальным ошибкам при определении сил сопротивления повороту. Получение сил сопротивления в виде интегральных величин (момента сопротивления и боковой силы) не позволяет получить нагрузки, действующие на каждый опорный каток машины.

Другое направление развития теории поворота связано с использованием математической теории трения (работы Ф.А. Опейко, В.В. Гуськова [75, 135] и ряда других авторов). Дальнейшее развитие этого направления выполнено в работах Б.М. Позина и И.П. Трояновской [151, 152, 196, 197, 198, 199], которыми предложена единая теория поворота гусеничных и колесных тракторных агрегатов. Согласно этой теории, перемещение опорной поверхности движителя относительно грунта рассматривается как мгновенно-вращательное. Распределенные по опорной поверхности касательные силы вычисляются в соответствии с законом трения и в дальнейшем путем интегрирования приводятся к сосредоточенным силам и моменту, приложенным в центре вращения. Координаты центров вращения опорных поверхностей и координаты центра поворота всей машины являются неизвестными, которые определяются из условий равновесия и уравнений

геометрических и кинематических связей. Использование такого подхода позволяет учесть распределение давления по опорной поверхности, однако применение закона трения накладывает определенные ограничения, в частности, затрудняет учет формы опорной поверхности траков, а также деформации грунта и его нагребания боковыми поверхностями гусеницы. Чтобы в определенной мере учесть эти эффекты, в данном подходе используется модель анизотропного трения с переменными коэффициентами.

Принципиально иной метод описания взаимодействия гусеницы с грунтом при криволинейном движении предложен в работах В.И. Красненькова [105, 106]. В его основу положено экспериментально обоснованное допущение о том, что взаимодействие с грунтом происходит на так называемых «активных» участках, находящихся в окрестности опорных катков машины. При этом распределенную по длине гусеницы нагрузку заменяют сосредоточенными силами, действующими на активных участках. Использование такого подхода позволяет учесть реальное распределение вертикальных нагрузок по длине опорной ветви, совместно рассматривать продольное и поперечное проскальзывание, а также определять поперечные нагрузки, действующие на каждый опорный каток машины. В настоящее время такое описание взаимодействия гусеницы с грунтом используется в математической модели гусеничной машины, разрабатываемой в МГТУ им. Н.Э. Баумана. В связи с отмеченными особенностями такая модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом является наиболее предпочтительной для использования в математической модели гусеничной машины, ориентированной на решение задачи о нагруженности элементов ходовой системы. При реализации этого подхода наиболее сложным является получение зависимостей, связывающих нагрузки, действующие на активных участках, с их перемещениями относительно грунта. В качестве таких зависимостей может использоваться закон трения, соотношения, полученные на основе обработки экспериментальных данных и др. Очевидно, что для адекватного определения нагрузок, действующих на активные участки,

необходимо использовать соотношения, учитывающие всю совокупность процессов, протекающих в контакте траков с грунтом: трение опорной поверхности о грунт, деформирование грунта, его нагребание боковой поверхностью и др. При этом предпочтительно использовать расчетные зависимости, так как проведение экспериментальных исследований взаимодействия траков с грунтом весьма трудоемко.

1.4. Моделирование взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом

При реализации модели взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом, основанной на представлении об «активных участках», важным является вопрос получения зависимостей, связывающих относительное перемещение в контакте с возникающими при этом нагрузками. Для решения этой задачи необходимо использовать модель, описывающую сложное напряженно-деформированное состояние верхнего слоя грунтовой поверхности, взаимодействующей с опорной поверхностью траков. Рассмотрим математические модели, применяемые в настоящее время для исследования процесса деформирования грунта.

При исследовании взаимодействия движителей машин, а также рабочих органов дорожно-строительной техники с грунтом широко применяются эмпирические зависимости, связывающие напряжения и деформации в грунтовом массиве.

Исследования процесса сжатия грунтов с ограниченной возможностью бокового расширения показали, что в начальной фазе сжатия деформация растет пропорционально напряжению. В связи с этим при расчетах движителей с грунтом иногда рассматривают грунты как линейно деформируемые среды [75]. Зависимость между нормальным напряжением σ и осадкой штампа h имеет вид

$$\sigma = k \cdot h,$$

где k – коэффициент объемного смятия грунта.

Однако представление о линейной зависимости между напряжением и

деформацией является весьма приближенным и приводит к беспредельному росту сопротивления сжатию, какой бы величины не достигла деформация. Данная модель справедлива только при малых величинах деформации и поэтому на практике используется редко.

Более точное отображение процесса сжатия грунта получается при использовании модели Винклера–Герстнера–Бернштейна [125]:

$$\sigma = c \cdot h^{\mu},$$

где c – константа грунта;

μ – показатель степени деформируемости грунта.

Основным недостатком этой модели грунта является ее плохая согласованность с экспериментальными данными для пластичных грунтов.

В работе [97] показано, что для пластичных грунтов более подходит следующая зависимость:

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - e^{-\frac{h}{K_0}} \right),$$

где K_0 – константа деформируемости грунта, m ;

σ_0 – предел несущей способности грунта.

В работах зарубежных исследователей широкое применение находит зависимость, предложенная М.Г. Беккером [33]:

$$\sigma = \left(\frac{K_c}{b} + K_{\varphi} \right) \cdot h^{\nu},$$

где K_c – коэффициент сцепления грунта;

K_{φ} – коэффициент трения грунта;

b – наименьший размер штампа;

h – осадка штампа;

ν – коэффициент, характеризующий деформируемость грунта.

В приведенной зависимости коэффициенты K_c и K_{φ} для всех реальных грунтов не зависят от размера и формы штампа и других факторов. Описанной модели присуще те же недостатки, что и модели Винклера–Герстнера–

Бернштейна, кроме того, ее использование приводит к маловероятному выводу о бесконечно большой интенсивности нарастания напряжения в начале процесса сжатия.

Одной из наиболее удачных является функциональная зависимость, предложенная профессором В.В. Кацыгиным в работе [89]:

$$\sigma = \sigma_0 th \frac{k}{\sigma_0} h,$$

где σ_0 – предельная несущая способность грунта, МПа, соответствующая давлению, при котором деформация грунта начинает расти без дальнейшего увеличения действующей на опорную площадку вертикальной нагрузки;

k – коэффициент объемного смятия грунта, численно равный тангенсу угла наклона касательной к зависимости $\sigma(h)$ в начале координат.

В.В. Кацыгиным показано, что предложенное выражение является наиболее общей функциональной зависимостью между напряжениями сжатия и деформацией, а рассмотренные ранее соотношения — ее частными случаями. Они могут быть получены при разложении гиперболического тангенса в степенной ряд и удержании в полученном выражении различного числа членов.

Описанные выше зависимости, особенно зависимости М.Г. Беккера и В.В. Кацыгина находят широкое применение для описания взаимодействия движителей гусеничных машин с грунтом ([75, 110, 128, 144] и др.). При исследовании нагрузок, действующих на рабочие органы дорожно-строительной техники, также применяются эмпирические зависимости, связывающие нагрузки с деформациями обрабатываемого грунтового массива [27, 228]. Однако применение такого подхода имеет ряд существенных недостатков. Рассматриваемые зависимости предполагают одноосное нагружение грунтового массива, в связи с чем при их использовании приходится применять весьма грубую схематизацию поверхности объекта, контактирующего с грунтом, чаще всего в виде совокупности отдельных площадок, и рассматривать задачу как плоскую. При этом деформация грунта каждой из площадок рассматривается независимо. Очевидно, что такое

описание опорной поверхности трака быстроходной машины, имеющего грунтозацепы сложной формы, является весьма приближенным. При движении машины происходит одновременное погружение трака в грунт и перемещение в поперечном направлении, сопровождающееся большими деформациями, нагребанием грунта боковой поверхностью и т.п. Для адекватного описания этих процессов необходимо рассматривать сложное напряженно-деформированное состояние грунтового объема с учетом его нелинейных свойств и разрушения.

Строгое описание напряженно- деформированного состояния грунтового массива как в плоской, так и в объемной постановке используется в практике проектирования зданий, при расчете фундаментов и оснований [1]. Грунт при этом характеризуется набором упругих констант (модуль объемной деформации, модуль сдвига, коэффициент Пуассона и т.п.), а для оценки осадок грунта, вызванного нагрузкой от здания, используют аналитические решения, основанные на соотношениях теории упругости и механики грунтов. Очевидно, что такой подход, хотя и позволяет рассматривать задачу о деформировании грунтового массива в объемной постановке, на может быть использован для случая больших деформаций.

В настоящее время, в связи с развитием вычислительной техники и математических методов, для исследования напряженно- деформированного состояния широкое применение находит метод конечных элементов. Разработанные к настоящему времени подходы позволяют проводить исследования как в линейной, так и в нелинейной постановке, в том числе рассматривать разрушение контактирующих тел. Метод конечных элементов находит широкое применение и для моделирования взаимодействия движителей машин с грунтом. Например, в работах [224, 239] для исследования взаимодействия трака с грунтом использована DEM – модель, описывающая грунт как совокупность взаимодействующих частиц. В [229] рассматривается взаимодействие колеса с грунтом; конечноэлементный расчет выполнен с помощью пакета программ Abaqus.

Для расчетных исследований напряженно- деформированного состояния в нелинейной постановке в настоящее время широко используется пакет программ LS-DYNA [234]. В этом пакете предусмотрена обширная библиотека моделей материалов, содержащая, в частности, модели, специально предназначенные для описания грунта. Расчеты проводятся в динамической постановке, что позволяет описывать процессы, сопровождающиеся большими деформациями и разрушением объектов.

В ряде работ при описании свойств грунта учитываются его реологические свойства [133, 208]. Это позволяет описать динамические процессы при движении машины по трассе с покрытием, обладающим особыми свойствами, например, движение асфальтоукладчика по свежему асфальту.

Таким образом, в настоящее время наиболее перспективным является использование метода конечных элементов для моделирования взаимодействия опорной поверхности траков с грунтом. Этот подход применен и в данной работе. Его использование позволяет отобразить влияние таких факторов, как размеры и форма грунтозацепов, нагребание грунта боковой поверхностью трака и др.

1.5 Модели накопления усталостных, износных и термомеханических повреждений

Опыт массовой эксплуатации гусеничных машин высокой проходимости показывает, что до 40% отказов приходится на их ходовую систему, причем значительную их часть составляют отказы, связанные с усталостными и износными и термомеханическими повреждениями. В связи с отмеченными особенностями в данной работе рассматриваются только вопросы прочностной надежности, обусловленные этими видами повреждений.

Разработка инженерных методов прогнозирования долговечности деталей по критерию износа наталкивается на необходимость изучения разнообразных по физической природе механо- физико- химических явлений, протекающих в зоне контакта. Широкие теоретические и прикладные исследования в области

трения и износа выполнены в работах школы ИМАШа под руководством И.В. Крагельского [103], а также в работах Ю.Н. Дроздова, С.В. Пинегина, А.С. Проникова, К.В. Фролова, А.В. Чичинадзе и других авторов [21, 79, 99, 104, 143, 153, 157, 202, 203]. В триботехнике обычно рассматривают целый ряд различных механизмов изнашивания. В узлах и агрегатах гусеничных машин чаще всего встречается абразивное, адгезионное и усталостное изнашивание, а также заедание. Абразивное изнашивание возникает в результате режущего или царапающего действия твердых частиц. Этот вид повреждения наиболее характерен для открытых зубчатых передач, деталей гусениц и других узлов, работающих в условиях поступления абразивных частиц из внешней среды. По данным [94, 153], интенсивность абразивного износа зависит от давления в точке контакта, параметра островершинности абразивных частиц и давления начала текучести материала. Адгезионное изнашивание возникает вследствие молекулярного сцепления на поверхности контактирующих тел и последующего разрушения возникших связей. В соответствии с [94, 153] интенсивность такого изнашивания пропорциональна давлению в точке контакта и зависит от свойств материала соприкасающихся поверхностей. Этот вид износового повреждения характерен для дисков фрикционных муфт, широко используемых в механизмах поворота и коробках передач современных гусеничных машин. Усталостное изнашивание возникает в результате повторного деформирования поверхностных слоев материала, что приводит к возникновению трещин и ямок выкрашивания- питтинг. Изнашивание при заедании возникает в результате схватывания и глубинного вырывания материала, его переноса с одной поверхности на другую. Заедание обычно возникает в тяжело нагруженных передачах при недостаточной смазке и повышенной температуре. Из других видов обычно выделяют коррозионно-механическое, эрозионное, кавитационное изнашивание и фреттинг- коррозию.

Как показывает опыт эксплуатации, из агрегатов гусеничной машины наиболее подвержены износу элементы ходовой части, испытывающие действие высоких нагрузок в условиях абразивной среды, и, в частности,

зацепление гусеница- ведущее колесо. В этом зацеплении 80- 85% износа обусловлено абразивным, 12- 15%- адгезионным и 3- 5%- усталостным повреждением. Большая работа по изучению процессов износа и обеспечению надежности этого узла выполнена в КБТМ г. Омск Г.В. Мазепой, О.А. Днепровским, В.В. Шаповаловым.

В настоящее время в общем машиностроении для расчетов износостойкости различных конструкций используют методики, приводимые в технической литературе и нормативных документах.

Характерной особенностью современных машин является широкое применение эластомерных деталей в элементах гусеничного движителя. При интенсивном циклическом нагружении такие детали подвергаются усталостному и термомеханическому разрушению.

В элементах гусеничного движителя современных быстроходных машин широкое применение находят эластомерные материалы. Они применяются для изготовления шин опорных катков, резинометаллических шарниров и т.п. Использование эластомерных элементов позволяет существенно увеличить долговечность и повысить эксплуатационные характеристики гусеничного движителя. В частности, внедрение резинометаллических шарниров кардинально увеличило ресурс гусениц за счет исключения абразивного износа. Однако резинометаллическим шарнирам присущ недостаток- повышенное рассеяние энергии при перематывании гусениц. Это, в свою очередь, может приводить к перегреву шарнира и его преждевременному выходу из строя вследствие усталостного или термомеханического разрушения. Особенно часто такие отказы возникают при эксплуатации машины в условиях жаркого климата.

Экспериментальные и теоретические исследования нагруженности резинометаллических шарниров гусениц быстроходных машин проводились во ВНИИТРАНСМАШе (А.С. Развалов, Б.А. Абрамов, Н.А. Емцев, В.П. Шичков и др.); в КБТМ (г. Омск; Г.В. Мазепа, Л.Л. Зигельманн, О.А. Днепровский, В.В. Шаповалов и др.). В ЮУрГУ работы в этом направлении проводили

И.Я. Березин и Е.Е. Рихтер. Во время натурных ходовых испытаний ими исследована нагруженность и тепловое состояние шарниров; с использованием специально разработанного стенда изучены процессы теплотворения и накопления повреждений. На основе полученных данных разработаны методики расчетной оценки долговечности шарниров по критериям усталостного и термомеханического разрушения [45, 46, 165].

В данной диссертационной работе предполагается исследовать тяжело нагруженные элементы ходовой системы машины, работающие в условиях многоциклового стохастического нагружения. Рассмотрим разработанные к настоящему времени методики прогнозирования долговечности таких деталей.

Расчет усталостной долговечности конструкций при действии случайных процессов первоначально базировался на методе Майлса-Болотина [56, 57]. Здесь на базе линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений при детерминированных усталостных свойствах материала использовались вероятностные характеристики узкополосного процесса изменения напряжений.

Дальнейшее развитие методы расчета усталостной долговечности получили в работах С.В. Серенсена и В.П. Когаева [90, 91, 92, 182, 183], а также [217] и др. В этом подходе возникает необходимость схематизации случайного процесса нагружения, сводящаяся к замене реального процесса на совокупность гармоник, эквивалентных по своему повреждающему действию. Разработанная С.В. Серенсеном и В.П. Когаевым теория подобия усталостного разрушения позволила получить методику расчета, отображающую влияние на усталостную долговечность важных конструкторско-технологических факторов концентрацию напряжений, масштабный эффект и другие, а также рассеяние усталостных свойств материалов и конструкций. Значительное повышение точности прогнозирования усталостной долговечности позволила получить обоснованная и разработанная этими авторами корректированная линейная

гипотеза суммирования повреждений, в основу которой положен учет формы закона распределения амплитуд напряжений.

В работах В.Л. Райхера [162] обоснован и предложен подход, основанный на замене случайного процесса изменения напряжений набором гармонических функций соответствующих частот и использовании линейной гипотезы суммирования повреждений. Доля дисперсии, вносимой каждой гармоникой в общий процесс, определяется по графику спектральной плотности процесса. Авторами выполнен большой объем экспериментальных исследований, подтвердивших достоверность данного подхода в случае широкополосных высокочастотных случайных процессов, характерных для работы авиационной техники.

Среди других подходов существенными преимуществами обладает метод, разработанный Н.И. Гриненко и Л.А. Шефером [70], в основу которого положено представление о накоплении усталостных повреждений от действия случайных процессов, характеризуемых коэффициентом сложности структуры, матожиданием и дисперсией процесса изменения напряжений. Дальнейшее усовершенствование и развитие этот подход получил в трудах Л.А. Шефера и сотрудников [214 - 216], где путем введения коэффициента структуры отображаются важнейшие свойства случайного процесса, такие как частота и уровень повреждающих максимумов, пикфактор, дисперсия и др. Авторами экспериментально обоснована обобщенная диаграмма усталости, на основе использования которой в расчетах усталостной долговечности удается отобразить такие факторы, как асимметрия нагружения, влияние концентрации напряжений, рассеяние усталостных свойств и др.

Принципиально иной подход к проблеме усталостной долговечности предложен в работах Г.С. Писаренко, В.Т. Трощенко, В.С. Ивановой [195], в основу которого положено представление о том, что мерой усталостного повреждения является часть энергии неупругого деформирования, накопленной в процессе усталостных испытаний. Принципиальную трудность при реализации этого подхода представляет определение размеров локальной зоны

разрушения и проблема достоверного определения значений неупругих деформаций низкого уровня.

Энергетическое уравнение многоцикловых усталостных повреждений рассмотрено в работе П.А. Павлова [137, 138]. Для расчета микропластических деформаций при одноосном нагружении использована структурная модель материала. Предложенный автором подход позволяет рассматривать произвольные режимы одноосного нагружения, в том числе стохастического, и для некоторых видов нагружения при плоском напряженном состоянии. В отмеченных работах также содержатся результаты экспериментальных исследований усталостной долговечности при плоском напряженном состоянии, которые могут быть использованы для проверки адекватности других моделей накопления повреждений.

В работах Г.О. Котиева и Д.В. Зорина [85, 101] предложен новый метод определения долговечности при многоцикловых усталостных повреждениях, основанный на предположениях, что усталость материала определяется работой силовых факторов, аналогичных силам трения. Метод не требует предварительной схематизации процессов нагружения, что делает его удобным для использования в составе программного обеспечения бортовых информационно-управляющих систем, а также для обработки протяженных процессов изменения напряжений, получаемых при моделировании движения машины .

Оригинальная модель накопления повреждений, основанная на теории марковских процессов, предложена в работе Д. Богдановфа и Ф. Козина [51]. Модель может быть использована для моделирования накопления различных видов повреждений (усталостного, износосового и др.) в статистической постановке. При этом рассматривается серия состояний с различной долей накопленного повреждения, в которых может находиться рассматриваемая деталь, и вероятности перехода из одного состояния в другое. Такой подход позволяет получить функцию распределения долговечности детали, работающей в условиях случайного нагружения и с учетом разброса

характеристик материала, однако требует достаточно сложной процедуры подготовки исходных данных.

Кинетическая теория механической усталости предложена в работе Е.К. Почтенного [155]. Метод прогнозирования усталостной долговечности, основанный на феноменологической модели истощения прочностных характеристик, в частности, предела выносливости, предложен в работах А.О. Подвойского и В.Е. Боровских [59, 149, 150]. Предложенный авторами подход оперирует непосредственно с реализацией стохастического процесса нагружения без его предварительной схематизации.

В настоящее время в общем машиностроении в виде нормативных документов [164] получила развитие методика расчета, основанная на использовании скорректированной линейной гипотезы. Это объясняется тем, что она оказалась наиболее приспособленной к имеющимся в справочной литературе экспериментальным данным по усталостным свойствам разнообразных конструкционных материалов, а также приемлемой достоверностью и простотой ее использования в инженерных расчетах.

Рассмотренные методы прогнозирования усталостной долговечности используются в случаях, когда исследуемая деталь работает в условиях одноосного напряженного состояния. Более сложным является случай, когда тяжело нагруженные детали испытывают действие плоского или объемного напряженных состояний. Известны методы расчета усталостной прочности для однопараметрического нагружения, когда компоненты тензора напряжений представляют собой случайные стационарные процессы с пропорциональным изменением значений. В этих случаях положение главных площадок остается неизменным во времени, что позволяет, используя общепринятые гипотезы, приводить амплитуды главных напряжений к эквивалентной амплитуде линейного напряженного состояния [145, 181, 184, 217].

В инженерной практике часто имеют место случаи, когда действующие на деталь нагрузки представляют собой циклически изменяющиеся усилия со случайными амплитудами и точками приложения. Такое сочетание параметров

соответствует случаю многопараметрического нагружения. При этом, очевидно, компоненты тензора напряжений изменяются синфазно, но с разным для каждого цикла нагружения коэффициентом пропорциональности, а главные площадки остаются неподвижными только в пределах одного цикла нагружения, случайно изменяя свое положение от цикла к циклу. В работах [42, 43] предложена методика расчета, в соответствии с которой в окрестности опасной точки задается совокупность фиксированных площадок, в каждом цикле определяются эквивалентные амплитуды напряжений и затем по какой-либо гипотезе суммирования вычисляются накопленные повреждения в текущем цикле нагружения. Предполагается, что повреждение в каждой из фиксированных площадок накапливается независимо и разрушение произойдет по площадке, накопившей наибольшее удельное повреждение.

Значительный вклад в разработку теории и методов прогнозирования усталостной долговечности при случайном нагружении внес А.С. Гусев. В работах [71- 74, 132] подход, основанный на анализе накопления повреждений в различных площадках в окрестности опасной точки, применен к случаю, когда компоненты тензора напряжений представляют собой произвольные случайные процессы. При этом на каждой из площадок изменение нормальных и касательных напряжений происходит независимо, по случайным законам. В связи с этим возникает необходимость дополнительно принимать допущение при введении эквивалентного (расчетного) напряжения. Аналогичный подход использован в работах зарубежных авторов [232, 233]. Для реализации такой методики, в частности, для нахождения площадки с наибольшим накопленным повреждением, необходимо использовать большой набор статистических характеристик случайных процессов, в частности, взаимные корреляционные функции, что может быть затруднительно в реальных расчетах.

Таким образом, анализ литературных данных показывает, что в настоящее время отсутствует общепринятая универсальная методика расчетной оценки усталостной долговечности при многопараметрическом случайном нагружении, удобная для применения в практических расчетах.

1.6. Цель и задачи исследования

На основании выполненного обзора литературы могут быть сформулированы задачи данного исследования, а также требования, предъявляемые к математической модели эксплуатации и описанию внешних условий.

Так, математическая модель для имитационных ресурсных испытаний должна описывать связанную динамическую систему гусеничной машины высокой проходимости, включающую ходовую часть, корпус и силовую установку.

Другим весьма важным обстоятельством, учет которого необходим в модели эксплуатации, является глубокая вариация скорости движения машины по трассе. Так, в результате экспериментальных исследований машины класса 12 тонн, выполненных на кафедре СМиДПМ ЧГТУ, выявлено значительное отличие нагруженности ходовой системы при движении по мерному участку трассы с фиксированной скоростью и в режиме естественного вождения. В последнем случае средняя скорость движения машины возрасла, максимальное усилие в передней подвеске снизилось с 76,2 до 42,8 кН, среднеквадратическое отклонение катковой нагрузки изменилось с 8,6 до 7,9 кН, а тяговой – с 5,3 до 4,6 кН.

Не менее важным обстоятельством является учет в математической модели движения нелинейности характеристик элементов гусеничной машины. Известно, что нелинейные характеристики системы поддрессоривания, односторонние связи в подвеске и гусенице, а также наличие пробоев приводят к принципиальному изменению динамики поддрессоренного корпуса [78]. Проявление указанных явлений весьма характерно для машин, эксплуатируемых в тяжелых дорожных условиях. В соответствии с данными исследований кафедры СМиДПМ ЮУрГУ, при движении машины класса 40 тонн по грунтовой дороге плохого качества крайние опорные катки 40–65% времени находятся в состоянии отрыва, а число пробоев достигает 7 на километр пробега. Наряду с этим важное значение имеют нелинейности в

трансмиссии и двигателе. Так, при смене передач и движении в повороте происходит изменение структуры кинематической схемы трансмиссии, сопровождающееся пробуксовками фрикционных элементов. Скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания, устанавливающая связь между частотой вращения и крутящим моментом, также имеет принципиально нелинейный характер.

Целью настоящей работы является создание и внедрение в практику конструкторских бюро отрасли нового подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования и опережающей отработки конструкций решать комплекс взаимосвязанных задач обоснованного выбора проектных решений, обеспечивающих требуемые характеристики безотказности элементов ходовой системы по критерию усталостного разрушения с учетом эксплуатационных, конструкторских и технологических факторов.

В связи с изложенным поставлены следующие **Задачи** данной диссертационной работы

1. Разработка математической модели транспортной гусеничной машины, отображающей динамику нелинейной связанной системы «внешняя среда–гусеничный движитель – подрессоренный корпус – силовая установка – водитель» при нестационарном случайном воздействии.

2. Проведение с помощью разработанной модели расчетных исследований в широком диапазоне варьирования параметров внешней среды и динамических характеристик транспортной машины с целью установления закономерностей изменения вероятностных характеристик эксплуатационной нагруженности. Выполнение экспериментальной проверки адекватности разработанной модели.

3. Разработка в составе математической модели эксплуатации гусеничной машины технико–эргономической подсистемы, предназначенной для формирования управляющих воздействий с целью задания функции изменения скорости движения по местности в соответствии с дорожными условиями.

4. Разработка модели взаимодействия гусеницы с грунтом на основе конечноэлементного моделирования.

5. Разработка методики расчетной оценки усталостной долговечности при многопараметрическом стохастическом нагружении.

6. Разработка методики и создание программных средств для имитационных ресурсных испытаний транспортных машин на основе комплексного моделирования процессов эксплуатации и формирования усталостных и износных отказов.

7. Применение разработанной модели, методик и программных средств для решения ряда практических задач.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ. КОНЦЕПЦИЯ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В соответствии с современными требованиями количественные показатели надежности включаются в технические задания, поскольку они во многом определяют технический уровень и конкурентоспособность проектируемых изделий. До последнего времени для определения сертификационных характеристик надежности транспортных машин применяется статистический подход, основанный на сборе и анализе информации об отказах в условиях массовой эксплуатации. Однако, получение таким способом достоверных характеристик надежности сопряжено со значительными материальными и временными затратами. В связи с этим наметилась тенденция к внедрению расчетных методов, обеспечивающих прогнозирование и управление надежностью изделий на ранних стадиях проектирования [233]. Расчетные и экспериментальные исследования, направленные на обеспечение прочности проектируемых тяжелонагруженных элементов ходовой системы быстроходных гусеничных машин, проводятся на головных предприятиях отрасли с использованием методик и нормативных документов, разработанных научными организациями отрасли: ВНИИТРАНСМАШ, академией БТВ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НИИ министерства обороны.

В настоящее время благодаря широкому применению ведущими КБ транспортного машиностроения современных компьютерных технологий стало возможным выполнять комплексное моделирование процессов реальной эксплуатации быстроходных гусеничных машин и на их базе решать важные инженерные задачи на этапе проектирования и опережающей отработки конструкций, в частности:

– обоснованный выбор конструкторских решений, касающихся отдельных систем и элементов проектируемой машины с точки зрения их влияния на нагруженность гусеничного движителя;

– определение вероятностных характеристик силового и кинематического воздействия на высоконагруженные элементы ходовой части;

– прогнозирование безотказности ответственных элементов машин в разнообразных условиях их эксплуатации, оценка эффективности конструкторско– технологических мероприятий по обеспечению требуемых показателей прочностной надежности;

– обоснование принципиальных схем и режимов программных стендовых испытаний при опережающей отработке элементов конструкций.

Возможность постановки таких задач появилась в связи с развитием прикладной теории и методов исследования динамики машин, методов и средств моделирования процессов изменения нагрузок, действующих на ответственные элементы конструкции, полей напряжений в опасных зонах деталей, формирования усталостных, износowych, термомеханических и других видов отказов высоконагруженных элементов.

Решение задачи прогнозирования прочностной надежности применительно к транспортным машинам различного назначения предусматривает последовательное выполнение следующих этапов:

– описание многофакторного случайного воздействия внешней среды на ходовую систему машины;

– компьютерное моделирование процесса движения быстроходной гусеничной машины в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации;

– определение статистических характеристик силового и кинематического взаимодействия элементов конструкции;

– исследование процессов изменения компонентов напряженно– деформированного состояния в потенциально опасных зонах ответственных деталей;

- моделирование процессов формирования усталостных, износных, термомеханических и других видов отказов с учетом случайного характера нагружения и рассеяния прочностных свойств;

- определение количественных характеристик прочностной надежности, таких как функция вероятностей безотказной работы, средняя наработка до отказа, гамма– процентный ресурс тяжело нагруженных элементов машин и т.п.;

- корректировка исходных данных проекта по динамическим и прочностным свойствам изделия с целью обеспечения требуемых показателей надежности.

К числу наиболее значимых преимуществ метода следует отнести возможность проведения параметрического прогноза и количественной оценки влияния характеристик проектируемой машины на эксплуатационную нагруженность и долговечность ответственных элементов.

Комплекс названных исследований представляет собой инженерную методику имитационного моделирования испытаний транспортных машин на стадиях проектирования и доводки перспективных изделий [5, 10, 12, 14, 16, 40, 156].

Большую актуальность такой подход приобретает при проектировании мобильной техники, предназначенной для использования вне обустроенных дорог. Эксплуатация таких машин происходит в условиях взаимодействия с многопараметрической случайной средой, к числу основных факторов которой можно отнести: интенсивно изменяющиеся микропрофиль местности и кривизну траектории движения, действие переменных сил сопротивления прямолинейному движению и повороту, наличие одиночных препятствий, спусков–подъемов и другое. Под влиянием отмеченных факторов происходит непрерывное изменение скорости движения, в связи с чем случайное внешнее воздействие становится нестационарным. Необходимость адекватного описания внешнего воздействия выдвигает соответствующие требования к математическим моделям, предназначенным для исследований динамических

процессов. В связи с тем, что силовая установка и корпус машины связаны гусеничными лентами, колебания корпуса оказывают существенное влияние на динамические процессы в силовой установке машины. Переходные режимы работы силовой установки, возникающие при переключениях передач, работе механизма поворота, вызывают колебания корпуса машины. Отмеченные особенности вынуждают рассматривать модель транспортной машины как единую динамическую систему, включающую гусеничный движитель, подрессоренный корпус и силовую установку. Существование односторонних связей в гусеничном движителе и системе подрессоривания, изменение структуры и характеристик силовой установки в переходных режимах движения вынуждают рассматривать транспортную машину как существенно нелинейную динамическую систему. Отмеченные особенности принципиально осложняют решение задачи статистической динамики, в связи с чем разрабатываемые методы концепции имитационных ресурсных испытаний ориентированы на компьютерное моделирование процессов эксплуатации и формирования отказов.

Поскольку транспортная машина представляет собой сложную динамическую систему, интенсивно взаимодействующую с многофакторной случайной средой при участии человека – оператора, то целесообразно на первом этапе исследований при решении задачи статистической динамики ограничиться определением вероятностных характеристик воздействий на тяжело нагруженные элементы системы. Это позволяет устанавливать спектральный состав и особенности процессов нагружения, получать законы распределения максимумов, выявлять качественное и количественное влияние динамических характеристик проектируемой машины на нагруженность ответственных деталей в условиях реальной эксплуатации. Результаты анализа в последующем используются для коррекции динамических свойств исходного варианта проекта, а также для обоснованного выбора режимов программных стендовых испытаний узлов и деталей на стадии опережающей отработки элементов конструкций.

На втором этапе полученные ранее процессы силового и кинематического взаимодействия преобразуются в процессы изменения напряжений и перемещений, которые в последующем используются в моделях формирования усталостных, износных, термомеханических и других видов отказов. Отображение в моделях накопления повреждений рассеяния прочностных характеристик позволяет представить окончательные результаты моделирования в виде функций вероятностей безотказной работы, параметров интенсивности отказов, средней наработки на отказ, гамма-процентного ресурса и др. По результатам прогнозирования характеристик надежности может быть выполнена вторая коррекция исходного варианта проекта по конструкторско-технологическим и прочностным свойствам узлов и деталей. Блок-схема комплексного моделирования процесса эксплуатации представлена на рис. 2.1.

В качестве исходной информации в модель эксплуатации гусеничных машин задается комплекс характеристик внешней среды. Применительно к машинам, предназначенным для эксплуатации на местности вне обустроенных дорог, возникает необходимость задания комплекса факторов внешнего воздействия [170], в частности:

– двумерного поля микропрофиля местности, описывающего воздействие со стороны левой и правой колеи на ходовую часть. Кинематическое возбуждение микропрофиля определяет общий уровень и характер динамических процессов в системе «гусеничный движитель – подресоренный корпус – трансмиссия – двигатель», а также накладывает ограничение на скорость движения машины в связи с интенсивным вибрационным воздействием на экипаж;

– дорожной кривизны (радиус поворота R), которая значительно ограничивает скорость движения машины по заносу и приводит к перераспределению усилий в ходовой системе и трансмиссии;

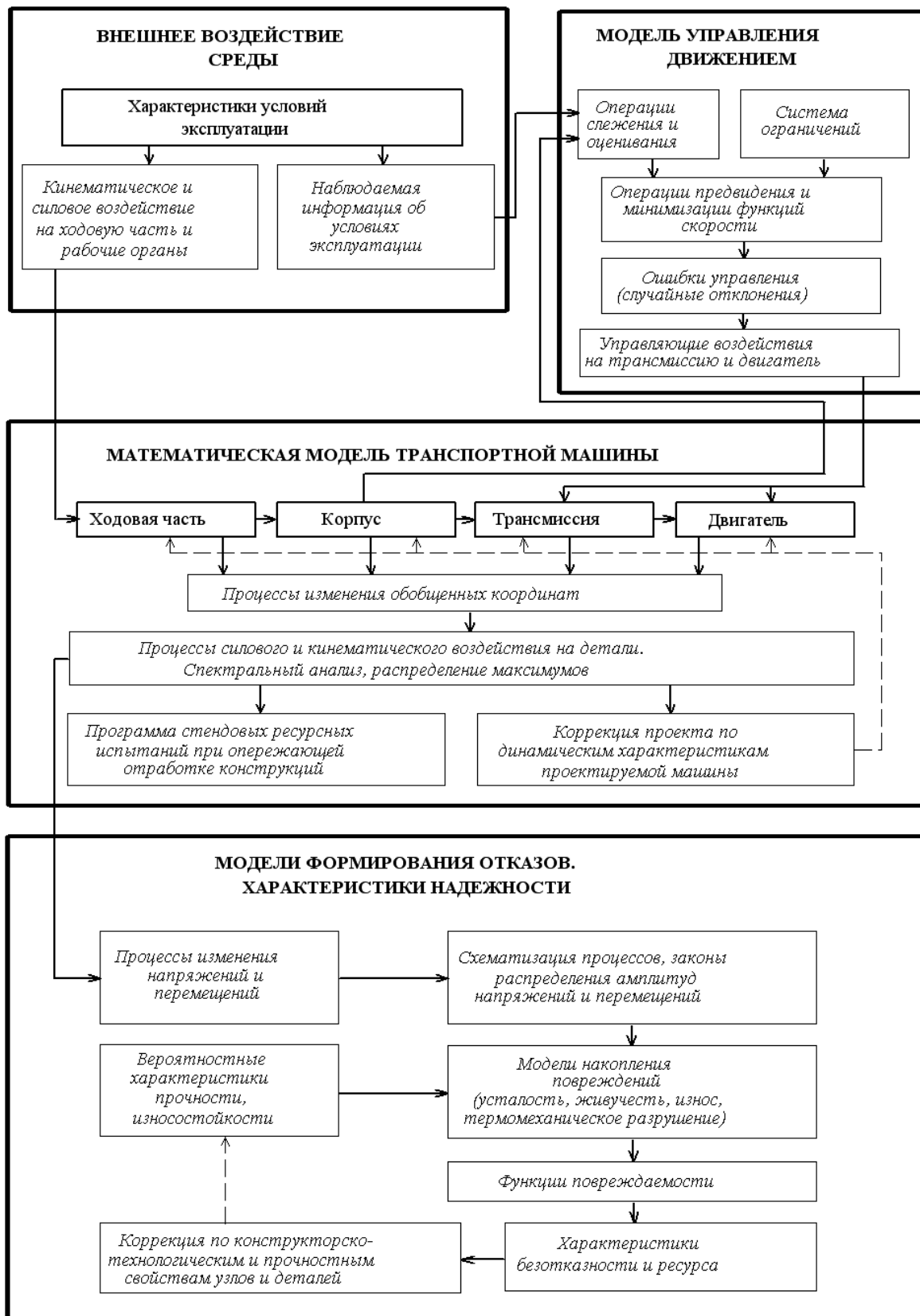


Рис.2.1. Блок– схема комплексного моделирования

- макропрофиля трассы (угол подъема – спуска γ_n), описывающего длинные подъемы, спуски и накладывающего ограничения по тяговой и тормозной характеристикам;

- одиночных препятствий (выступы или впадины длиной L и высотой или глубиной H), наличие которых на местности существенно изменяет скорость движения и вызывает возникновение пиковых нагрузок в связанной динамической системе;

- характеристик жесткости дорожного полотна (жесткость грунта C_g), определяющих условия взаимодействия движителя транспортной машины с грунтом и характер нагруженности элементов ходовой системы;

- распределения переменных сил сопротивления грунта прямолинейному движению и повороту;

- параметров, описывающих условия наблюдения и оценивания факторов внешней среды человеком– оператором (расстояние видимости трассы L_v).

Гусеничные машины высокой проходимости эксплуатируются в разнообразных условиях (в северных районах, на территориях с умеренным климатом, в пустынной, горной местности и др.). Очевидно, что условия эксплуатации, а также и воздействие на ходовую часть машины в таких условиях будет существенно различным. В связи с этим при компьютерной реализации метода имитационных ресурсных испытаний целесообразно задавать многопараметрическое воздействие среды в виде формализованного представления типовых условий эксплуатации, характерных для определенного природно-климатического региона. Для этого удобно использовать картографические описания известных испытательных станций и полигонов, которыми располагают отрасли-производители оборонной, сельскохозяйственной, автомобильной, дорожно-строительной и другой инженерной техники. К настоящему времени накоплены достаточно подробные картографические описания типовых испытательных полигонов и местности, в которых задаются условия круглогодичной эксплуатации соответствующих транспортных средств в различных природно- климатических регионах.

Поскольку трассы этих полигонов обычно используются в качестве эталонных для проведения определительных и контрольно-сдаточных испытаний, то предлагаемую концепцию имитационных ресурсных испытаний следует рассматривать как развитие традиционных методов натурных испытаний машин различного назначения в область расчетного прогнозирования.

Обширные исследования трасс типовых полигонов, используемых для испытаний быстроходных гусеничных машин, выполнены в ходе исследовательских работ, проводившихся институтом ВНИИТрансмаш. По результатам этих исследований составлены подробные описания, включающие схему трассы и ее основные характеристики. Пример описания трассы одного из полигонов приведен на рис.2.2.

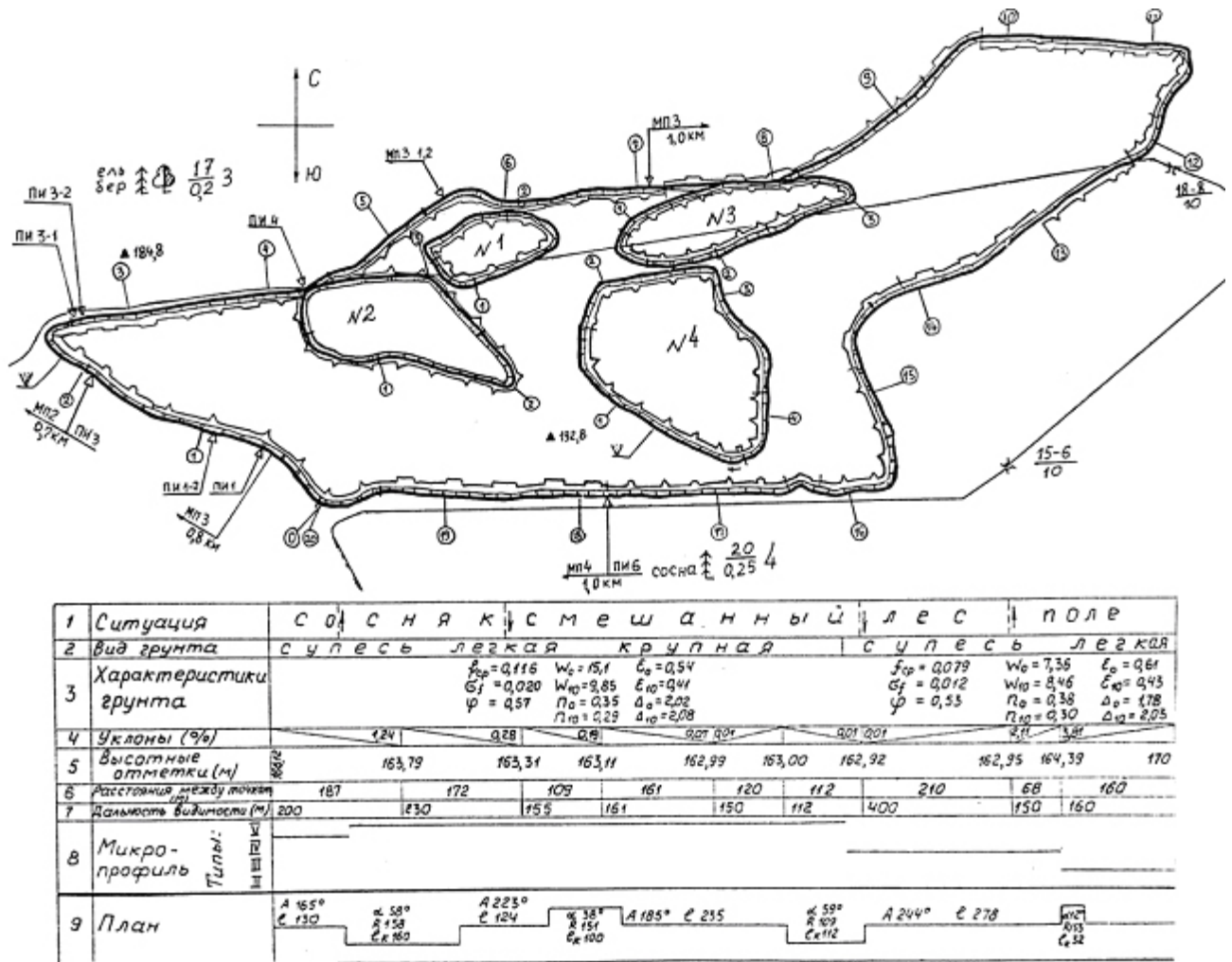


Рис.2.2 Пример описания трассы полигона

Основная часть информации, необходимой для моделирования движения машины по трассе (характеристики криволинейных участков, углы подъемов и спусков, характеристики грунта и др.), может быть получена непосредственно из описания полигона. При исследовании трассы микропрофиль различных участков относят к одному из пяти типов, которые также указаны в описании.

Ограниченность предлагаемого подхода состоит в том, что получаемые оценки характеристик прочностной надежности и ресурса относятся не к обобщенным условиям эксплуатации мобильной техники, а к условиям вполне определенного испытательного полигона, условия которого характерны для определенной природно-климатической зоны. Однако, существенным преимуществом метода является возможность учета сочетания перечисленных выше разнообразных факторов внешнего воздействия среды, например: сочетания стационарного случайного микропрофиля с дорожной кривизной, одиночными препятствиями, жесткостью дорожного полотна, сопротивлением движению и т.п. При необходимости может быть проведено комплексное расчетное исследование, включающее моделирование движения машины на полигонах, расположенных в различных природно-климатических зонах, и получена оценка долговечности элементов ходовой системы машины, эксплуатируемой на различных территориях.

Трассы полигонов, расположенных в различных природно-климатических зонах, существенно различаются по своим характеристикам. В качестве примера рассмотрим наиболее важные характеристики трасс трех полигонов: Ахалкалаки, Борисов и Новомосковск, полученные на основе их описаний. Для полигона Ахалкалаки, расположенного в горной местности, характерно наличие участков с подъемами до 25%; преобладающий грунт-глинистый, 15% протяженности трассы приходится на участки с каменистым грунтом. Полигоны Борисов и Новомосковск расположены в равнинной местности, преобладающий тип грунта- супесь и песок. На рис. 2.3 представлены диаграммы, характеризующие относительную протяженность ($P, \%$) участков с микропрофилями различных типов для трасс этих полигонов.

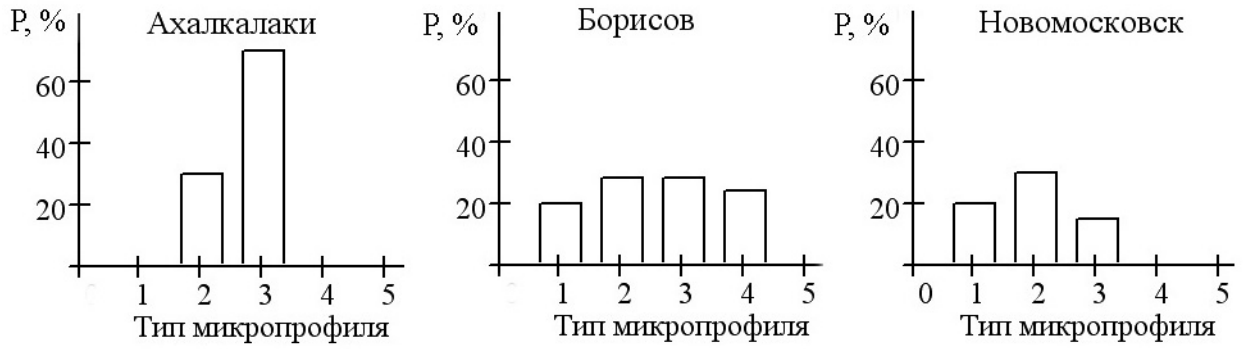


Рис. 2.3. Относительная протяженность участков трасс полигонов с микропрофилями различных типов.

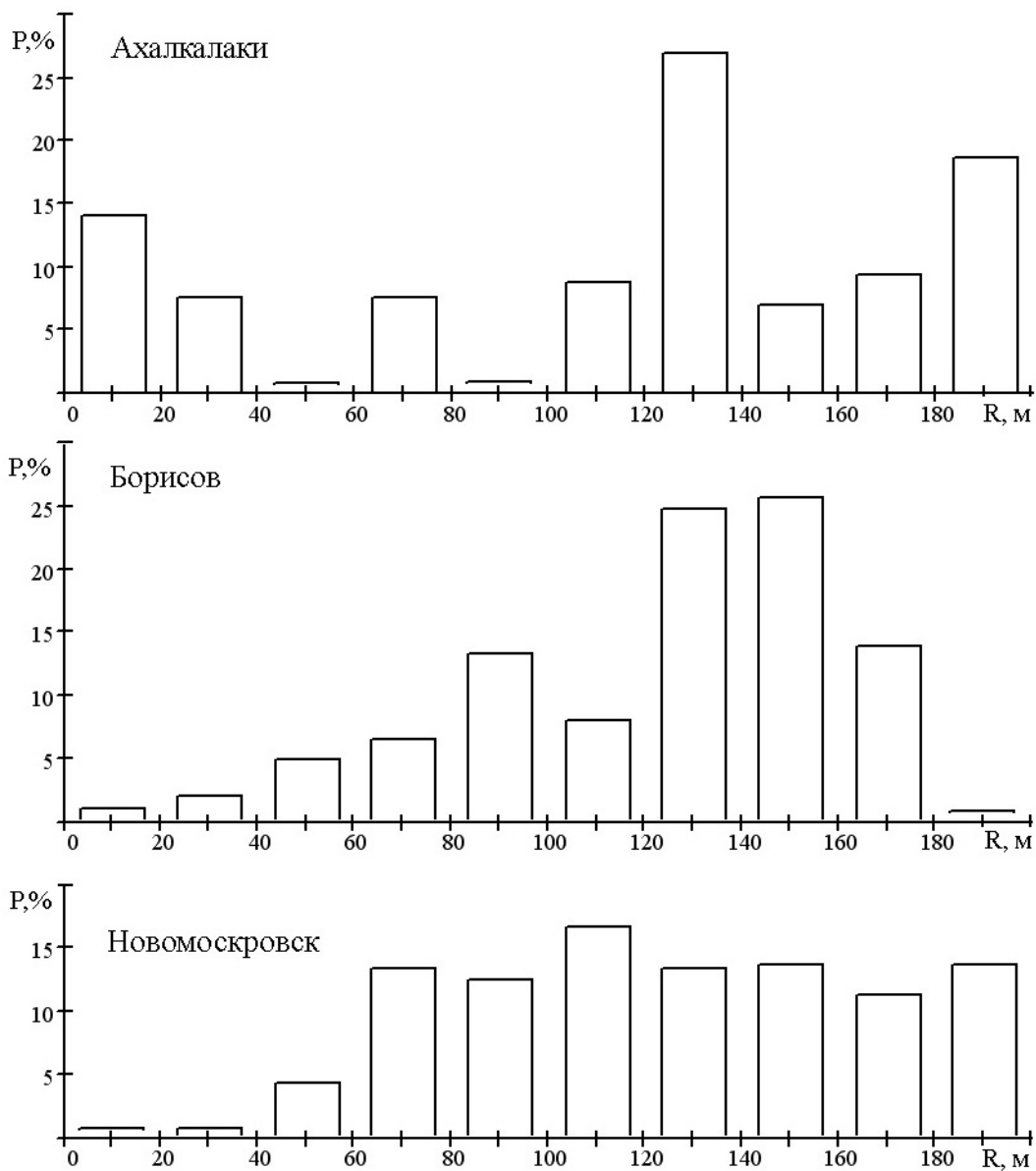


Рис.2.4. Относительная протяженность криволинейных участков трасс полигонов

На трассах полигонов Ахалкалаки и Новомосковск преобладают участки с наиболее простыми микропрофилями I- III типов; на трассе полигона Борисов представлены участки с микропрофилями I- IV типов. На рис. 2.4 представлены диаграммы, характеризующие относительную протяженность (P , %) криволинейных участков различных радиусов (R). Отличием полигона Ахалкалаки является большая относительная протяженность участков с малыми радиусами кривизны. Влияние отмеченных особенностей на результаты расчетной оценки характеристик безотказности элементов ходовой системы будет проиллюстрировано примерами в 8 главе.

Поскольку для быстроходных гусеничных машин одним из основных факторов, определяющим максимальную скорость движения на местности, является ограничение по плавности хода, особую важность приобретает вопрос описания микропрофиля трассы. В соответствии с предложенной ВНИИТрансмаш классификацией каждый типовой микропрофиль характеризуются следующими параметрами:

К первому типу относят участки трасс с неровностями высотой 2–5 см. Примерами таких трасс являются автодороги с твердым покрытием; на полигонах участки с таким микропрофилем практически не встречаются.

Ко второму типу относят участки трасс, имеющие ухабы глубиной 5–10 см (дороги с щебеночным и грунтовым покрытием, улучшенные грунтовые дороги в хорошем состоянии, равнинная местность с труднодеформируемым грунтом).

К третьему типу относят микропрофиль трасс с неровностями высотой 10–15 см и длиной 6–12 м. Такую поверхность имеют грунтовые дороги, интенсивно эксплуатируемые автотранспортом и эпизодически–быстроходными гусеничными машинами.

К четвертому типу относят трассы с неровностями высотой 15–25 см и длиной 6–12 м. (специальные трассы для постоянной эксплуатации быстроходных гусеничных машин).

Трассы с микропрофилем пятого типа имеют неровности высотой 25–50 см и длиной 6–12 м. (участки дорог с легко деформируемым грунтом, разбитые в результате многократного прохождения гусеничных машин).

Однако при реализации методики имитационного моделирования испытаний, предполагающей численное интегрирование уравнений движения, этой информации недостаточно, так как необходимо использовать профилограмму всей исследуемой трассы. В качестве такой информации могут быть использованы результаты обмеров микропрофилей характерных участков трасс типовых полигонов. Очевидно, что такой подход достаточно трудоемок, в связи с чем предпочтительным является использование математического моделирования.

В общем случае микропрофиль местности является случайным полем, которое описывается функцией изменения высоты поверхности в зависимости от координат точки $h(X, Y)$. Для исследования динамики транспортной машины достаточно задать две функции– изменение высоты микропрофиля правой и левой колеи в зависимости от пройденного пути: $h1(S)$ и $h2(S)$. Вместо этих процессов в соответствии с предложенным в [140] подходом обычно задают два других, а именно высоту по средней линии трассы $h(S)$ и угол поперечного наклона $\psi(S)$. Значения $h1(S)$ и $h2(S)$ могут быть получены из этих параметров по следующим формулам

$$h1(S) = h(S) + \psi(S) \cdot B/2, \quad h2(S) = h(S) - \psi(S) \cdot B/2,$$

где B – ширина колеи машины.

После удаления низкочастотных составляющих, обусловленных подъемами и спусками макропрофиля, а также выбросов, вызванных одиночными неровностями большими впадинами и выпуклостями, $h(S)$ и $\psi(S)$ могут рассматриваться как два некоррелированных стационарных случайных процесса. В связи с этим в литературных источниках в качестве статистических характеристик микропрофиля трассы обычно приводят дисперсию, а также выражения для эмпирических корреляционных функций или спектральных

плотностей этих процессов. В случае использования для исследования динамики транспортной машины спектральной теории этих данных достаточно для описания внешнего кинематического воздействия. При численном интегрировании дифференциальных уравнений движения на основе этой информации могут быть смоделированы случайные процессы $h(S)$ и $\psi(S)$, имеющие требуемые статистические характеристики.

Математические методы, используемые при моделировании случайных процессов, рассмотрены в [61, 169, 209]. В качестве исходной информации при этом используются аналитические выражения, аппроксимирующие эмпирическую корреляционную функцию случайного процесса, или непосредственно значения эмпирической корреляционной функции, заданной таблично. Для получения случайного процесса могут быть использованы методы, основанные на каноническом разложении, метод скользящего суммирования и др.

В настоящее время такие методы находят широкое применение для получения реализаций микропрофилей трасс различного назначения. В работе автора [3] был использован метод скользящего суммирования; в работах Г.О.Котиева [98] для моделирования микропрофиля трассы использован метод, основанный на каноническом разложении случайного процесса. В работе С.П.Рыкова [169] для получения микропрофилей автомобильных дорог также использован метод скользящего суммирования и предложена методика синтеза цифрового фильтра.

Использованные в данной работе микропрофили трасс получены методом скользящего суммирования [61]. Выражения, описывающие корреляционные функции случайных процессов $h(S)$ и $\psi(S)$, выбраны по результатам анализа литературных данных и по результатам обработки профилограмм дорог различного назначения.

В соответствии с методом скользящего суммирования значения случайного процесса h_i с определенным шагом ΔS получают из

последовательности независимых случайных чисел η_i , распределенных по нормальному закону:

$$h_i = \sum_{k=1}^m c_k \eta_{i-k}.$$

Способы получения весовых коэффициентов c_k , а также рекомендации по выбору параметров m и ΔS приведены в [61, 169]. Рассмотренный алгоритм генерации случайных процессов реализован на ПЭВМ с помощью специально разработанной программы. Для получения исходной последовательности случайных чисел используется генератор случайных чисел ПЭВМ. Полученные с помощью этой программы профилограммы типовых трасс номер 2 – 5 использовались в дальнейших исследованиях. В таблице 2.1 приведены фрагменты реализаций этих процессов, а также средние значения длин и высот неровностей.

На подготовительном этапе моделирования выполняется процедура формализации картографического описания реального полигона; для этого могут быть применены специально подготовленные информационные программы, включающие классификацию условий движения, соответствующие банки данных и правила преобразований.

Как отмечалось, наряду с факторами внешней среды на динамику транспортной машины значительное влияние оказывает скорость ее движения, которая в условиях эксплуатации на местности вне обустроенных дорог варьируется в широком диапазоне значений. Необходимость учета этого обстоятельства подтверждают экспериментальные и расчетные исследования. Так, расчетные среднеквадратические отклонения катковой нагрузки, полученные для средней скорости движения по трассе, почти в 1,5 раза превышают аналогичные экспериментальные значения, соответствующие режиму естественного вождения гусеничной машины. Как показывает опыт, подобное различие может привести к принципиальной ошибке в оценке

Фрагменты типовых микропрофилей трасс и их характеристики

Тип микропрофиля	Фрагмент микропрофиля	H_{cp} , см	L_{cp} , м
II		9	5,8
III		12	10,9
IV		19	11,6
V		41	12,5

долговечности. В связи с этим возникает необходимость расширения модели транспортной машины путем введения в нее дополнительного оператора, имитирующего действия водителя по корректировке скорости движения по трассе данного полигона. Для адекватного описания динамических процессов предлагается определять скорость движения по местности в виде функции пути, зависящей от условий эксплуатации и динамических характеристик проектируемой машины, с одной стороны, и ряда технических и эргономических ограничений – с другой. Определение этой функции является задачей подготовительного этапа моделирования.

Рассмотрим последовательность операций, выполняемых при практической реализации разрабатываемой в диссертации методики.

После проведения стадий компоновочного и эскизного проектирования, когда определены основные массовые и геометрические характеристики машины, решается задача плавности хода проектируемого изделия. При этом определяются характеристики и конструкция элементов ходовой части, и, в частности, системы поддрессоривания.

На следующем этапе, в ходе выполнения рабочего проекта, появляется возможность приступить к оценке характеристик прочностной надежности элементов ходовой системы. Эти работы могут быть выполнены в следующей последовательности:

1. На основе результатов предварительных расчетных исследований, а также по данным массовой эксплуатации машин- аналогов выявляются наиболее нагруженные, потенциально опасные элементы ходовой системы.

2. По согласованию с заказчиком устанавливают характеристики условий эксплуатации и выбирается группа полигонов для имитационного моделирования.

3. Проводится подготовка исходных данных для имитационного моделирования.

4. Выполняется комплекс расчетных исследований по моделированию процесса эксплуатации проектируемой машины в заданных условиях. В результате получают случайные процессы изменения кинематических параметров, а также нагрузок, действующих на исследуемые элементы ходовой системы. При этом, для учета естественного рассеяния характеристик трассы, а также особенностей управления машиной водителями различной квалификации, может быть использован метод статистических испытаний [187].

5. Выполняется анализ эксплуатационных нагрузок, и, при необходимости, производится корректировка исходных данных по

динамическому критерию (отстройка от резонансных явлений, исключение перегрузок, установление необходимых условий на эксплуатацию машины).

6. Проводится исследование напряженно- деформированного состояния рассматриваемых элементов ходовой системы. В результате получают случайные процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных зонах деталей. На этом этапе может быть выявлена возможность разрушения деталей от однократных перегрузок, и в необходимых случаях внесены корректировки в проект по критерию напряженности (исключение опасных концентраторов напряжений, усиление наиболее нагруженных деталей). На основе анализа результатов, полученных в п. 4 и 6, могут быть назначены режимы ресурсных стендовых испытаний при опережающей отработке конструкции.

7. Полученные в п.6 случайные процессы изменения компонентов тензора напряжений позволяют выполнить оценку безотказности рассматриваемых деталей по критерию усталостного разрушения. В частности, результаты расчета могут быть представлены в виде функции вероятности безотказной работы, которые ставят в соответствие значениям наработки вероятности неразрушения изделий по критерию образования усталостных трещин.

8. На основе анализа результатов, полученных в п.7, в случае недостаточной долговечности, выполняется корректировка исходных данных (изменение размеров наиболее нагруженных деталей, замена материала, введение упрочняющей обработки и т.п.)

В следующих главах диссертации будет описана реализация каждого из элементов предлагаемой методики и примеры их практического применения.

3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Одним из основных этапов предлагаемого подхода является этап математического моделирования движения машины по трассе, во время которого получают процессы изменения нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя. В данной главе рассмотрены требования, предъявляемые к математической модели; обоснованы расчетные схемы подрессоренного корпуса, гусеничного движителя и силовой установки, а также представлены дифференциальные уравнения движения и предложена методика их интегрирования.

3.1. Требования, предъявляемые к математической модели шасси гусеничной машины

Полученные в результате моделирования движения машины процессы изменения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы, на следующем этапе преобразуются в процессы изменения напряжений в опасных зонах ответственных деталей и далее используются для оценки накопленного повреждения. При этом небольшие погрешности в определении нагрузок могут приводить к существенным ошибкам прогнозирования долговечности. В то же время рассматриваемая методика предполагает моделирование движения машины по протяженным участкам трассы, а в случае использования метода статистических испытаний – многократное проведение расчетов при различных входных воздействиях. В связи с отмеченными особенностями математическая модель должна удовлетворять противоречивым требованиям: адекватно отображать динамические процессы при движении машины по трассе и при этом быть достаточно простой, обеспечивающей получение результатов с приемлемыми затратами времени.

В первой главе выполнен обзор известных математических моделей, традиционно используемых при моделировании динамики быстроходных гусеничных машин. Рассмотрим особенности моделей, традиционно применяемых для исследования динамики гусеничных машин.

Моделирование системы поддрессоривания хорошо разработано применительно к задачам плавности хода, в которых исследуются колебания поддрессоренного корпуса, обусловленные кинематическим воздействием со стороны микропрофиля трассы. В подобных исследованиях расчетная схема чаще всего включает только корпус машины и система поддрессоривания. При этом учитываются нелинейные характеристики упругих и демпфирующих элементов подвески, а также существенные нелинейности, вызванные отрывами опорных катков от грунта и пробоями подвески. Поскольку поддрессоренный корпус машины соединен с силовой установкой гусеничными лентами, динамические процессы в этих системах оказываются связанными: колебания корпуса машины приводят к соответствующим вариациям крутящего момента в трансмиссии, а переходные процессы в трансмиссии вызывают колебания корпуса. В связи с отмеченными особенностями в модели, ориентированные на решение задач плавности хода, иногда включают сосредоточенный инерционный элемент, описывающий силовую установку машины и связанный с корпусом гусеничными лентами. Криволинейное движение машины, а также переходные процессы в силовой установке такие модели обычно не отображают. Математические модели, ориентированные на решение других задач динамики гусеничных машин, обычно также имеют ограниченные возможности. Математические модели, разработанные для исследования криволинейного движения машины, обычно не учитывают колебания корпуса, рассматривая его движение как плоское. Модели, предназначенные для исследования крутильных колебаний в силовой установке, обычно весьма подробно описывают двигатель, коробку передач и механизм поворота машины при очень упрощенном представлении поддрессоренного корпуса.

Разрабатываемая методика имитационного моделирования испытаний предполагает моделирование динамических процессов в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации машины. При движении машины по трассе происходит непрерывное изменение траектории и скорости движения. Переключение передач, изменение подачи топлива и работа механизма поворота сопровождаются переходными процессами в силовой установке машины, которые, в свою очередь, вызывают дополнительные нагрузки на элементы ходовой системы. Важность учета таких процессов подтверждается результатами экспериментальных исследований, проведенных кафедрой Гусеничных машин Курганского университета. В ходе экспериментов с помощью специального измерительного комплекса регистрировались динамические процессы в трансмиссии БМП-2 при движении по трассе полигона, а также по грунтовым дорогам на местности. При движении по местности в среднем происходило 17 переключений передач на 10 км трассы; на некоторых, наиболее сложных, фрагментах – до 10 на 1 км. Большую часть трассы составляли криволинейные участки, в среднем на 1 км трассы приходилось 18 включений фрикционных элементов механизма поворота. При криволинейном движении происходит существенное увеличение нагрузки на гусеничные ленты, опорные катки и балансиры машины. В связи с отмеченными особенностями математическая модель, ориентированная на решение задач нагруженности ходовой системы, должна описывать не только прямолинейное, но и криволинейное движение машины, а также включать подсистему, моделирующую переходные процессы в силовой установке. Поскольку исследование высокочастотных крутильных колебаний в трансмиссии не предполагается, модель силовой установки может не включать упругие элементы. В то же время, для адекватного описания переходных процессов она должна учитывать скоростную характеристику двигателя, работу фрикционных элементов, гидродинамических и гидрообъемных передач.

Разработанные к настоящему времени математические модели не удовлетворяют перечисленным требованиям. В связи с этим на основе

перечисленных требований разработана математическая модель, специально предназначенная для исследования нагруженности элементов ходовой системы быстроходной гусеничной машины при движении по трассе. В следующих разделах представлены расчетные схемы основных элементов модели, дифференциальные уравнения движения, предложен способ их интегрирования.

3.2. Корпус и система поддресоривания

Предлагаемая математическая модель является развитием модели, разработанной автором [3, 11, 12, 36, 37]. В связи с тем, что в задаче движения по местности наряду с поступательным движением машины необходимо описание процесса поворота, необходимо рассматривать корпус как твердое тело, имеющее шесть степеней свободы. Подобный подход в настоящее время широко применяется при моделировании криволинейного движения гусеничных машин ([81, 180] и др.).

При выборе системы координат использован подход, традиционно применяемый при исследовании свободного движения твердого тела [120, 194]. Движение корпуса рассматривается как совокупность поступательного движения, определяемого движением центра масс, и вращательного движения относительно этой точки. В модели используются три системы координат (рис. 3.1.). Положение центра тяжести машины задается в неподвижной системе координат $O_I - X - Y - Z$. Эта же система координат используется для задания микорпрофиля трассы. С центром тяжести корпуса O связана подвижная система координат $o - x_I - y_I - z_I$, оси которой совпадают с главными центральными осями инерции машины. Центр полусвязанной системы координат $o - x - y - z$ также связан с центром тяжести машины, а оси направлены параллельно осям неподвижной системы координат. В качестве обобщенных координат приняты: координаты центра тяжести X, Y и Z ; угол поворота относительно вертикальной оси α , углы продольно- и поперечно-

угловых колебаний ϑ, β . Корпус имеет массу m_K и моменты инерции I_x, I_y, I_z относительно соответствующих осей.

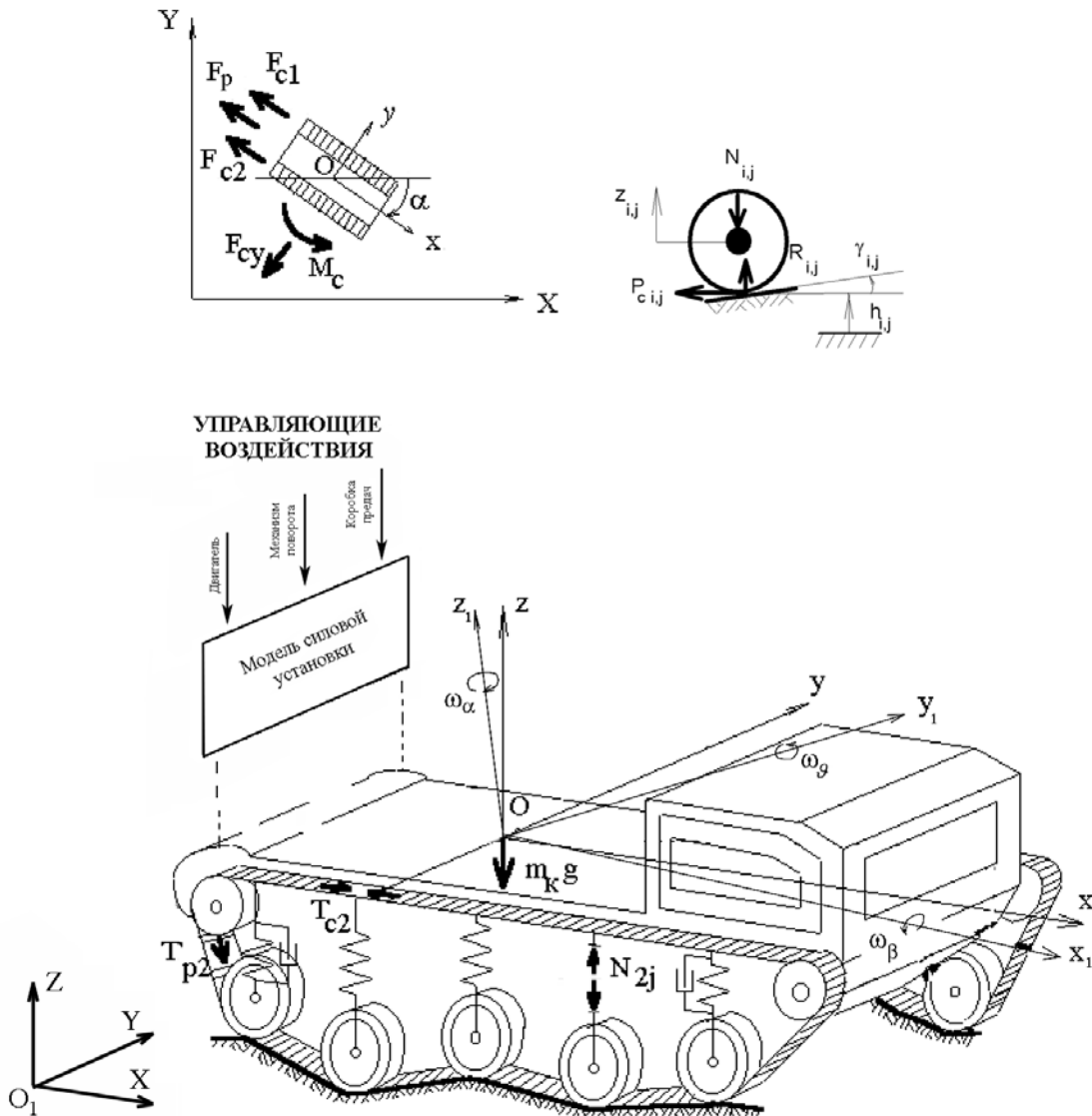


Рис. 3.1. Расчетные схемы гусеничного движителя, подрессоренного корпуса и силовой установки

На корпус машины действуют следующие силы:

- сила веса $m_K g$;
- вертикальные усилия со стороны подвесок N_{ij} ($i = 1 \dots 2$ – номер борта, $j = 1 \dots n$ – номер подвески, n – число подвесок с каждого борта);
- силы натяжения рабочих ветвей гусениц T_{pi} ;

- силы натяжения свободных ветвей T_{ci} ;
- реактивный момент со стороны силовой установки M_{cy} ;
- продольные силы сопротивления движению, приведенные к силам F_{ci} , действующим на опорные поверхности гусениц;
- усилия сопротивления повороту, приведенные к поперечной силе F_{cy} , действующей вдоль оси y подвижной системы и моменту M_c ;
- сила сопротивления, обусловленная подъемом макропрофиля:

$$F_n = M_k g \cdot \sin(\gamma_n),$$

где γ_n – угол подъема.

Основные принципы моделирования системы подрессоривания хорошо разработаны применительно к задачам плавности хода [17, 80] и др. В предлагаемой модели использован традиционный подход, в соответствии с которым подвески, независимо от их конструкции, заменяются эквивалентными вертикальными упругими и демпфирующими элементами с нелинейными характеристиками. При этом учитываются отрывы опорных катков и работа подвесок на упоре (пробои). Введем следующие обозначения: масса опорного катка – $m_{ок}$; вертикальная координата – z_{ij} , высота микропрофиля трассы под катком – h_{ij} . Поскольку в данном исследовании вопросы вибронгруженности корпуса и шумового воздействия не рассматриваются, а низкочастотное кинематическое возмущение со стороны профиля обусловлено неровностями, минимальные размеры которых соизмеримы с расстояниями между опорными катками, то можно принять допущение, что гусеница как гладкая гибкая лента облегает поверхность трассы, а контакт между катком и гусеницей рассматривать как точечный. В связи с этим при движении без отрыва принимается $z_{ij} \equiv h_{ij}$; в случае отрыва координата z_{ij} рассчитывается путем интегрирования уравнения движения массы $m_{ок}$. Со стороны подвески на каток действует вертикальная реакция $N_{ij}(\varepsilon_{ij}, d\varepsilon_{ij}/dt)$, где ε_{ij} – деформация подвески в вертикальном направлении. В

принятой системе координат величины ε_{ij} определяются следующими выражениями:

$$\varepsilon_{ij} = z + \vartheta l_j + \beta \frac{B}{2} (-1)^{i+1} - z_{ij}, \quad \dot{\varepsilon}_{ij} = \dot{z} + \dot{\vartheta} l_j + \dot{\beta} \frac{B}{2} (-1)^{i+1} - \dot{z}_{ij},$$

где l_j – продольная координата подвески относительно центра тяжести машины; B – ширина колеи.

Зависимость усилия в подвеске от относительного перемещения и скорости существенно нелинейна; при численном интегрировании уравнений движения она задается таблично, в виде массива значений. Наряду с усилиями со стороны подвесок на крайние катки действуют усилия со стороны гусениц: на передние катки – натяжение свободных ветвей T_{ci} , а на задние – рабочих T_{pi} . Реакция грунта на катки при безотрывном движении раскладывается на вертикальную и горизонтальную составляющие. Вертикальная составляющая R_{ij} определяется выражениями:

$$R_{ij} = N_{ij} + m_{ok} \ddot{z}_{ij}, \quad j = 2 \div n - 1$$

$$R_{i1} = N_{i1} + m_{ok} \ddot{z}_{i1} - T_{ci} \sin \psi_c; \quad R_{in} = N_{in} + m_{pj} \ddot{z}_{in} - T_{pi} \sin \psi_p;$$

горизонтальная составляющая:

$$P_{cij} = R_{ij} (h'_{ij} + f_o \operatorname{sign} V_i)$$

где f_o – коэффициент сопротивления движению, зависящий от свойств грунта;

$h'_{ij} = \operatorname{tg} \gamma_{ij}$ – тангенс угла наклона микропрофиля в точке контакта; V_i – скорость продольного движения i – го борта:

$$V_i = \dot{x} + 0,5B\dot{\alpha}(-1)^{i+1}.$$

Критерием начала отрыва катка служит условие $R_{ij} \leq 0$; критерий окончания отрыва – выполнение условия $z_{ij} = h_{ij}$.

Силы P_{cij} через элементы подвески приложены к корпусу и образуют силы сопротивления движению:

$$F_{ci} = \sum_{j=1}^n P_{cij} = \sum_{j=1}^n R_{ij} (h'_{ij} + f_o \operatorname{sign} V_i).$$

Сформулированные в данном параграфе исходные допущения и предложенная расчетная схема будут использованы в дальнейшем при составлении дифференциальных уравнений движения.

3.2.1. Нагрузки в рабочей и свободной ветвях обвода

На колебания корпуса движущейся машины существенное влияние оказывают нагрузки, действующие в рабочей и свободной ветвях обвода. Как показано в [147] собственные частоты продольных колебаний гусеничной ленты значительно выше частот внешнего воздействия, обусловленного воздействием микропрофиля трассы. В связи с этим при моделировании движения машины колебания гусеничных ветвей можно не учитывать и рассматривать их как нелинейные упругие элементы. Гусеницы современных быстроходных машин содержат податливые резино–металлические шарниры (РМШ), в связи с чем деформация натянутой ветви определяется двумя факторами– деформацией РМШ и провисанием под действием силы тяжести.

В математической модели гусеничной машины [40] гусеничные ленты моделируются упругими элементами одностороннего действия, при этом предполагают, что удлинение происходит только за счет податливости РМШ. При этом усилия в рабочей и свободной ветви гусеницы i – того борта определяются следующим образом:

$$T_{ci} = u_{ci}c_c(u_c) + \dot{u}_{ci}b_c(\dot{u}_c), \quad u_{ci} > 0, \quad T_{ci} = 0, \quad u_{ci} \leq 0,$$

$$T_{pi} = u_{pi}c_p(u_p) + \dot{u}_{pi}b_p(\dot{u}_p), \quad u_{pi} > 0, \quad T_{pi} = 0, \quad u_{pi} \leq 0,$$

где $c_c(u_c)$, $c_p(u_p)$, $b_c(\dot{u}_c)$, $b_p(\dot{u}_p)$ – характеристики упругости и демпфирования ветвей гусеничного обвода, u_{ci} , u_{pi} – абсолютные деформации ветвей. Недостаток подобного подхода – отсутствие учета удлинения ветвей гусеницы с РМШ, вызванное ее провисанием, а также невозможность описания гусениц с открытым шарниром.

Рассмотрим подходы, позволяющие учесть деформацию гусеницы за счет провисания. В [80] предложены модели, состоящие из отдельных звеньев (траков) или участков ленты. Такое описание позволяет получить наиболее точные результаты, однако требует рассмотрения равновесия каждого трака и, следовательно, решения большой системы уравнений.

В работе [147] предложено рассматривать гусеницу как упругую ленту с распределенными параметрами. Такой подход, возможный для гусеничных лент с малым шагом, широко применяемых в быстроходных машинах, будет использоваться в данной работе. Не внося заметных погрешностей в окончательные выводы, подобное допущение позволяет использовать для анализа методы теории упругости и получить точные аналитические зависимости [172].

При моделировании ветви гусеницы упругой лентой ее характеристики задаются тремя параметрами: весом единицы длины q , удельной продольной жесткостью k_0 и относительной угловой жесткостью μ_0 . Удельная продольная жесткость определяется зависимостью:

$$k_0 = \frac{Tl_0}{\Delta l_0 F_\partial},$$

где l_0 – шаг гусеничной цепи (расстояние между шарнирами), F_∂ – деформируемая площадь шарнира, Δl_0 – абсолютное изменение шага гусеницы под действием растягивающего усилия T . Относительная угловая жесткость:

$$\mu_0 = \frac{M_{ш}}{b\alpha},$$

где $M_{ш}$ – момент скручивания шарнира (участка ленты длиной l_0) при угле закручивания α , b – ширина гусеницы.

Тогда приведенную изгибную жесткость EJ ветви с равномерно распределенными по длине параметрами можно выразить через параметры звенчатой гусеницы следующей зависимостью:

$$EJ = \mu_0 l_0 b.$$

Рассмотрим участок гусеничной ленты, провисающей между катками (рис. 3.2). Длина пролета при этом принята равной расстоянию между сечениями участков гусеницы, лежащих на катках горизонтально. Прогиб ленты на этом участке описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - k^2 \frac{d^2 y}{dx^2} = q_0, \quad k^2 = \frac{T}{\mu_0 l_0 b}, \quad q_0 = \frac{q}{\mu_0 l_0 b}.$$

Общее решение этого уравнения имеет вид [147]:

$$y = c_1 + c_2 x + c_3 e^{kx} + c_4 e^{-kx} - \frac{q_0}{2k^2} x^2.$$

Значения коэффициентов c_i получают, используя граничные условия. После исключения бесконечно малых членов получаются следующие выражения :

$$c_1 = -\frac{q_0 l}{2k^3}, \quad c_2 = \frac{q_0 l}{2k^2}, \quad c_3 = \frac{q_0 l}{k^3} e^{-kl}, \quad c_4 = \frac{q_0 l}{2k^3}.$$

Примем за исходную длину гусеницы, при которой усилие в ней равно предварительному статическому натяжению (T_0).

Гусеничный обвод рассматривается как последовательность участков, расположенных между соседними катками (рис.3.3).

Рассмотрим свободную ветвь гусеницы. Длина горизонтального участка между двумя соседними катками, изогнутого под действием силы тяжести:

$$L = \int_l \sqrt{1 + (y'(x, T))^2} dx,$$

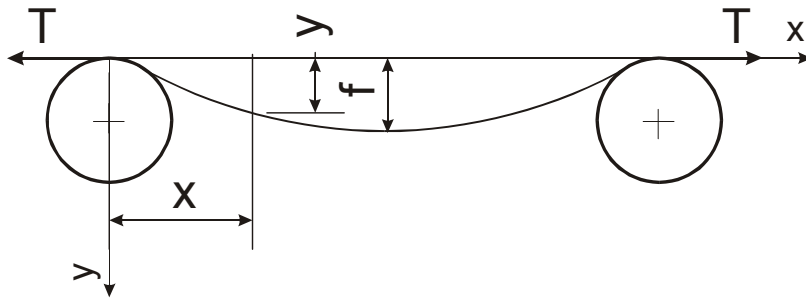


Рис. 3.2. Схема к определению натяжения в упругой ветви

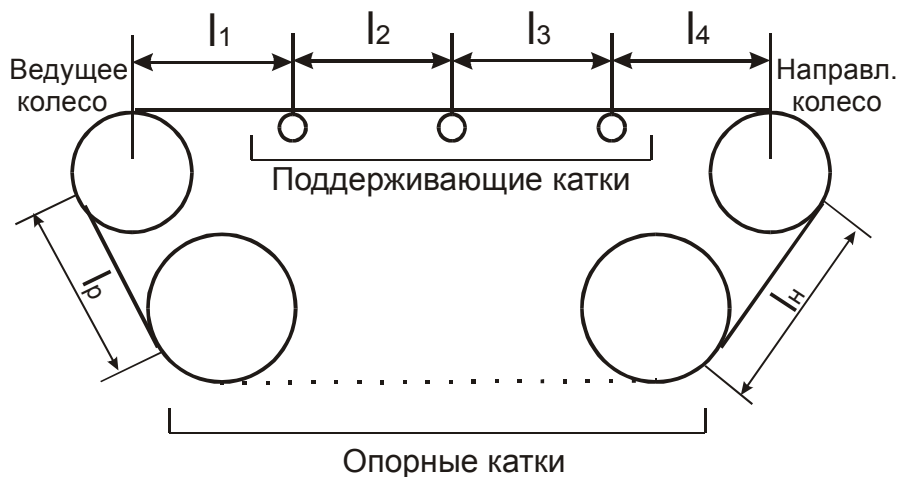


Рис. 3.3. Схема участков свободной и рабочей ветвей гусеничного обвода

В [147] показано, что истинная форма ее провисания приближается к параболе. Таким образом, для подсчета длины наклонного участка обвода, изогнутого под действием силы тяжести, в качестве функции $y(x)$ можно принять следующую зависимость:

$$g(x, T) = A(T) + B(T) \cdot x + C(T) \cdot x^2.$$

Коэффициенты $A(T)$, $B(T)$, $C(T)$ находим из условий:

$$g(0) = g(l_n) = 0, \quad g\left(\frac{l_n}{2}\right) = f,$$

где l_n – длина, f – стрела прогиба наклонного участка гусеничного обвода.

Исходная длина L_0 (длина ветви при нагрузке, равной предварительному статическому натяжению T_0) и текущая длина L свободной ветви подсчитываются следующим образом:

$$L_0 = \sum_i \int_{l_i} \sqrt{1 + (y'(x, T_0))^2} dx + \int_{l_n} \sqrt{1 + (g'(x, T_0))^2} dx,$$

$$L = \sum_i \int_{l_i} \sqrt{1 + (y'(x, T))^2} dx + \int_{l_n} \sqrt{1 + (g'(x, T))^2} dx,$$

где l_i – длины участков свободной ветви. l_n

На основании представленных выражений может быть получена зависимость удлинения свободной ветви гусеничного обвода, вызванного провисанием гусеницы, от усилия в ней:

$$\Delta l(T)_{c_n} = \sum_i \int_0^{l_i} \sqrt{1 + \frac{q_0^2}{4 \cdot k(T_0)^4} \cdot (l_i + 2 \cdot l_i \cdot e^{k(T_0)(x-l_i)} - l_i \cdot e^{-k(T_0)x} - 2 \cdot x)^2} dx +$$

$$\int_0^{l_n} \sqrt{1 + \frac{q^2}{T_0^2} \cdot \left(\frac{l_n}{2} - 1\right)^2} dx -$$

$$\sum_i \int_0^{l_i} \sqrt{1 + \frac{q_0^2}{4 \cdot k(T)^4} \cdot (l_i + 2 \cdot l_i \cdot e^{k(T)(x-l_i)} - l_i \cdot e^{-k(T)x} - 2 \cdot x)^2} dx + \int_0^{l_n} \sqrt{1 + \frac{q^2}{T^2} \cdot \left(\frac{l_n}{2} - 1\right)^2} dx .$$

При исследовании гусеницы с РМШ к указанному удлинению Δl_{c_n} необходимо прибавить удлинение $\Delta l_{c_лин}$, вызванное деформацией шарниров.

$$\Delta l_c = \Delta l_{c_n} + \Delta l_{c_лин}.$$

С помощью представленных выражений были получены зависимости удлинения свободной ветви гусеницы от натяжения для машины класса 40 тонн с тремя поддерживающими катками (рис. 3.4).

Как видно из графика, использование линейной зависимости $\Delta l_{c_лин}$ приводит к принципиально неверным результатам при усилиях в гусеничном обводе, близких к нулю. С другой стороны, неучет податливости РМШ при больших нагрузках ($T > T_0$) дает заниженные деформации.

Δ

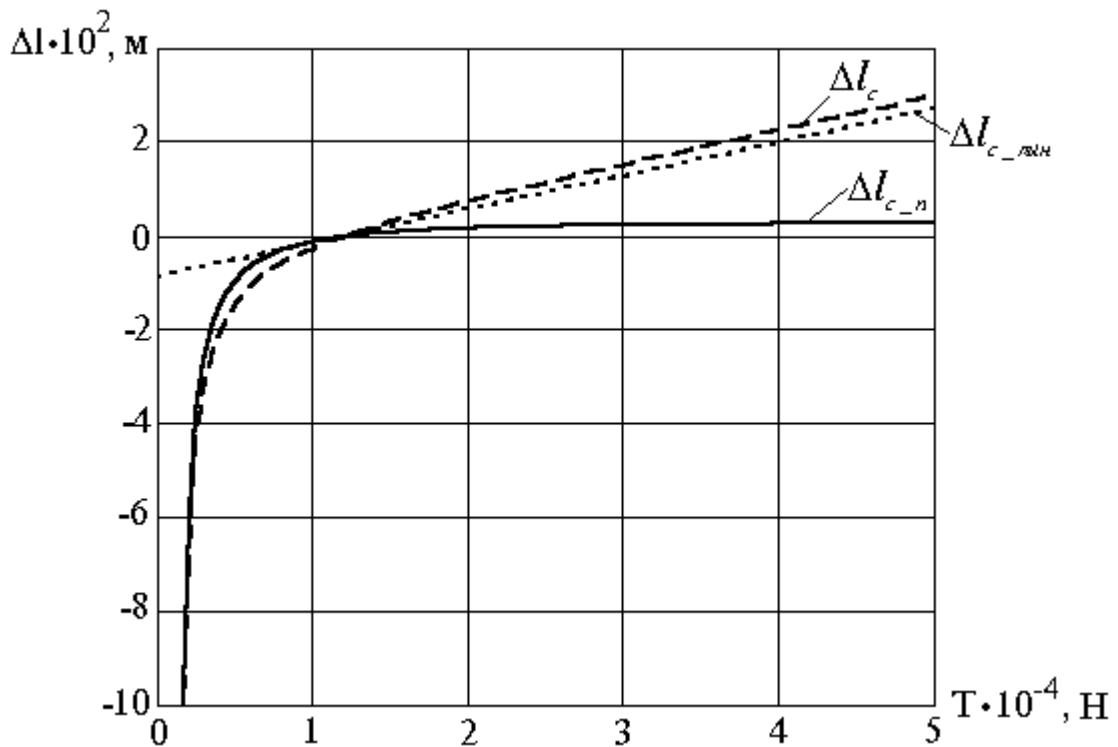


Рис.3.4 Зависимости удлинения свободной ветви от натяжения

Таким образом, наиболее точные результаты можно получить при использовании модели, учитывающей и податливость РМШ, и провисание.

Зависимость удлинения рабочей ветви гусеничного обвода от усилия в ней находим аналогичным образом. Рабочая ветвь гусеничного обвода состоит из одного наклонного участка. Графики полученных зависимостей для рабочей ветви представлены на рис. 3.5.

Полученные результаты свидетельствуют, что использование линейной зависимости для рабочей ветви также приводит к принципиально неверным результатам при усилиях в гусеничном обводе, близких к нулю. Как и для свободной ветви, при больших нагрузках ($T > T_0$) дает заниженные деформации. Таким образом, наиболее точные результаты можно получить при использовании модели, учитывающей и податливость РМШ, и провисание.

Полученные зависимости удлинения Δl от силы натяжения T были использованы в модели гусеничной машины. При интегрировании уравнений

движения зависимость $\Delta l(T)$ задавалась таблично, значения в промежуточных точках определялись при помощи интерполяции.

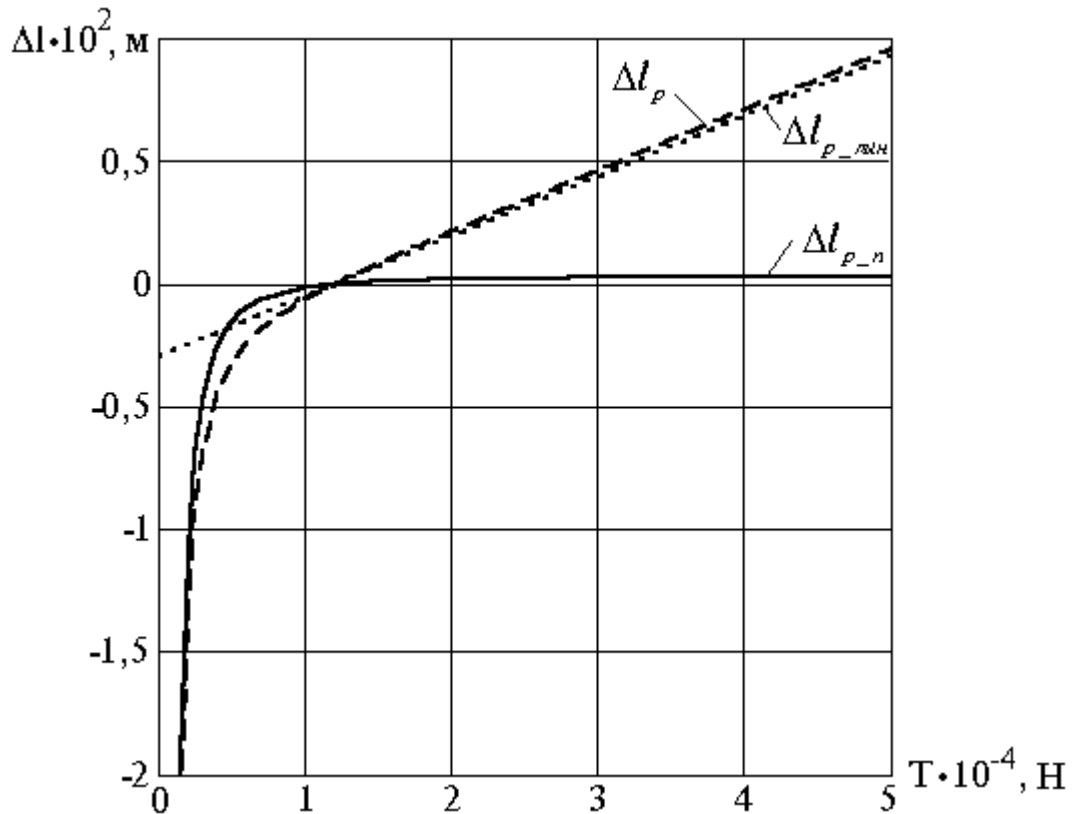


Рис.3.5. Зависимость удлинения рабочей ветви от силы натяжения

Рассмотренная методика расчета нагрузок в рабочей и свободной ветвях обвода была использована при моделировании движения машины класса 40 тонн и снегоболотоходной машины ТМ–120. Результаты расчета для случая движения по трассе со случайным микропрофилем показали, что при учете провисания гусеницы СКО значений усилий в свободной и рабочей ветвях гусеничного обвода имеет отличие до 20 % (для машины класса 40 тонн) и до 100 % (для транспортной машины ТМ–120) по сравнению с расчетом без учета провисания. Большое отличие результатов при исследовании динамики машины ТМ–120 объясняется повышенной массой гусеницы, имеющей эластомерные уширители, а также отсутствием поддерживающих катков. Таким образом, при исследовании нагруженности гусениц использование уточненной модели вносит существенную корректировку в результаты.

3.2.2. Нагрузки в опорной ветви обвода. Взаимодействие гусеницы с грунтом.

В процессе прямолинейного движения машины происходит проскальзывание опорных поверхностей гусениц относительно грунта. При криволинейном движении машины одновременно происходит проскальзывание и в поперечном направлении. Возникающие при этом поперечные силы приводятся центру тяжести машины в виде момента сопротивления повороту M_c и силы F_{cy} (см. рис. 3.1). В предлагаемой математической модели при расчете сил взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом использовано экспериментально обоснованное допущение о том, что взаимодействие происходит на так называемых «активных» участках, находящихся в окрестности опорных катков машины [105, 106]. При этом распределенную по длине гусеницы нагрузку заменяют сосредоточенными силами, действующими на активных участках F_{xij} и F_{yij} ($i=1,2$ – номер борта машины, j – номер опорного катка, рис. 3.6). Использование такого подхода позволяет учесть реальное распределение вертикальных нагрузок по длине опорной ветви, совместно рассматривать продольное и поперечное проскальзывание. Кроме того, появляется возможность определять поперечные нагрузки, действующие на каждый опорный каток машины, что особенно важно для дальнейшей оценки долговечности элементов ходовой системы.

В соответствии с принятой моделью взаимодействия нагрузки, действующие на опорную поверхность гусеницы со стороны грунта, можно разделить на две составляющие (рис. 3.6):

- Распределенную по всей длине опорной поверхности нагрузку, вызванную сдвигом грунта боковой поверхностью гусеницы $q_{yi}(x)$. Интенсивность распределенной нагрузки в каждой точке опорной поверхности зависит от глубины колеи и поперечного смещения. Очевидно, что наиболее значимой эта нагрузка будет при движении по мягкому грунту.

- нагрузки, действующие только на активных участках под опорными катками и вызванные трением поверхности траков о грунт и деформированием

грунта грунтозацепами. В дальнейшем предполагается, что продольные и поперечные составляющие этих нагрузок, распределенных по активному участку, приведены к сосредоточенным силам F_{xij} и F_{yij} ($i=1,2$ – номер борта машины, j – номер опорного катка).

В диссертационной работе рассматривается движение машины по плотному грунту, в связи с чем предполагается, что силы взаимодействия приводятся к сосредоточенным нагрузкам, действующим на активных участках гусеницы.

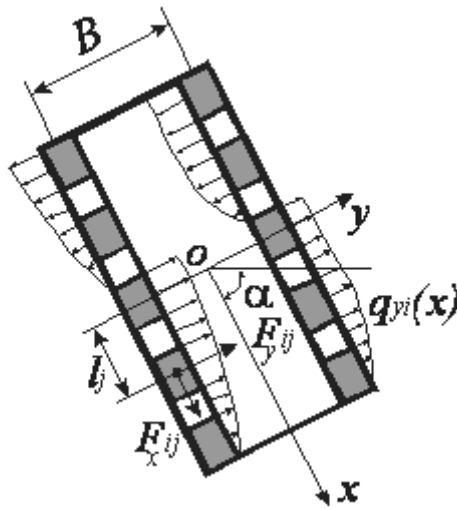


Рис. 3.6. Схема сил, действующих при повороте гусеничной машины

Сосредоточенные силы F_{yij} и F_{xij} зависят от катковой нагрузки и смещения траков относительно грунта на активном участке. Для их расчета используются аппроксимирующие зависимости, полученные по результатам конечноэлементного расчета взаимодействия траков с грунтом. Методика получения таких зависимостей будет рассмотрена в следующей главе. Необходимые для моделирования криволинейного движения значения силы F_c и момента сопротивления M_c (рисунок 3.1.) могут быть получены по следующим выражениям:

$$F_c = -\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^n F_{yij} - \sum_{i=1}^2 \int_0^L q_{yi}(x) dx, \quad M_c = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^n l_j F_{yij} + \sum_{i=1}^2 \int_0^L q_{yi}(x) x dx,$$

где L – длина опорной поверхности гусеницы; l_j – продольная координата j -го активного участка.

Перемещения траков на активном участке

По мере перемещения трака по активному участку изменяется его смещение относительно грунта, а также действующие на трак силы. Вертикальная нагрузка, действующая на трак (N_m) максимальна, когда трак находится непосредственно под опорным катком. Продольное смещение Δ_{np} и боковое Δ_{δ} изменяются от 0 в начале до максимального значения в конце активного участка. Продольная и боковая составляющие силы F_{np} , F_{δ} , действующей на трак, зависят как от смещений Δ_{np} и Δ_{δ} , так и от вертикальной нагрузки N_m .

Продольное и поперечное смещение l -го трака активного участка $\Delta_{xij}^{(l)}$, $\Delta_{yij}^{(l)}$ могут быть вычислены по следующим выражениям:

$$\Delta_{xij}^{(l)} = \int_0^{Tl} v_{pi}(t) dt, \quad \Delta_{yij}^{(l)} = \int_0^{Tl} v_{bij}(t) dt,$$

где Tl – время прохождения трака от начала активного участка до текущего положения;

$v_{pi}(t)$ – скорость проскальзывания i -й опорной поверхности относительно грунта; $v_{bij}(t)$ – скорость проскальзывания в поперечном направлении.

В процессе интегрирования дифференциальных уравнений движения значения Tl и $v_{bij}(t)$ можно получить из значений обобщенных координат модели:

$$Tl = L_a^{(l)} / (\omega_i R_{bk}), \quad V_{bij} = \dot{y} - \dot{\alpha} \cdot l_{ij}^{(l)},$$

где $L_a^{(l)}$ – расстояние от l -го трака до начала активного участка;

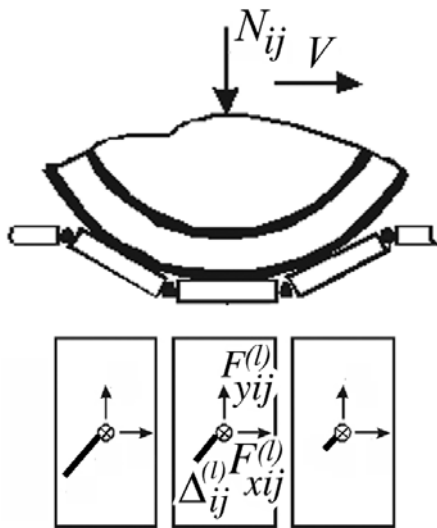
ω_i – угловая скорость ведущего колеса i -го борта;

R_{bk} – радиус ведущего колеса;

\dot{y} – поперечная составляющая скорости центра тяжести машины;

$\dot{\alpha}$ – угловая скорость машины;

$l_{ij}^{(l)}$ – продольное расстояние от центра тяжести машины до l -го трака i, j активного участка.



После расчета составляющих перемещений можно рассчитать полное перемещение $\Delta_{ij}^{(l)}$ и его направление, а затем продольные и поперечные составляющие нагрузок, действующих на каждый трак ($F_{xij}^{(l)}$, $F_{yij}^{(l)}$), рис.3.7. Суммируя эти силы, получим значения сил F_{xij} и F_{yij} , действующих на весь активный участок.

Рис. 3.7. Перемещения и нагрузки, действующие на траки в активном участке

Силы натяжения рабочей и свободной ветвей i -го борта T_{pi} , T_{ci} (рис. 3.1.) определяются их деформациями:

$$u_{pi} = u_{p0} + u_{opi} - s_{pi} - \Delta x_i, \quad u_{ci} = u_{c0} + u_{oci} - s_{ci} + \Delta x_i, \quad (3.1)$$

где u_{p0} , u_{c0} – деформации рабочей и свободной ветвей, вызванные предварительным натяжением;

u_{opi} , $-u_{oci}$ – деформации, вызванные центробежными силами;

s_{pi} , s_{ci} – деформации, вызванные перемещением опорных катков относительно корпуса;

Δx_i – деформации, вызванные продольным перемещением корпуса машины, поворотом ведущего колеса и проскальзыванием гусеницы относительно грунта

Деформации ветвей гусеницы, вызванные центробежными силами, могут быть рассчитаны по известным соотношениям в зависимости от скорости перематывания гусеницы [80]. Деформации, вызванные перемещением опорных катков относительно корпуса, определяются конструкцией системы поддресоривания.

Значения деформаций Δx_i получают в ходе интегрирования уравнений движения машины; соответствующая методика описана в разделе 3.4.

В процессе интегрирования уравнений движения деформации ветвей гусениц используются для расчета сил натяжения по методике, описанной в предыдущем разделе.

3.3. Трансмиссия и двигатель

При разработке модели транспортной машины одним из важнейших является вопрос о степени схематизации элементов трансмиссии. Как показывают результаты расчетных и экспериментальных исследований, низшие собственные частоты крутильных колебаний трансмиссий быстроходных гусеничных машин, отличающихся весьма плотной компоновкой и отсутствием длинных валов, обычно превышают уровень 10 Гц. Следовательно, в диапазоне частот дорожного воздействия (0,5– 5 Гц) трансмиссию можно рассматривать как квазистатическую систему. В связи с этим в данной работе использована простая модель силовой установки без упругих валов, включающая только сосредоточенные массы, разделенные фрикционными и немеханическими передачами. К элементу, соответствующему валу двигателя, приложен движущий момент, а со стороны ведущих колес действуют моменты сопротивления.

Трансмиссия гусеничной машины может быть либо чисто механической, либо содержать, помимо механических, электрические и гидравлические передачи; при этом кинематические схемы отличаются большим разнообразием. В качестве двигателей используются дизельные ДВС или газотурбинные двигатели. В связи с отмеченной особенностью структура модели силовой установки, входящей в общую математическую модель гусеничной машины, должна определяться особенностями конструкции исследуемого объекта. В качестве примера на рис. 3.8. приведены расчетные схемы моделей двух вариантов трансмиссий: гидромеханической с механизмом поворота в виде бортовых коробок передач (а), а также двухпоточной гидромеханической с гидрообъемным механизмом поворота (б).

В диссертационной работе моделирование силовой установки рассматривается на примере машины с дизельным двигателем, гидротрансформатором и механизмом поворота в виде бортовых коробок передач (рис.3.8, а).

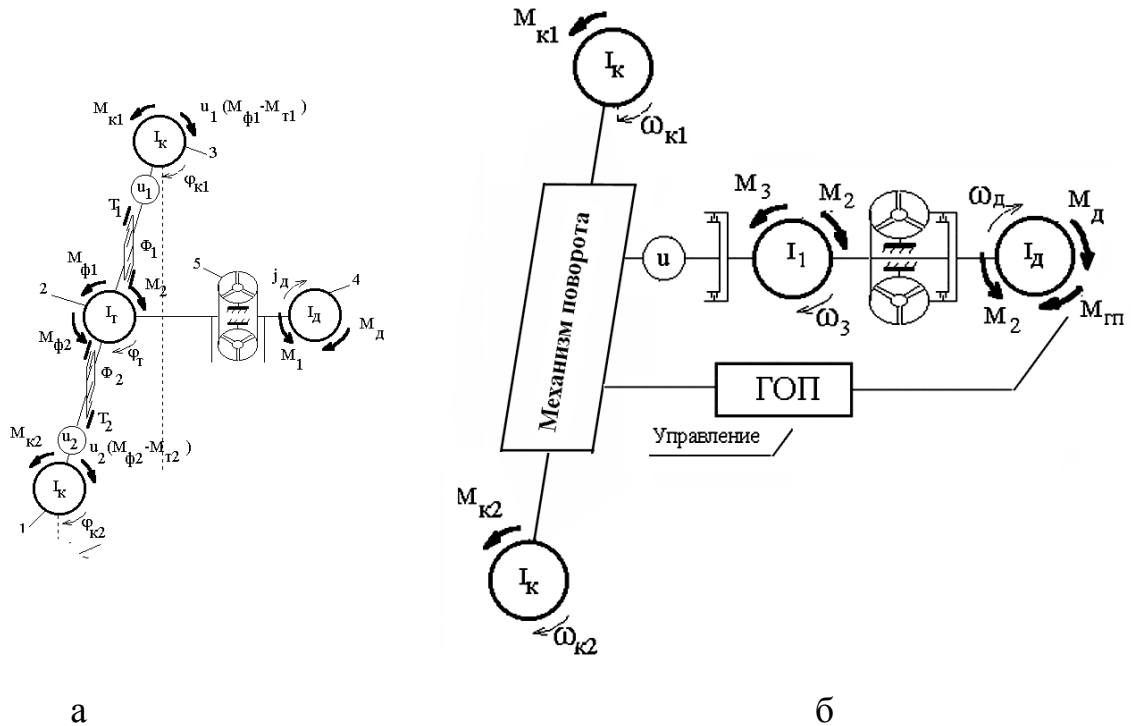


Рис. 3.8. Расчетная схема трансмиссии.

Применение гидротрансформатора позволяет уменьшить число передач в механической части коробки и значительно снизить динамические нагрузки [83, 84, 116, 118, 154]. Зависимости, связывающие угловые скорости входного и выходного валов гидротрансформатора ω_1 , ω_2 с моментами на этих валах M_1 , M_2 определяются размерами и конструктивными особенностями турбинного и насосного колес, а также свойствами рабочей жидкости. Для описания этих зависимостей используются безразмерные внешние характеристики, связывающие коэффициент трансформации крутящего момента K_e и коэффициент крутящего момента на ведущем валу $\lambda_{I_в}$ с передаточным отношением $u_{гт} = \omega_2 / \omega_1$. Величины M_1 , M_2 при этом определяются следующими выражениями:

$$M_1 = \lambda_{1e}(u_{zm})\rho_{жс} R_{12}^5 \omega_1^2, \quad M_2 = K_e(u_{zm})M_1, \quad (3.2)$$

где $\rho_{жс}$ – плотность рабочей жидкости; R_{12} – радиус выхода насосного колеса. Как показано в [116], в неустановившемся режиме характеристика гидротрансформатора практически не отличается от статической. Эта особенность использована в дальнейшем.

Структура модели силовой установки в значительной степени определяется уровнем схематизации бортовых коробок. Коробки реальной машины имеют сложную кинематическую схему, включающую несколько планетарных рядов. При изменении передаточного отношения работает несколько фрикционов, соединяющих между собой или тормозящих определенные элементы планетарных передач. В предлагаемой схематизации каждая коробка моделируется двумя сосредоточенными массами, разделенными невесомым редуктором с передаточным отношением u_i , ($i = 1, 2$) и фрикционным элементом. Это оказывается возможным ввиду того, что моменты инерции движущихся масс коробки значительно меньше, чем остальных элементов трансмиссии. Каждое из передаточных отношений u_1, u_2 в данном случае равняется произведению трех передаточных отношений: бортовой передачи, собственно бортовой коробки и передачи, соединяющей ее с двигателем или гидротрансформатором. Предложенную расчетную схему, при соответствующем выборе передаточных отношений, можно использовать и для моделирования машин с планетарным механизмом поворота или с бортовыми фрикционами.

Рассматриваемая на рис.3.8 схема трансмиссии машины содержит четыре инерционных элемента (1–4), разделенные гидродинамической передачей и двумя фрикционными муфтами (Φ_1, Φ_2), а также два тормоза – T_1 и T_2 . Очевидно, что подобная модель трансмиссии может быть использована только для оценки общей нагруженности силовой установки и исследования движения машины. Для подробного изучения динамических процессов в силовой

установке, например крутильных колебаний, износа фрикционных элементов и т.п. предложенная модель должна быть соответствующим образом изменена.

Введем систему координат и рассмотрим силовые факторы, действующие на элементы расчетной схемы силовой установки.

Элемент 1 (момент инерции I_{δ}) включает приведенные к валу двигателя моменты инерции кривошипно– шатунного механизма и других движущихся частей ДВС, а также части трансмиссии. Для машины с гидротрансформатором в величину I_{δ} входит и приведенный момент инерции насосного колеса. Обобщенная координата этой массы– угол поворота φ_{δ} ; на нее действует момент двигателя M_{δ} , вычисляемый в зависимости от $d\varphi_{\delta}/dt$ в соответствии со статической характеристикой и уравнением регулятора, а также момент со стороны трансмиссии M_{T} .

Элемент 2 (момент инерции I_m) включает приведенные к валу двигателя моменты инерции части трансмиссии, части бортовых коробок и турбинного колеса гидротрансформатора (для машины с гидромеханической передачей). Координата этого элемента– угол поворота φ_m ; на него действует момент M_2 , а также моменты фрикционов $M_{\phi 1}$, $M_{\phi 2}$.

Элементы 3, 4 (момент инерции I_k) включают моменты инерции собственно ведущих колес и приведенные к ним моменты инерции бортовых передач и второй части бортовой коробки. На каждый из них действуют моменты со стороны ведущих колес M_{k1} или M_{k2} , а также приведенные с учетом u_1 , u_2 моменты фрикционов $M_{\phi 1}$, $M_{\phi 2}$ или тормозов M_{m1} , M_{m2} . Координаты ведущих колес– углы поворота φ_{k1} , φ_{k2} . Моменты на ведущих колесах определяются натяжением ветвей гусениц:

$$M_{ki} = r_k (T_{pi} - T_{ci}).$$

При изменении u_1 , u_2 величины I_m , I_k должны корректироваться в соответствии с изменениями угловых скоростей движущихся частей бортовых коробок.

Для машины с гидромеханической трансмиссией величины моментов M_1 и M_2 вычисляются по приведенной к валу двигателя характеристике гидротрансформатора $K_G(u_{zm})$, $\lambda_{1G}(u_{zm})$; $u_{zm} = \dot{\varphi}_m / \dot{\varphi}_0$ и выражениям (3.2). При пробуксовке блокировочного фрикциона к моментам M_1 и M_2 добавляются моменты трения; при полном замыкании блокировочного фрикциона эти элементы объединяются. При исследовании машины с механической трансмиссией элементы 1 и 2 объединяются. Приведение инерционных и упруго– демпфирующих характеристик элементов трансмиссии к ведущим колесам выполняется по известным методикам [62, 64].

Моменты проскальзывания фрикционов и тормозов, а также передаточные отношения, используемые при вычислении u_1 , u_2 в каждый момент времени должны равняться приведенному к валу двигателя моменту проскальзывания и передаточному отношению всей коробки, изменяющимся согласно управляющему воздействию водителя. В рассматриваемых типах машин управление коробками осуществляется путем изменения давления в бустерах соответствующих фрикционных элементов. Будем характеризовать изменение давления в бустерах i -й коробки безразмерными коэффициентами: α_{mi} при работе тормоза T_i и $\alpha_{\phi i}$ при работе фрикциона Φ_i , изменяющимися от 0 (давление равно 0, фрикционный элемент полностью разомкнут) до 1 (давление максимально). В этом случае моменты в проскальзывающем фрикционе или тормозе являются функциями следующих параметров:

$$M_{mi} = M_{mi}(\alpha_{mi}, \Delta\omega_{mi}), \quad M_{\phi i} = M_{\phi i}(\alpha_{\phi i}, \Delta\omega_{\phi i});$$

где $\Delta\omega_{mi}$, $\Delta\omega_{\phi i}$ – относительные скорости проскальзывания тормоза и фрикциона i – й коробки. Критерием замыкания фрикционного элемента служит уменьшение до 0 скорости относительного проскальзывания.

При остановленном ведущем колесе i – го борта замкнутый тормоз начинает проскальзывать при выполнении условия:

$$|M_{ki} / u_{ki}| \geq M_{toi}(\alpha_{mi}),$$

где $M_{moi}(\alpha_{mi})$ – момент начала проскальзывания.

В случае полного замыкания i – го фрикциона происходит объединение массы I_m и приведенной с учетом u_i массы I_k . Приведенный с учетом u_i момент M_{ki} прикладывается непосредственно к массе I_m . Замкнутый фрикцион начинает проскальзывать, когда передаваемый им момент превысит предельное значение:

$$|M_{ki} / i_{ki} + \ddot{\varphi}_m I_k / i_{ki}| \geq M_{\phi oi}(\alpha_{\phi i}).$$

Вид зависимостей $M_{mi}(\alpha_{mi}, \Delta\omega_{mi})$, $M_{\phi i}(\alpha_{\phi i}, \Delta\omega_{\phi i})$, $M_{moi}(\alpha_{mi})$ и $M_{\phi oi}(\alpha_{\phi i}, \Delta\omega_{\phi i})$ определяется особенностями бортовых коробок и системы управления конкретного типа машин.

Предложенная в данном разделе расчетная схема трансмиссии, а также уравнения связей, описывающие взаимодействие ее элементов, в последующем используются при составлении дифференциальных уравнений движения.

В качестве двигателей для рассматриваемого класса машин наиболее широко используются дизельные двигатели внутреннего сгорания, а также газовые турбины. Поскольку в данной работе исследуется низкочастотная динамика, обусловленная дорожным воздействием, будем рассматривать двигатель как сосредоточенную массу, на которую действует движущий момент и момент сил сопротивления [84, 109]. Крутильные колебания и непостоянство движущего момента в течение цикла работы при этом не учитывается, а регулятор рассматривается как система автоматического регулирования непрерывного действия.

Зависимость движущего момента от частоты вращения определяется типом двигателя и установленного на нем регулятора [88, 210]. В качестве примера на рис. 3.9 изображена скоростная характеристика дизельного двигателя В-46, снабженного всережимным регулятором – зависимость крутящего момента $M_{\partial o}$ от частоты вращения n_{∂} (характеристика построена с учетом потерь в трансмиссии). Участок характеристики BB' соответствует работе двигателя при

максимальной подаче топлива. Регуляторная ветвь в зависимости от управляющего воздействия водителя занимает положения от AB до $A'B'$; при этом обороты холостого хода изменяются от $n_{x\min}$ до $n_{x\max}$. Тормозная ветвь характеристики располагается в пределах $AC-A'C'$, максимальный тормозной момент ограничен кривой CC' . Управляющее воздействие водителя, определяющее текущее значение оборотов холостого хода n_x , зададим безразмерным коэффициентом, изменяющимся в пределах 0–1:

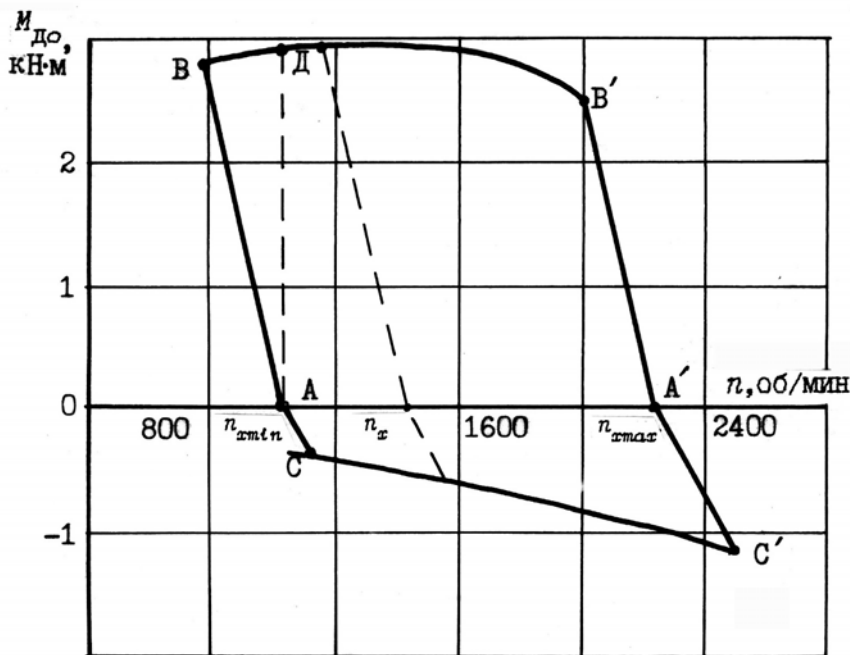


Рис.3.9. Скоростная характеристика дизельного двигателя с всережимным регулятором

$$\alpha_{\text{ЛБ}} = \frac{n_x - n_{x\min}}{n_{x\max} - n_{x\min}}$$

Однако, как показывают экспериментальные исследования рабочих процессов ДВС в условиях реальной эксплуатации [83, 121], в динамических режимах характеристика двигателя существенно отличается от статической. Это вызвано влиянием переходных режимов работы ДВС на газодинамические процессы и динамику центробежного регулятора [109, 142]. При исследовании низкочастотных процессов динамику центробежного регулятора обычно описывают одним линейным дифференциальным уравнением. Если

зависимость крутящего момента двигателя от положения рейки топливного насоса считать линейной и пренебречь высокочастотными колебаниями собственно регулятора, то это уравнение может быть записано в виде [63, 136]:

$$\tau_{\partial} \dot{M}_{\partial} + M_{\partial} = M_{\infty} \quad (3.3)$$

где τ_{∂} – постоянная времени, зависящая от упругих и диссипативных характеристик регулятора; M_{∂} – момент двигателя с учетом динамики регулятора. При этом авторы работы [134] считают, что входящее в уравнение значение постоянной времени отображает не только переходные процессы в регуляторе, но и эффекты, вызванные неустановившимися режимами работы собственно ДВС.

Таким образом, в систему уравнений, описывающих динамику транспортной машины, необходимо ввести уравнение, описывающее динамику регулятора. При этом аналитически задается статическая характеристика двигателя, а входящее в уравнение значение параметра τ_{∂} определяют, исходя из учета особенностей конструкции регулятора, его инерционных и диссипативных характеристик [19, 109]. Однако такой подход позволяет отобразить лишь свойства собственно регулятора и отличается сложностью, а также низкой достоверностью. В связи с этим в данной работе предложена методика определения параметра τ_{∂} с использованием полученного экспериментально процесса изменения частоты вращения ДВС от оборотов холостого хода до максимальных оборотов при резком нажатии педали акселератора.

Определение постоянной времени регулятора проводилось для двигателя В–46, используемого в машине машины класса 40 тонн (Т–72). Исследования выполнялись в рамках работ по договору с КБТМ (г. Омск). Для регистрации процесса изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя использовался специально изготовленный индукционный датчик 2, установленный у одной из шестерен трансмиссии 1 (рис. 3.10, 3.11). Шестерня имеет 32 зуба и связана с валом двигателя через повышающую передачу с

отношением 1,48. При прохождении каждого зуба вблизи магнитного зазора на выходе датчика возникает импульс напряжения. Таким образом, одному обороту двигателя соответствует 47 импульсов датчика. Сигнал с помощью специально разработанного согласующего устройства преобразовывался в импульсы стандартного ТТЛ– уровня, которые подавались на один из разрядов параллельного порта ПЭВМ (4). При проведении эксперимента перед нажатием на педаль акселератора водитель с помощью специального пульта (5), также подключенного к порту ПЭВМ, запускал программу регистрации процесса разгона.

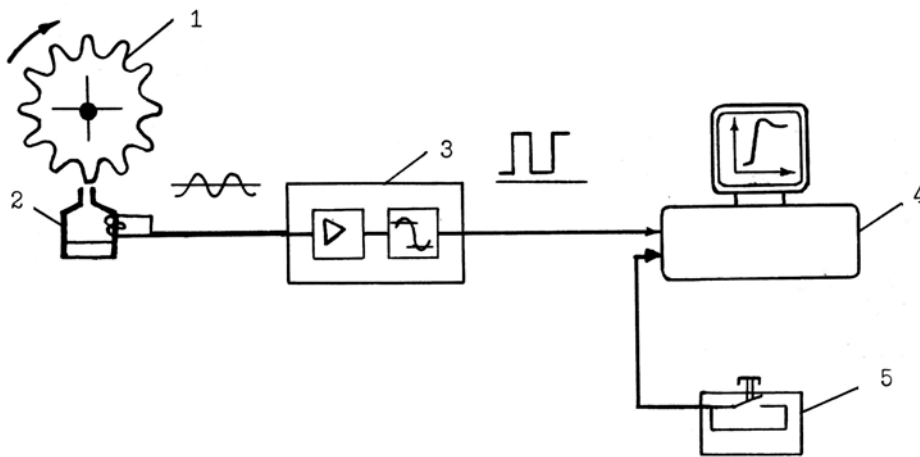


Рис.3.10. Измерительная схема для регистрации процесса разгона двигателя

Программа, разработанная для системы определения эффективной мощности двигателя, осуществляет опрос датчика с частотой, более чем в 10 раз превышающей частоту следования импульсов, и измеряет время, соответствующее каждому обороту коленчатого вала. В качестве примера на рис. 3.12, а изображен один из полученных графиков– зависимость угловой скорости вала двигателя от времени.

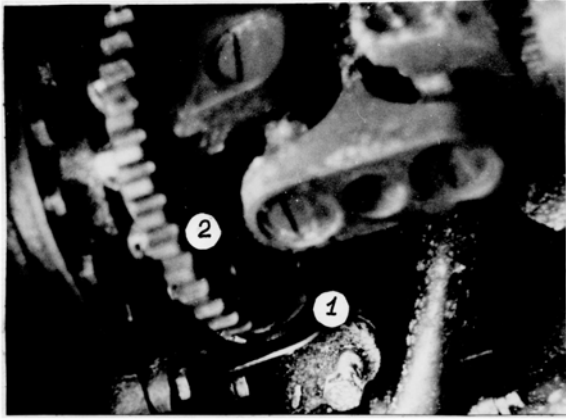


Рис.3.11. Установка
индукционного датчика.
1– датчик, 2– шестерня

В связи с тем, что статическая характеристика двигателя (см. рис. 3.9) существенно нелинейна, использовать известные аналитические методы определения постоянной времени практически невозможно. В данной работе использовался метод идентификации, основанный на получении характеристики разгона путем численного интегрирования

уравнений движения при различных значениях τ_{∂} с использованием реальной скоростной характеристики. В соответствии с принятыми допущениями процесс разгона двигателя при разомкнутом сцеплении описывается следующими уравнениями:

$$I_{\partial}^* \dot{M}_{\partial} \dot{\omega}_{\partial} = M_{\partial} \quad , \quad \tau_{\partial} \dot{M}_{\partial} + M_{\partial} = M_{\partial 0}$$

где I_{∂}^* – приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся частей силовой установки, M_{∂} – момент двигателя с учетом динамики регулятора, $M_{\partial 0}$ – момент двигателя по статической характеристике

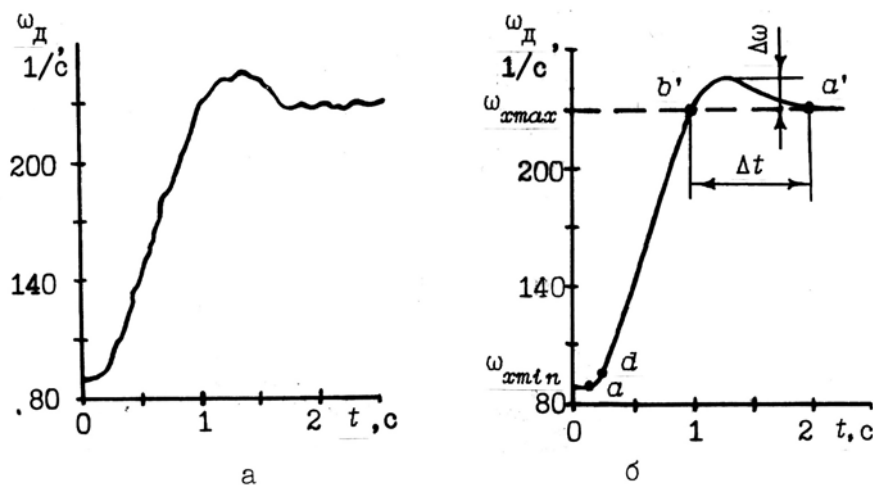


Рис. 3.12. Процесс разгона двигателя;
а– эксперимент, б– расчет

Для рассматриваемой машины по данным АО Уралтрак $I_{\delta}^* = 16,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Интегрирование уравнений осуществлялось методом Рунге–Кутты четвертого порядка. Начальные условия соответствовали работе двигателя на минимальных оборотах холостого хода. Статическая характеристика соответствовала максимальному нажатию на педаль акселератора ($B-B'-A'$ на рис. 3.9). Одна из зависимостей, полученная расчетным путем, изображена на рис. 3.12, б. Участок $a-d$ на этом графике соответствует переходу на внешнюю характеристику после резкого нажатия на педаль ($A-D$ на рис. 3.9), практически прямолинейный участок $d-b'$ – разгону на внешней характеристике ($D-B'$ на рис. 3.9), а выброс $b'-a'$ – переходу с внешней на регуляторную ветвь. Для различных значений τ_{δ} был выполнен ряд расчетов и определены параметры переходного процесса величина и длительность выброса $\Delta\omega$ и Δt , а также среднее угловое ускорение на участке $d-b'$. Анализ результатов показал, что величина ускорения практически не зависит от τ_{δ} и равна 162 1/с^2 . Ускорение на аналогичном участке экспериментальных зависимостей, усредненное по ряду измерений, равно 153 1/с^2 , т.е. отличается на 5,8%. Столь незначительное отличие, не превышающее погрешности использованных исходных данных, позволяет сделать вывод о том, что разгон двигателя в эксперименте действительно происходил при полной подаче топлива. Выполненные в широком интервале значений τ_{δ} расчетные исследования позволили выявить характерную закономерность, а именно – однозначную зависимость величины «заброса» $\Delta\omega$ от значения постоянной времени. Этот факт, очевидно, объясняется тем, что регулятор с большим значением τ_{δ} в большей мере запаздывает с уменьшением подачи топлива в момент достижения двигателем максимальных оборотов. Другие параметры переходного процесса, как установлено, практически не зависят от постоянной времени.

Таким образом, в качестве параметра идентификации предложено использовать величину $\Delta\omega$, как наиболее чувствительную к изменению параметра τ_{δ} . Применительно к рассматриваемому в данной работе двигателю

В-46 усредненное экспериментальное значение $\Delta\omega$ равно 13,3 1/с, чему при расчете соответствует величина $\tau_D = 0,16$ с. Результаты последующих расчетных исследований показали, что при моделировании движения машины по трассе изменение τ_D от 0 до 0,16 с. приводит к изменению СКО крутящего момента на ведущих колесах машины до 20%.

3.4. Дифференциальные уравнения движения. Реализация модели

На корпус машины действуют нагрузки со стороны подвесок и гусеничных лент. Поскольку эти нагрузки заданы в системе координат, связанной с корпусом машины, дифференциальные уравнения, описывающие движение центра тяжести O , включают производные от скоростей, заданных этой же подвижной системе координат:

$$\begin{aligned} m_k^* \ddot{x}_1 + m_k^* (\omega_\alpha \dot{y}_1 - \omega_g \dot{z}_1) &= \sum_{i=1}^2 (T_{pi} - T_{ci} - F_{ci}) - F_p, \\ m_k^* \ddot{y}_1 &= m_k^* (\omega_\beta \dot{z}_1 + \omega_\alpha \dot{x}_1) - F_{cy}, \\ m_k^* \ddot{z}_1 + m_k^* (\omega_g \dot{x}_1 + \omega_\beta \dot{y}_1) &= \sum_{i=1}^2 \left(\sum_{j=1}^n N_{i,j} - T_{ci} \sin \psi_c - T_{pi} \sin \psi_p \right) - m_k g, \end{aligned}$$

Угловые скорости системы координат, связанной с корпусом машины, описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} I_y \dot{\omega}_g + \omega_\alpha \omega_\beta (I_x - I_z) &= \sum_{i=1}^2 \left(\sum_{j=1}^n N_{i,j} l_j + T_{pi} (L_B \sin \psi_p - H_B \cos \psi_p + H_o) - \right. \\ &\quad \left. - T_{ci} (L_H \sin \psi_c - H_B \cos \psi_c + H_o) - F_{ci} H_o \right) + M_{cy}, \\ I_x \dot{\omega}_\beta + \omega_\alpha \omega_g (I_z - I_y) &= 0,5B \left(\sum_{j=1}^n (N_{1,j} - N_{2,j}) + \sin \psi_p (T_{p2} - T_{p1}) + \right. \\ &\quad \left. + \sin \psi_c (T_{c2} - T_{c1}) \right) - F_{cy} \cdot H_o, \\ I_z \dot{\omega}_\alpha + \omega_g \omega_\beta (I_y - I_x) &= 0,5B (T_{p1} - T_{p2} + T_{c2} - T_{c1} + F_{c2} - F_{c1}) - M_c; \end{aligned}$$

где m_k^* – масса корпуса и поступательно движущихся элементов системы поддрессоривания; I_x, I_y, I_z – моменты инерции корпуса относительно осей x, y, z ; H_o, H_B – высота над опорной поверхностью центра тяжести машины и оси

ведущего колеса; L_B, L_H – расстояние вдоль продольной оси от центра тяжести машины до осей ведущего и направляющего колес ; F_n – сила сопротивления подъему; и осями $x, y, z, \omega_\alpha, \omega_\vartheta, \omega_\beta$ – угловые скорости вращательного движения $\omega_\alpha, \omega_\vartheta, \omega_\beta$

При интегрировании уравнений движения значения скоростей $\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\vartheta}$ получают из значений $\omega_\alpha, \omega_\vartheta, \omega_\beta$ с помощью известных соотношений [120]. Уравнения движения остальных элементов:

Опорные катки:

движение без отрыва: $z_{ij} \equiv h_{ij}, \quad i = 1 \div 2, \quad j = 1 \div n;$

движение в отрыве: $m_{\text{ок}} \ddot{z}_{i,j} = -N_{i,j}, \quad j = 2 \div n - 1;$

$$m_{\text{ок}} \ddot{z}_{i,1} = -N_{i,1} + T_{ci} \sin \psi_c, \quad m_{\text{ок}} \ddot{z}_{i,n} = -N_{i,n} + T_{ci} \sin \psi_c.$$

Двигатель: $I_d \ddot{\varphi}_d = M_d - M_1, \quad \tau_d \dot{M}_d + M_d = M_{\text{до}}.$

Трансмиссия:

оба фрикциона разомкнуты или буксуют:

$$I_T \ddot{\varphi}_T = M_2 - M_{\phi 1} - M_{\phi 2}, \quad I_T \ddot{\varphi}_{ki} = u_i (M_{\phi i} - M_{Ti}) - M_{ki};$$

оба фрикциона полностью замкнуты:

$$(I_T + I_K (u_1^2 + u_2^2)) \ddot{\varphi}_m = M_2 - \sum_{i=1}^2 (M_{Ti} + M_{ki} / u_i), \quad \dot{\varphi}_{ki} = \dot{\varphi}_T / u_i, \quad i = 1 \div 2;$$

замкнут i -й фрикцион, l -й буксует:

$$(I_T + I_K u_i^2) \ddot{\varphi}_T = M_2 - M_{\phi l} - M_{ki} / u_i - M_{Ti},$$

$$I_K \ddot{\varphi}_{kl} = u_l (M_{\phi l} - M_{Tl}) - M_{kl}; \quad \dot{\varphi}_{ki} = \dot{\varphi}_T / u_i, \quad i = 1 \div 2; \quad l = 3 - i;$$

где I_T – момент инерции трансмиссии; I_K – момент инерции ведущего колеса и части трансмиссии; $u_i M_{\phi i} M_{Ti}$ – передаточное отношение, моменты тормоза и фрикциона коробки передач i – го борта. В процессе интегрирования уравнений движения осуществляется проверка момента, передаваемого замкнутыми фрикционными элементами, и скорости относительного проскальзывания

незамкнутых фрикционных элементов. В необходимых случаях производится корректировка структуры модели.

Для расчета нагрузок, действующих на активный участок со стороны грунта, используются значения обобщенных координат математической модели машины, а также скорости проскальзывания опорных поверхностей относительно грунта $v_{pi}(t)$, $i=1, 2$.

Алгоритм интегрирования уравнений движения

При интегрировании уравнений движения использован алгоритм, в соответствии с которым каждый шаг по времени разбивается на два этапа.

На первом этапе производится интегрирование приведенных выше дифференциальных уравнений движения совместно с уравнением динамики регулятора (3.3). При этом натяжения ветвей T_{pi} , T_{ci} (рисунок 3.1.) рассчитывают по приведенным выше формулам. Силу F_c и момент сопротивления M_c , а также скорости проскальзывания опорных поверхностей относительно грунта $v_{pi}(t)$ считают постоянными. Одновременно определяется величина Δx_i , как результат интегрирования дифференциального уравнения:

$$\dot{\Delta x}_i = \dot{x} + 0,5B(-1)^{i+1} \dot{\alpha} - V_{pi}; \quad (3.4)$$

где B – ширина колеи машины. Значение Δx_i входит в выражение для определения удлинения ветвей гусениц (3.1) и определяет деформации, обусловленные проскальзыванием относительно грунта. На втором этапе производится расчет скорости проскальзывания v_{pi} , а также сил, действующих на опорную поверхность гусеницы. Для этого рассматривают равновесие каждого гусеничного обвода (рисунок 3.13).

$$T_{pi} - T_{ci} = \sum_{j=1}^n F_{xij}(v_{pi}). \quad (3.5)$$

Натяжения ветвей определяются вычисленными на первом шаге значениями обобщенных координат модели, а величины $F_{xij}(v_{pi})$ зависят от обобщенных координат и от скорости проскальзывания v_{pi} . Таким образом, эта величина

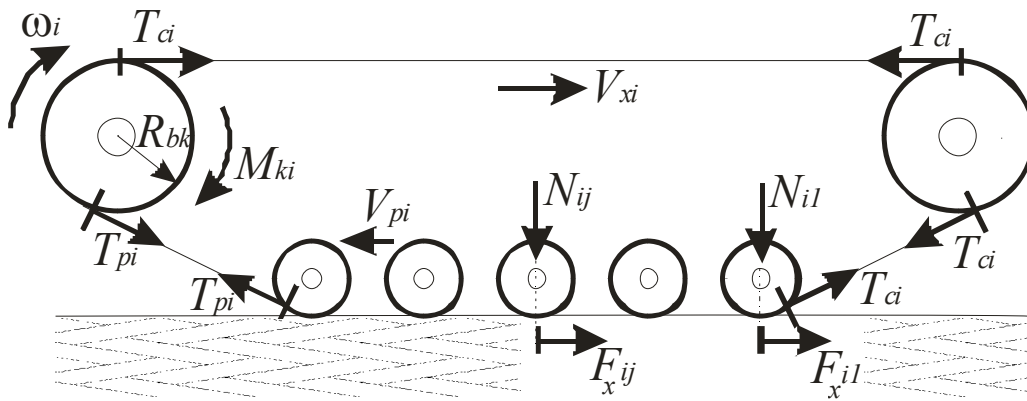


Рис. 3.13. Нагрузки, действующие в гусеничном обводе

может быть найдена из решения нелинейного уравнения (3.5). Затем определяют поперечные составляющие сил и по ним – величины F_c и M_c . Полученные значения используют на следующем шаге интегрирования. В случае, если значение $T_{pi} - T_{ci}$ превышает $\sum_{j=1}^n F_{xij}(v_{pi})$ даже при максимальных значениях всех сил $F_{xij}(v_{pi})$ (случай полного проскальзывания), на этом же этапе производится коррекция значения Δx_i , а следовательно, и натяжения ветвей.

Интегрирование уравнений осуществляется численно, методом Рунге–Кутта 4 порядка [124], с помощью специально разработанного пакета программ [174]. Программа предусматривает ввод инерционных, упругих и демпфирующих характеристик элементов, входящих в математическую модель машины, характеристик двигателя, гидротрансформатора, микропрофиля трассы и программы управляющих воздействий. Характеристики нелинейных элементов, а также случайный микропрофиль трассы задаются таблично. Полученные в результате расчетов процессы изменения обобщенных координат выводятся в файл для последующей обработки. Оценка точности результатов и выбор шага интегрирования осуществляется по известным методикам [124]. С помощью программы выполнена серия расчетных исследований, результаты которых представлены в следующих главах.

4. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГУСЕНИЦЫ С ГРУНТОМ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ МАШИНЫ

Использованное в математической модели гусеничной машины описание взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом требует использования зависимостей, связывающих нагрузки, действующие на активный участок, с его перемещением относительно поверхности грунта. Как было показано в обзоре литературы, для получения таких зависимостей могут быть использованы различные подходы, в частности, законы трения, экспериментальные зависимости или выражения, полученные на основе эмпирических соотношений, связывающих деформации грунта с действующими на него нагрузками. Перечисленные подходы имеют ряд недостатков. Использование законов трения не учитывает взаимодействие грунта с боковой поверхностью траков и адекватно описывает только движение машины по твердой поверхности; получение экспериментальных зависимостей требует проведения трудоемких экспериментов. Получение зависимостей «сила– перемещение» на основе эмпирических соотношений, например, формулы Кацыгина, требует существенных упрощений при описании формы опорной поверхности трака и не учитывает особенности деформирования грунта при сложном напряженном состоянии, в условиях одновременного погружения трака и его проскальзывания в поперечном направлении. В связи с отмеченным наиболее перспективным является использование метода конечных элементов, позволяющего проводить расчеты с использованием объемных моделей трака и грунтового массива [4]. В данной работе для таких расчетов, сопровождающихся большими перемещениями, неупругим деформированием и разрушением грунта использован пакет программ LS–DYNA [234].

4.1. Моделирование грунта в пакете программ LS-DYNA

В данной работе для моделирования грунта использовалась модель материала FHWA-SOIL (*MAT_147) [234]. Рассмотрим основные характеристики, используемые в этой модели:

1. *Плотность грунта* – это отношение его массы (включая массу воды в его порах) к занимаемому этим грунтом объему. Для глинистых грунтов колеблется в пределах $1,4 - 2,2 \text{ г/см}^3$.

2. *Плотность твердых частиц грунта* – отношение массы скелета к занимаемому объему. Для глинистых грунтов колеблется в пределах $2,5 - 2,8 \text{ г/см}^3$

3. *Модуль объемной деформации K* . Определяется по формуле

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)},$$

где E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона.

4. *Модуль сдвига G* . Определяется по формуле

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)},$$

5. *Коэффициент Пуассона ν* , принимаемый для глинистых грунтов равным $0,3 - 0,4$.

6. *Число пластичности*. Глинистые грунты, в зависимости от влажности, могут занимать положение между текучими, пластичными и твердыми телами. Разность между влажностями на границе текучести и на границе раскатывания называется *числом пластичности* (J_p). Глинистые грунты, в зависимости от числа пластичности, подразделяются на супеси ($0,01 \leq J_p < 0,07$), суглинки ($0,07 \leq J_p \leq 0,17$) и глины ($0,17 < J_p$).

7. *Сопротивление грунтов сдвигу* оценивается показателем, который называется *предельным сопротивлением сдвигу τ* . Сопротивление сдвигу в несвязных (песчаных и крупнообломочных) грунтах возникает в основном в результате трения между перемещающимися частицами и зацепления их друг за друга. Процесс разрушения глинистых (связных) грунтов

значительно сложнее, чем песчаных или крупнообломочных. Тогда сопротивление сдвигу в связных грунтах складывается из сил трения частиц и сил сцепления между ними.

8. *Удельное сцепление и угол внутреннего трения.* Сцепление – это сопротивление структурных связей глинистых грунтов всякому перемещению частиц. Для связных грунтов имеет место зависимость (закон Кулона):

$$\tau = \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi + c,$$

где $\operatorname{tg} \varphi$ – коэффициент внутреннего трения, характеризующий трение грунта о грунт; φ – угол внутреннего трения; c – удельное сцепление, которое характеризует связность грунта.

Уравнение поверхности текучести в модели Друкера-Прагера (DP) имеет вид

$$F = T + 3\beta_y \sigma_m - \sigma_y = 0,$$

где T – интенсивность касательных напряжений; σ_m – среднее напряжение; β_y , σ_y – параметры модели.

Параметры модели определяют по результатам испытаний образцов на трехосное сжатие [55], при этом определяют экспериментальные значения для двух точек, лежащих на поверхности текучести (σ_{m1}, T_1) и (σ_{m2}, T_2) . Подставляя данные значения в уравнение поверхности текучести и решая полученную систему относительно неизвестных параметров, получим следующие выражения:

$$\beta_y = -\frac{1}{3} \frac{T_2 - T_1}{\sigma_{m2} - \sigma_{m1}}; \quad \sigma_y = T_1 + 3\beta \sigma_{m1}.$$

Параметры Мора- Кулона (c , φ) могут быть найдены по значениям β_y , σ_y с использованием следующих соотношений:

$$\beta_y = \frac{2 \sin(\varphi)}{\sqrt{3(3 - \sin(\varphi))}}; \quad \sigma_y = \frac{6c \cos(\varphi)}{\sqrt{3(3 - \sin(\varphi))}}.$$

Угол дилатации ϕ' также может быть определен по результатам испытаний образцов грунта на трехосное сжатие. При этом сначала определяют параметр β' :

$$\beta' = \frac{1}{3} \operatorname{tg} \left(a \sin \left(\frac{\varepsilon_x^p + \varepsilon_y^p + \varepsilon_z^p}{\sqrt{3 \left((\varepsilon_x^p)^2 + (\varepsilon_y^p)^2 + (\varepsilon_z^p)^2 \right)}} \right) \right).$$

По определенному значению β' угол дилатации ϕ' может быть определен численно или графически из выражения:

$$\beta' = \frac{2 \sin(\phi')}{\sqrt{3(3 - \sin(\phi'))}}.$$

Поверхность текучести по модели Друкера–Прагера является правильным конусом (рис. 4.1.). На этом же рисунке показана поверхность текучести Мора–Кулона.

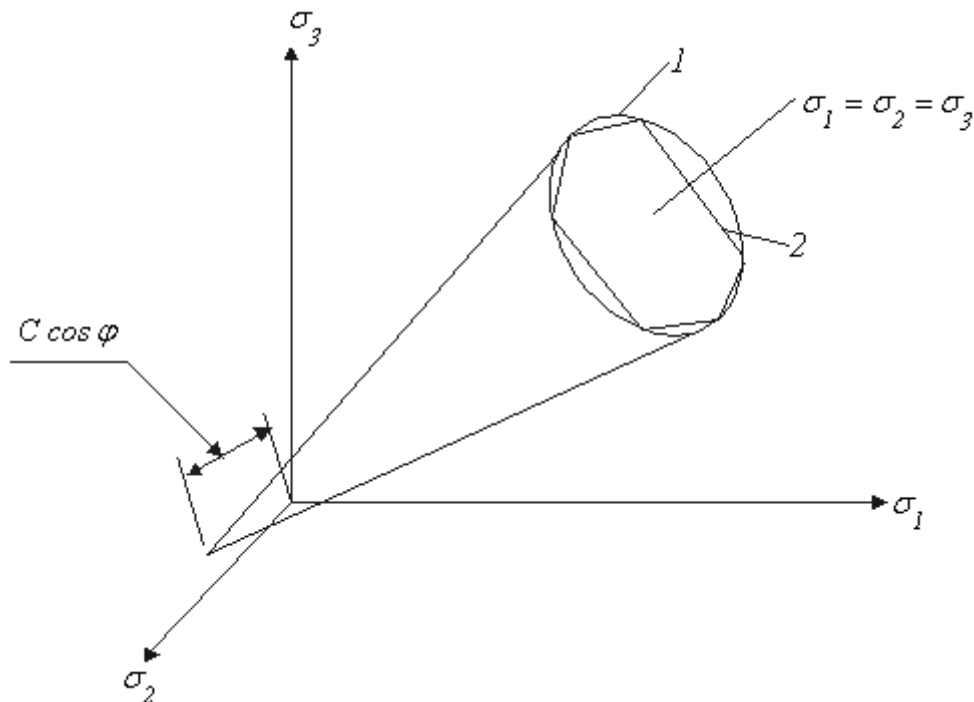


Рисунок 4.1. Поверхности текучести Друкера–Прагера (1) и Мора–Кулона (2)

Таким образом, необходимые для расчетов параметры наиболее точно могут быть определены по результатам испытаний образцов грунта [55]. В

связи с большой трудоемкостью подобных экспериментов в некоторых случаях можно использовать данные, приводимые в литературе. В частности, в приложении к СНиП 2.02.01–83 [186] представлены таблицы значений удельного сцепления c , угла внутреннего трения φ и модуля деформации E для песчаных и глинистых грунтов различной влажности.

4.2. Определение параметров модели грунта. Тестовые расчеты

В данной диссертационной работе расчетные исследования динамики гусеничных машин проводились для случая движения по грунтам трех типов: супесь (слежавшаяся пахота), суглинок средний (стерня зерновых) и глина (целина). Параметры модели материала для этих случаев были определены по литературным данным, основные характеристики представлены в табл. 4.1.

С целью проверки правильности выбранных значений использовался численный эксперимент, в ходе которого воспроизводили процесс погружения штампа в грунт. Полученные зависимости контактного усилия между грунтом и штампом от глубины погружения сравнивали с зависимостью, полученной по формуле Кацыгина.

Расчетная схема штампа с грунтом приведена на рис. 4.2. Радиус штампа 5 см, размеры массива грунта 30x30x15 см, глубина погружения 5 см. При таких размерах штампа и емкости с грунтом влияние эффектов дна и стенок не проявляется. В силу симметрии задачи рассматриваем одну четверть штампа и емкости с грунтом. В данном расчете при погружении штампа было использовано перестроение сетки грунта (подход Эйлера–Лагранжа).

Пример деформированного состояния грунта после погружения штампа показан на рис. 4.2. На рис. 4.3. сопоставлены экспериментальные зависимости нормальной силы от глубины погружения, полученные по формуле В.В. Кацыгина, и соответствующие им зависимости, полученные из численного эксперимента для рассматриваемых грунтов. Анализ представленных результатов подтверждает их соответствие. Следует отметить, что на этом, а также на последующих графиках расчетные зависимости включают

погрешности в виде «шума», появление которых вызвано особенностями алгоритма расчета в пакете LSDYNA.

Таблица 4.1.

Основные параметры грунта FHWA-SOIL (*MAT_147).

Грунт Параметры	Супесь	Суглинок	Глина
Плотность, г/см ³	2,082	1,9	1,77
Плотность твердых частиц, г/см ³	2,8	2,67	2,55
Модуль объемной деформации, МПа	5,833	10,55	15,55
Модуль сдвига, МПа	2,692	4,903	6,185
Модуль упругости, МПа	7,0	12,7	16,4
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3	0,32
Удельное сцепление, КПа	1,0	3,0	18
Угол внутреннего трения, рад.	0,555	0,506	0,262
Число пластичности	0,06	0,15	0,18

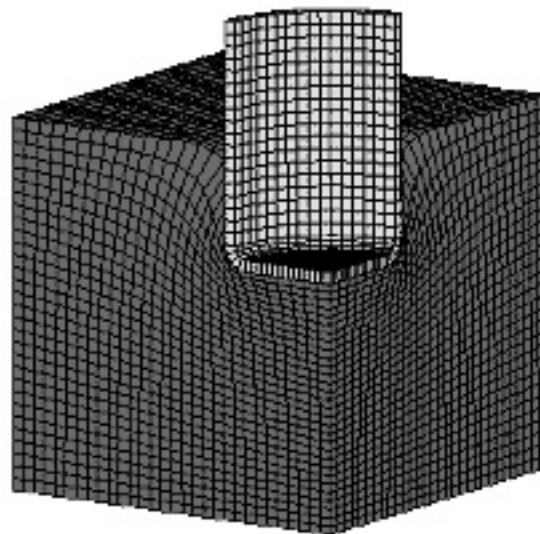


Рис. 4.2. Деформированное состояние грунта

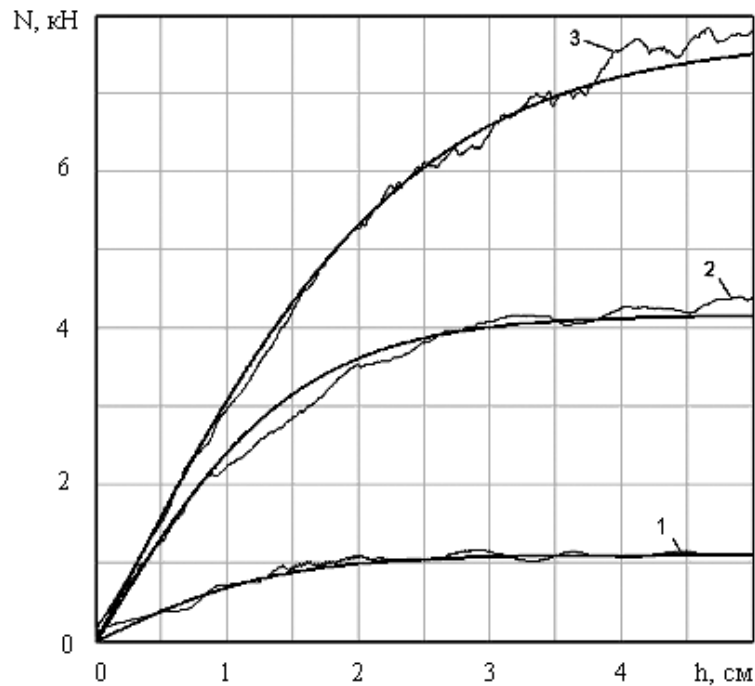


Рис.4.3. Зависимости нормальной силы от глубины погружения штампа.
1 – супесь; 2 – суглинок; 3 – глина;

4.3. Расчетные исследования взаимодействия трака с грунтом

Расчетные исследования взаимодействия трака с грунтом выполнялись на примере трака гусеничной машины класса 14 тонн (БМП–2). Для исследования влияния высоты грунтозацепов и формы опорной поверхности трака на силы, возникающие при взаимодействии с грунтом, выполнена серия расчетов, предусматривавших погружение трака в грунт и его последующий сдвиг. При этом варьировался тип грунта, величина нормальной силы, направление сдвига.

Процесс нагружения включал две фазы. На первом этапе трак погружался в грунт на глубину, соответствующую определенному значению нормальной силы. На втором этапе трак сдвигался в поперечном направлении, а также под разными углами, при этом нормальная сила поддерживается постоянной.

Вид деформированного состояния грунта после погружения и продольного сдвига трака изображен на рис. 4.5. На рис. 4.6– 4.8 представлены зависимости сдвигающей силы от смещения для сдвига трака в поперечном направлении для различных значений нормальной силы, различных видов грунта и различной высоты грунтозацепов.

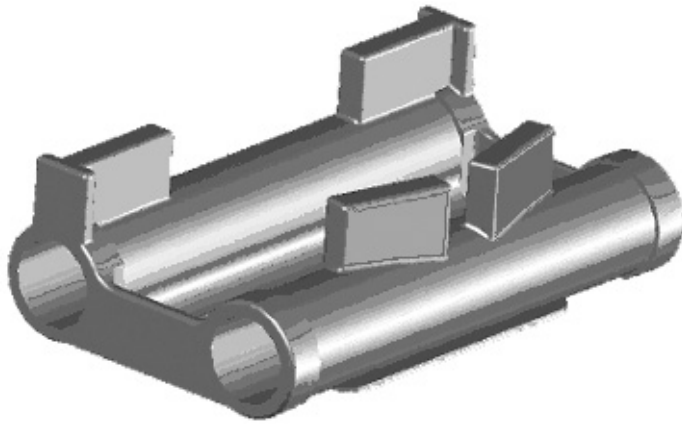


Рис. 4.4. Трак гусеничной машины класса 14 тонн

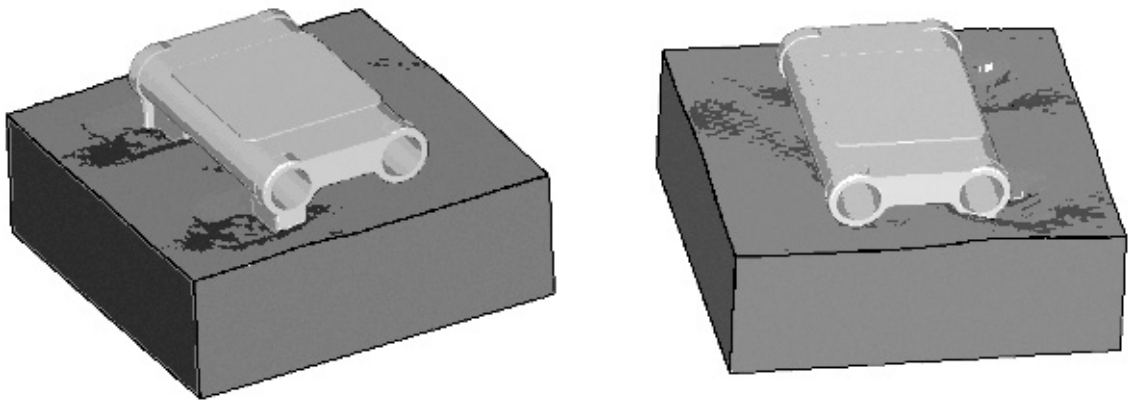


Рис.4.5. Деформированное состояние грунта при разной глубине погружения трака

Анализ представленных данных показывает, что использование конечноэлементного расчета позволяет учесть влияние перечисленных факторов на зависимости «сила– перемещение». Влияние уменьшения вдвое высоты грунтозацепов оказалось незначительным. Этот результат объясняется тем, что при данной величине нормальной силы стандартный трак погружается в грунт примерно на половину высоты грунтозацепов.

Рассмотрим влияние направления сдвига на величину сдвигающей нагрузки. На рис. 4.9 изображен трак и использованная система координат. На рис. 4.10. показаны зависимости сдвигающей силы от поперечного смещения для стандартного трака ($N = 10\text{кН}$, грунт – суглинок) и различных значениях угла φ .

На рисунке 4.11. показаны зависимости боковой силы от бокового смещения для трака с полностью изношенными грунтозацепами при различных значениях угла φ ($N = 10\text{кН}$, грунт – супесь). Для среднего грунта (суглинок) и твердого (глина) получившаяся зависимость боковой силы от бокового смещения для такого трака не зависит от угла φ ; этот случай описывается моделью сухого трения.

Анализ полученных зависимостей показал, что они хорошо аппроксимируются функцией вида:

$$F_{\text{БОК}}(s, N, \varphi) = \left(\frac{N}{10^4} \right)^{m(\varphi)} \cdot F_{\text{max}}(\varphi) \cdot [1 - \exp(-c(\varphi) \cdot s)],$$

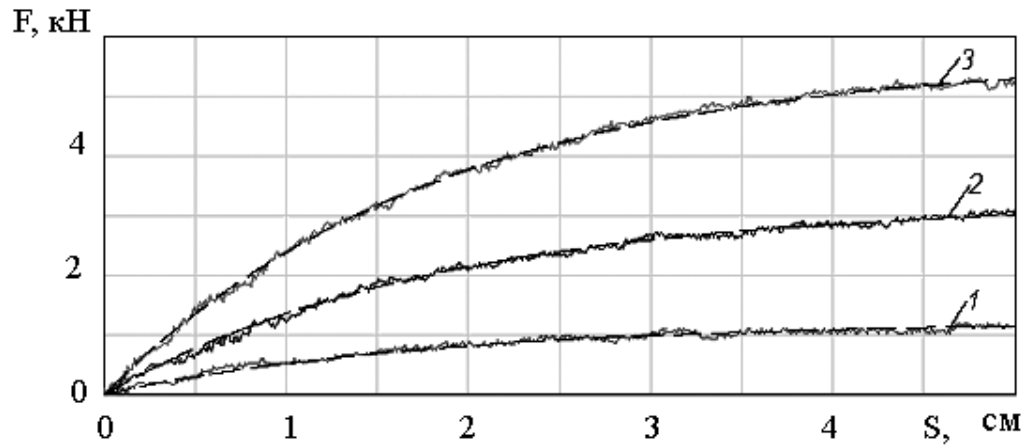
где $F_{\text{БОК}}$ – боковая сила, действующая на трак, Н;

s – боковое смещение трака, м;

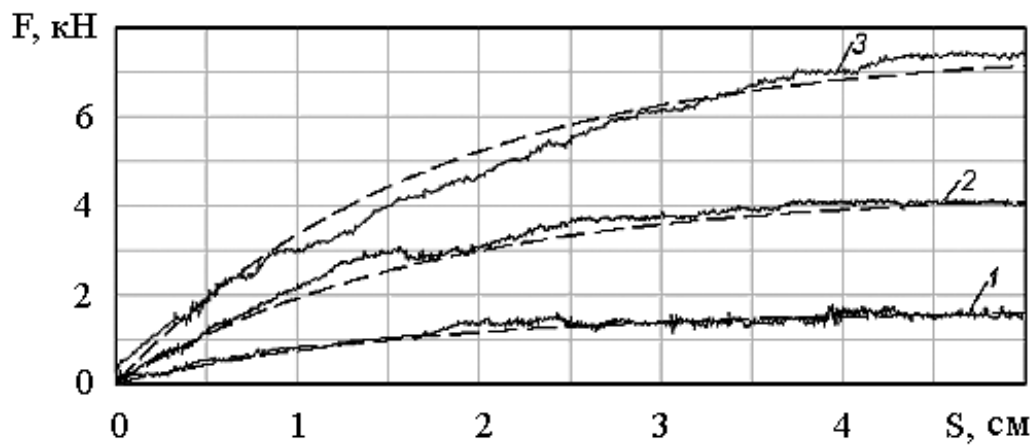
N – нормальная сила, действующая на трак, Н;

$m(\varphi)$, $c(\varphi)$ – константы, определяемые методом наименьших квадратов,

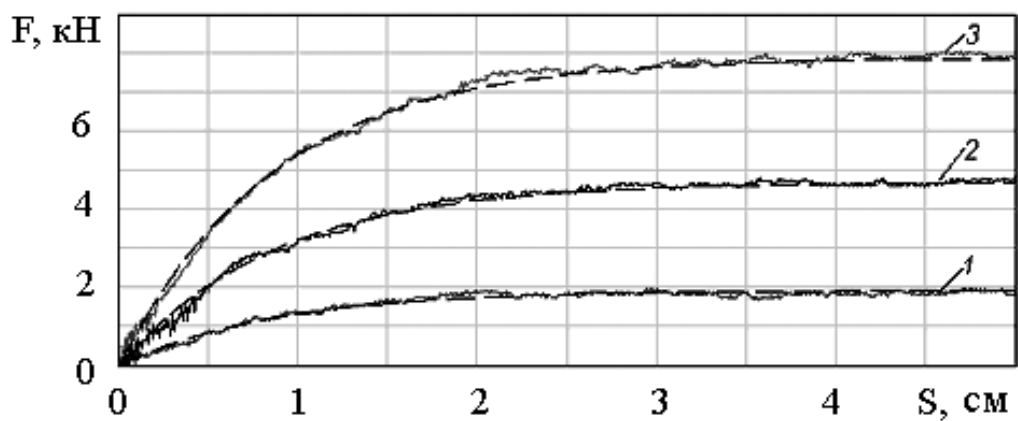
φ – угол, отсчитываемый от оси ОХ, определяющий направление бокового смещения трака.



а) Супесь



б) Суглинок



в) Глина

Рис. 4.6. Зависимости сдвигающей силы от смещения трака.
 1) $N = 5000$ Н; 2) $N = 10000$ Н; 3) $N = 15000$ Н

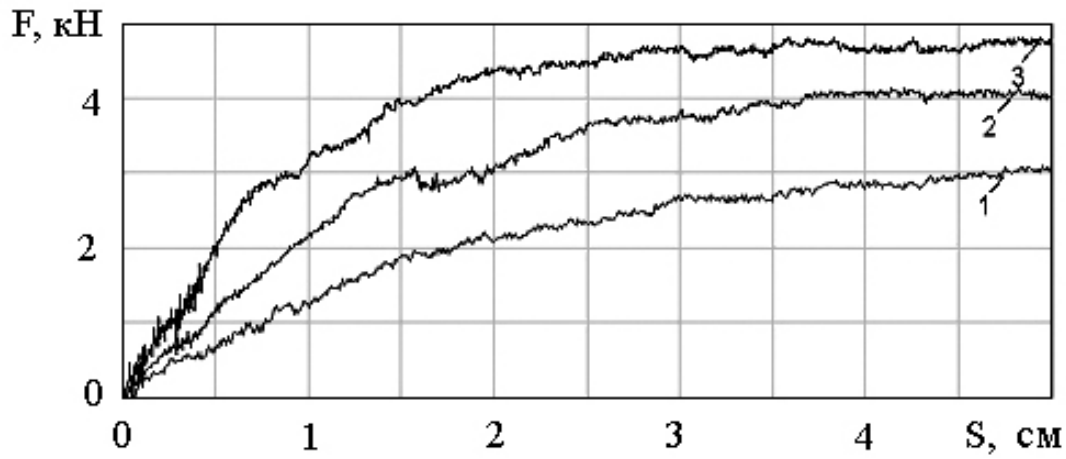


Рис. 4.7. Зависимости боковой силы от бокового смещения трака.
1 – супесь, 2 – суглинок, 3 – глина, целина, $N=10\text{кН}$

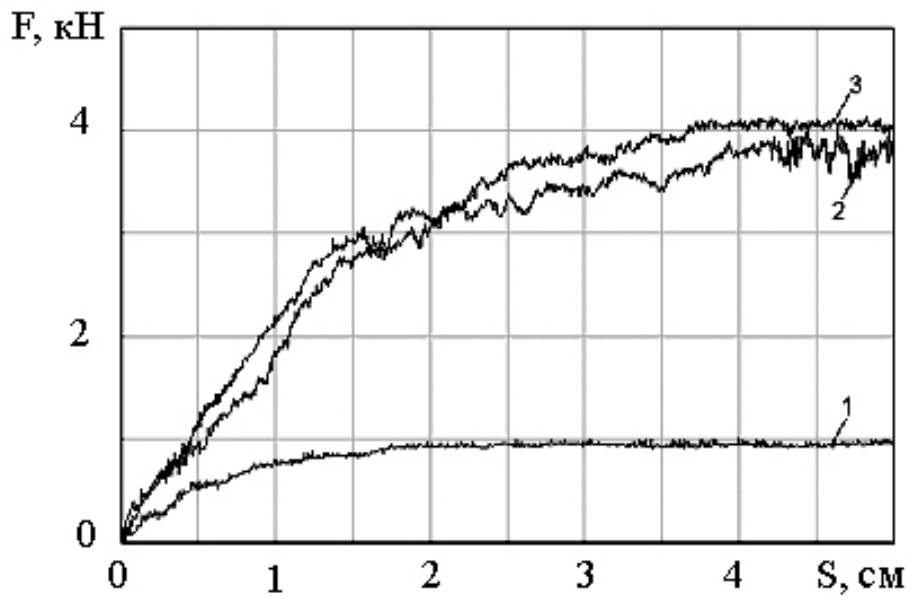


Рис. 4.8. Зависимости боковой силы от бокового смещения трака при $N=10\text{кН}$ (грунт – суглинок) 1 – трак с полностью изношенными грунтозацепами; 2 – трак с наполовину изношенными грунтозацепами ; 3 – стандартный трак

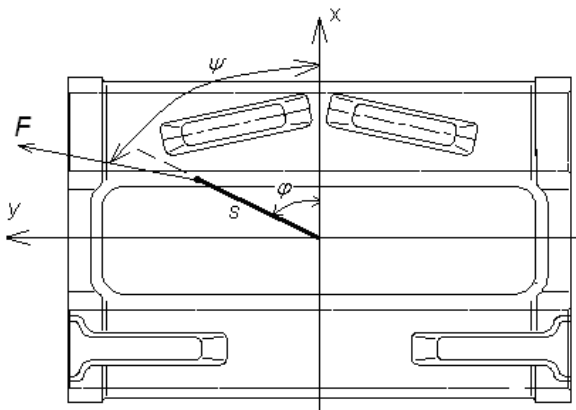


Рис. 4.9. Трак и система координат

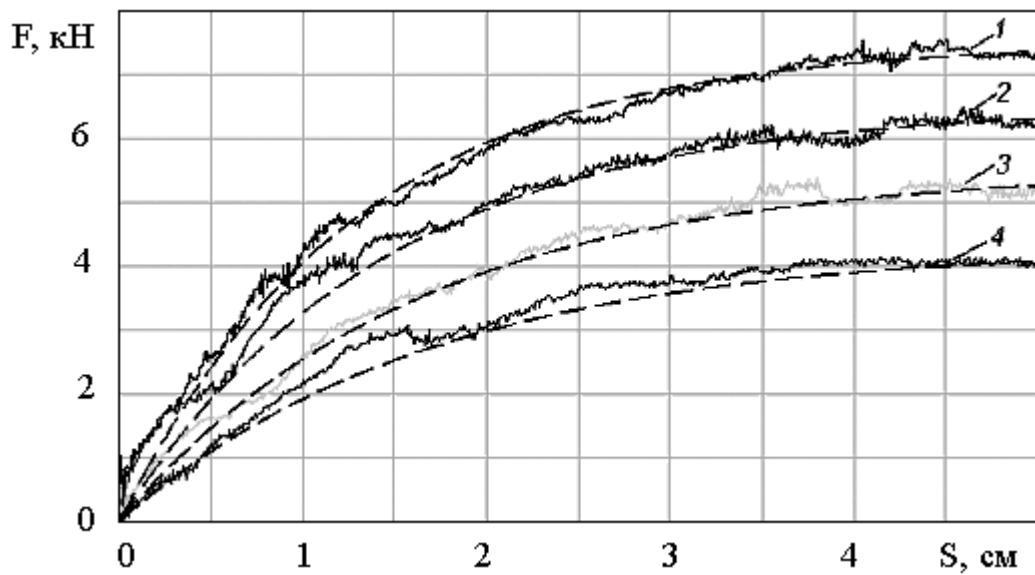


Рис. 4.10. Зависимости сдвигающей силы от смещения
(1– $\varphi = 0^{\circ}$; 2– $\varphi = 30^{\circ}$; 3– $\varphi = 60^{\circ}$; 4– $\varphi = 90^{\circ}$)

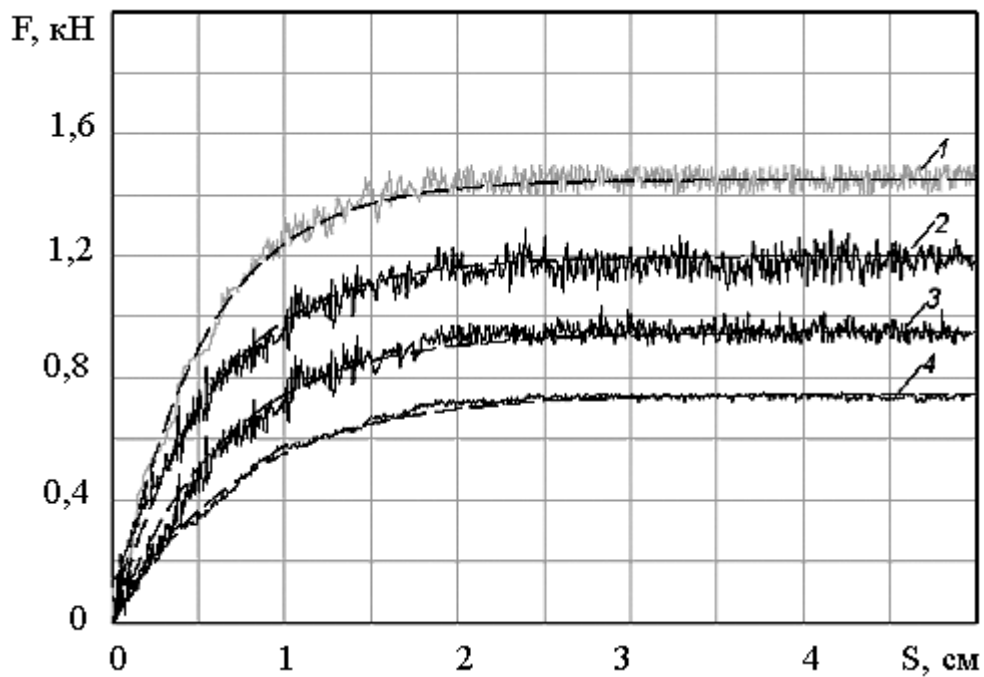


Рис. 4.11. Зависимости сдвигающей силы от смещения для трака с изношенными грунтозацепами. 1) $\varphi = 0^{\circ}$; 2) $\varphi = 30^{\circ}$; 3) $\varphi = 60^{\circ}$; 4) $\varphi = 90^{\circ}$;

На приведенных выше рисунках аппроксимирующие зависимости показаны штриховой линией.

В таблице 4.1. приведены параметры аппроксимирующих функций для рассматриваемых грунтов при разных направлениях сдвига.

Таблица 4.1.

Грунт	φ , град	$m(\varphi)$	$c(\varphi)$	$F_{\max}(\varphi)$
Супесь	90	1,4	55	3200
	60	1,28	58	3600
	30	1,15	61	3900
	0	1,1	65	4200
Суглинок средний	90	1,38	59	4300
	60	1,15	62	5500
	30	1,02	70	6500
	0	0,9	78	7500
Глина	90	1,28	116	4700
	60	1,18	121	5700
	30	1,09	126	6700
	0	1,01	132	7700

При сдвиге трака на величину s , направленной под углом φ к оси ОХ на него со стороны грунта действует сила, направленная под углом ψ , который в общем случае не равен углу φ (рис. 4.9).

Зависимости $\psi(\varphi)$, $m(\varphi)$, $c(\varphi)$, $F_{\max}(\varphi)$ можно представить в виде следующих многочленов:

$$\psi(\varphi) = c_1 + c_2\varphi + c_3\varphi^2 + c_4\varphi^3, \quad m(\varphi) = n_1 + n_2\varphi + n_3\varphi^2 + n_4\varphi^3,$$

$$c(\varphi) = k_1 + k_2\varphi + k_3\varphi^2 + k_4\varphi^3, \quad F_{\max}(\varphi) = a_1 + a_2\varphi + a_3\varphi^2 + a_4\varphi^3.$$

На рисунке 4.12. показана зависимость $\psi(\varphi)$ для стандартного трака; на рис. 4.13. изображены зависимости продольной составляющей нагрузки от поперечной при сдвиге трака в различных направлениях (стандартный трак, $N = 10\text{кН}$). Направление сдвига отмечено пунктирной линией. Эти результаты показывают, что в общем случае направление силы взаимодействия трака с грунтом не совпадает с направлением перемещения. По мере сдвига трака угол между направлением силы и перемещением изменяется. При перемещении трака в активном участке опорной ветви машины, движущейся по криволинейной траектории, трак одновременно с перемещением по опорной поверхности поворачивается на некоторый угол. Расчеты показали что такой

поворот обычно не превышает 5° , и его влиянием на нагрузки, возникающие в контакте, можно пренебречь.

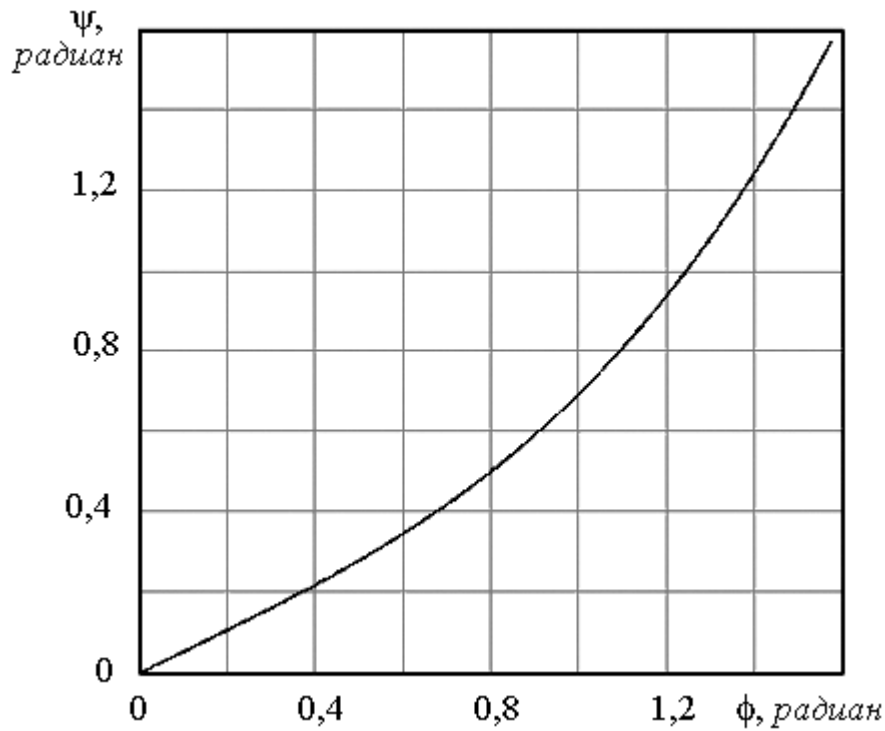


Рис.4.12. Зависимость направления силы от направления сдвига

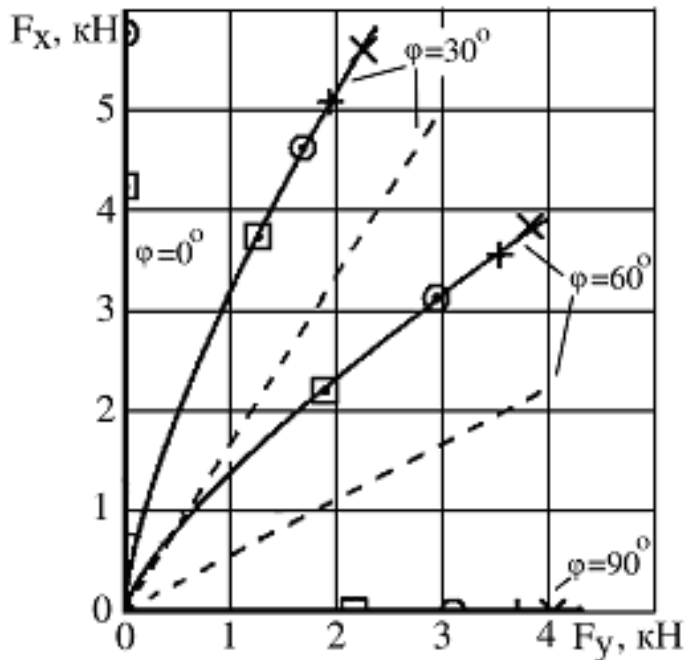


Рис. 4.13. Результирующая сила при разных направлениях сдвига

- | | | | | | |
|---|-------------------|---|-------------------|-------|-----------------------|
| □ | — $\Delta=0,01$ м | + | — $\Delta=0,03$ м | — | годограф вектора силы |
| ○ | — $\Delta=0,02$ м | × | — $\Delta=0,04$ м | - - - | направление смещения |

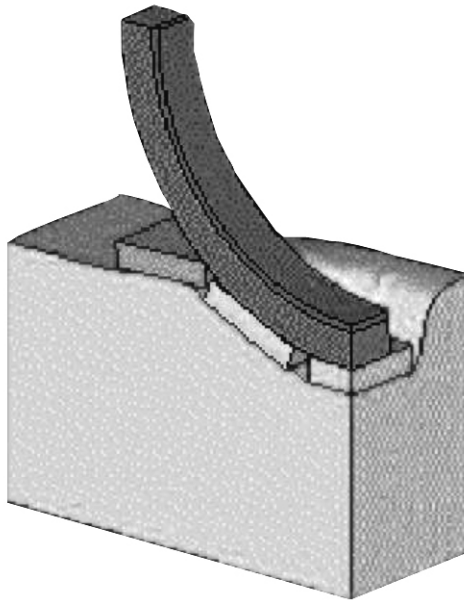


Рис. 4.14. Деформированное состояние грунта в активном участке под опорным катком. Траки нагружались опорным катком, имеющим резиновый обод. В ходе расчетов опорный каток перемещался вертикально вниз на глубину, соответствующую нормальной силе, примерно вдвое превышающей статическую нагрузку. Деформированное состояние системы после приложения нормальной нагрузки на каток представлено на рис. 4.14.

Анализ результатов расчетов показал, что практически вся нагрузка распределяется между тремя траками. Нагрузка, приходящаяся на средний трак (F_1) нелинейно зависит от катковой нагрузки (N). Зависимость $F_1(N)$ и хорошо аппроксимируется степенной функцией:

$$F_1(N) = N - d \left(\frac{N}{10^4} \right)^\beta.$$

Значения параметров аппроксимирующей функции для различных грунтов представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2.

Грунт	d, H	β
Супесь	5700	1,9
Суглинок средний	2400	3,9
Глина	0	0

В случае жесткого грунта практически всю нагрузку воспринимает средний трак. Аппроксимация зависимости нагрузки на средний трак от нагрузки на опорный каток для разных типов грунта показана на рисунке 4.15.

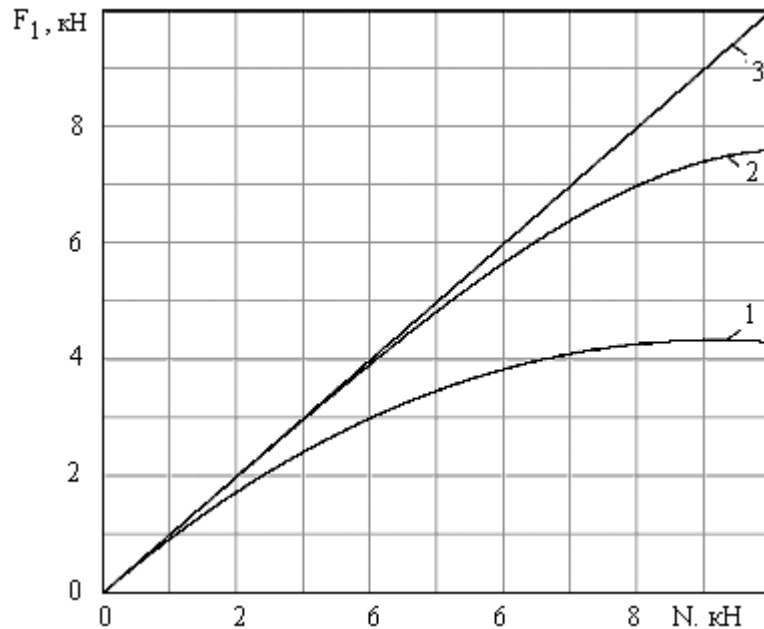


Рис. 4.15. Зависимости нагрузки на первый трак от нагрузки на каток (1 – супесь, 2 – суглинок, 3 – глина)

Полученные зависимости были использованы при математическом моделировании движения машины для расчета нагрузок, действующих на траки, находящиеся в активных участках опорной ветви гусеницы.

5. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФУНКЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПО ТРУДНОПРОХОДИМОЙ МЕСТНОСТИ

Быстроходные гусеничные машины предназначены для эксплуатации на необустроенной местности, при этом дорожные условия на различных фрагментах трассы могут существенно различаться. Отмеченная особенность приводит к тому, что в процессе движения водитель вынужден непрерывно изменять скорость машины, приводя ее в соответствие с текущими дорожными условиями [44, 170].

Необходимость учета вариации скорости движения машины по трассе подтверждают экспериментальные и расчетные исследования. Например, расчетные среднеквадратические отклонения катковой нагрузки, полученные для средней скорости движения по трассе, почти в 1,5 раза превышают аналогичные экспериментальные значения, соответствующие режиму естественного вождения гусеничной машины. Такое отличие может привести к принципиальной ошибке в оценке долговечности. Следует также отметить, что при переменной скорости движения кинематическое воздействие на ходовую систему машины со стороны трассы приобретает нестационарный характер.

В связи с отмеченной особенностью в математическую модель гусеничной машины включена подсистема, определяющая функцию изменения скорости движения машины на трассе и задающая управляющие воздействия на элементы, описывающие двигатель, трансмиссию и механизм поворота [7]. В данной главе описывается алгоритм выбора скорости, а также его реализация на примере машин класса 14 тонн (БМП–2) и 40 тонн (Т–72).

5.1. Алгоритм определения функции изменения скорости движения

Предлагаемый подход основан на представлении о том, что благодаря управляющим воздействиям человека– оператора функция изменения скорости приводится в соответствие с дорожной обстановкой (ситуацией) при условии

минимума времени, затрачиваемого на преодоление характерных участков местности [38]. Система традиционно учитываемых ограничений скорости включает [170]:

– ограничения по пиковому значению при преодолении больших одиночных неровностей и по величине среднеквадратического отклонения вертикального ускорения на месте водителя при движении по трассе;

– ограничение по заносу машины при прохождении криволинейных участков трассы;

– ограничение по тяговой динамике, определяемое тяговой характеристикой силовой установки;

– ограничение, связанное с возможностью осуществления операций наблюдения и оценивания дорожной ситуации.

Рассмотрим методику определения скорости по каждому из перечисленных параметров

Ограничение скорости по пиковому значению ускорения на месте водителя при преодолении больших одиночных неровностей

В качестве одиночного препятствия на участке трассы с микропрофилем определенного типа предлагается выделять неровности, переезд которых требует дополнительного снижения скорости. При этом, в соответствии с отраслевыми нормативами, максимальное значение вертикального ускорения на месте водителя не должно превышать $3g$. Значения максимальной скорости, на которой рассматриваемая машина может преодолевать одиночные препятствия в виде выпуклости или впадины различных размеров можно определить путем расчетных исследований.

Результаты расчетов для машины класса 14 тонн представлены на рис. 5.1. Анализ полученных результатов позволил выявить ряд закономерностей. Для уменьшения перегрузок при преодолении неровностей типа "выступ" длиной L и высотой H скорость движения машины необходимо снижать всегда;

при этом наименьшая скорость требуется для переезда высоких и коротких неровностей

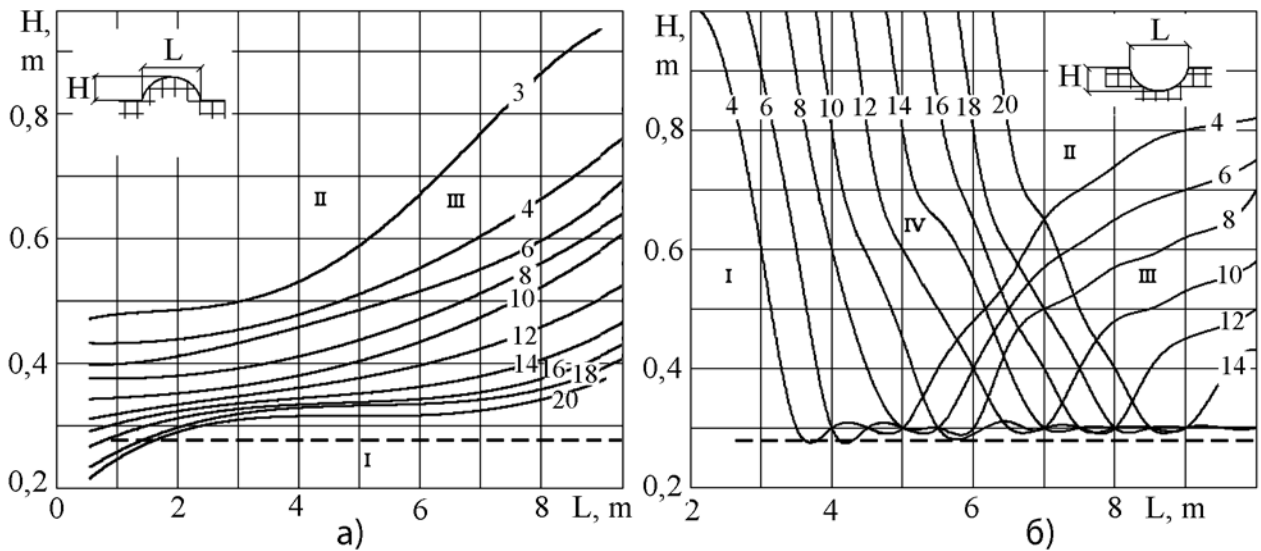


Рис. 5.1. Ограничения скорости (м/с) при преодолении одиночных препятствий (машина класса 14 тонн)

(рис. 1, а). Неровности типа "впадина" длиной L и глубиной H могут преодолеваться двумя различными способами: на большой скорости, когда машина "перепрыгивает" препятствие, и на малой скорости— путем "переползания". В связи с этим на рис. 1, б выделены четыре зоны сочетания параметров L и H : в зоне I неровности могут преодолеваться на любой скорости; в зоне IV скорость должна быть выше указанного на рисунке значения; в зоне III скорость должна быть ниже указанной; преодоление препятствий из зоны II на любой скорости вызывает недопустимые перегрузки. Как видно из рисунка, зоны III и IV перекрываются; здесь скорость должна быть либо меньше одного значения, либо больше другого. В последнем случае при реализации методики методом статистических испытаний одно из двух значений скорости можно задавать случайным образом, имитируя случайные ошибки в работе водителя. Аналогичные данные для машины класса 40 тонн представлены на рис. 5.2.

Ограничение скорости по величине среднеквадратического отклонения вертикального ускорения на месте водителя

Для участков местности, не содержащих одиночных препятствий, микропрофиль обычно описывается стационарными случайными функциями. При описании трассы полигона микропрофили ее участков относят к одному из пяти типов. Участки с микропрофилем I типа являются практически ровной дорогой, а с микропрофилем V типа – имеют наиболее крупные неровности. Фрагменты микропрофилей трасс пяти типов, рассматриваемые в диссертационной работе, приведены во второй главе.

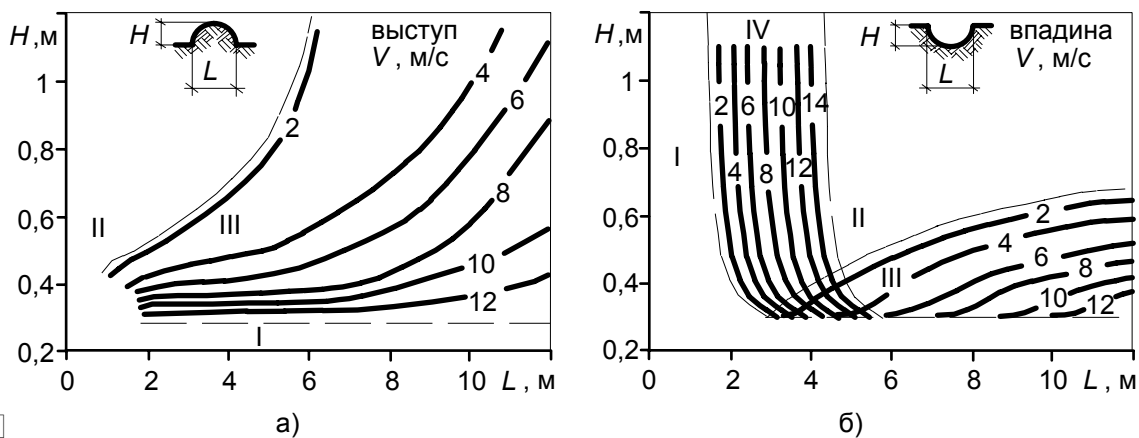


Рис. 5.2. Ограничения скорости при преодолении одиночных препятствий (машина класса 40 тонн)

В соответствии с отраслевыми санитарными нормами, при движении по таким участкам СКО вертикального ускорения на месте водителя не должно превышать $0,4g$. Максимальная скорость движения рассматриваемой машины V_{\max} для каждого типа микропрофиля, соответствующая этому условию, может быть определена путем расчетных экспериментов. В таблице 5.1 в качестве примера представлены значения V_{\max} для машины класса 14 тонн (БМП-2) при движении по трассам с микропрофилями I-V типов. При движении по трассам с микропрофилями I и II типов скорость движения машины такого типа не ограничивается.

Тип микропрофиля	III	IV	V
V_{\max} , м/с	12	5,3	2

Ограничение скорости по заносу машины при прохождении криволинейных участков трассы

При преодолении криволинейных участков трассы водитель вынужден снижать скорость движения, чтобы избежать заноса и неуправляемого движения машины. Для быстроходных гусеничных машин данное ограничение является одним из наиболее серьезных, что подтверждается рядом работ, направленных на совершенствование механизмов поворота и систем управления с целью исключения неуправляемого движения на криволинейных участках трассы [32, 50, 193]. При этом алгоритм выбора скорости зависит от особенностей механизма поворота машины.

Для машин с механизмом поворота, обеспечивающим возможность плавного изменения радиуса (например, машины с гидрообъемной передачей), скорость, при которой исключается занос, может быть определена по выражению [80]:

$$V_r = 1 + B\sqrt{gR\mu_{\max}} / (2R), \quad (5.1)$$

где B – ширина колеи машины, R – радиус поворота, g – ускорение свободного падения, μ_{\max} – максимальное значение коэффициента сопротивления повороту. В соответствии с полученным значением формируется управляющее воздействие на механизм поворота.

Как показывают экспериментальные данные, поворот машины с фрикционными элементами в трансмиссии (планетарный механизм поворота, бортовые коробки передач и т.п.) осуществляется путем серии кратковременных включений фиксированного радиуса механизма поворота. При таком алгоритме управления повороты даже большого радиуса оказываются состоящими из участков малого радиуса, на которых может возникать занос машины. При этом для исключения заносов скорость

необходимо дополнительно снижать. Чтобы определить скорость движения для каждого из криволинейных участков трассы, а также сформировать управляющие воздействия на механизм поворота такой машины, необходимо провести серию расчетных исследований.

Ограничение скорости по тяговой динамике

При движении машины на подъеме или спуске максимальная скорость движения дополнительно ограничивается необходимостью развивать соответствующее тяговое или тормозное усилие. В этом случае номер наивысшей передачи, на которой возможно движение, определяется максимальным тяговым или тормозным моментом двигателя машины, а также особенностями ее трансмиссии.

Ограничение скорости, связанное с возможностью осуществления операций наблюдения и оценивания дорожной ситуации.

При движении машины в условиях ограниченной видимости скорость движения ограничивается в соответствии с правилами вождения.

Таким образом, для рассматриваемой трассы и машины может быть получена функция изменения скорости движения, удовлетворяющая всем перечисленным ограничениям. На основе этой функции с учетом разгонных и тормозных характеристик машины формируют программу управляющих воздействий на силовую установку (моменты переключения передач, изменения подачи топлива) и на механизм поворота машины. Поскольку процесс управления машиной в значительной степени определяется индивидуальными особенностями водителя, на этом этапе в программу управляющих воздействий вводят случайные отклонения, соответствующие ошибкам водителя по выбору скорости. Случайные отклонения вносятся в значения скоростей, на которых машина преодолевает каждый из прямолинейных участков трассы, криволинейные участки и одиночные препятствия. Случайный разброс необходимо задавать и для координат точек

трассы, в которые производится переключение передач и включение механизма поворота. При реализации имитационного моделирования предполагается использовать метод статистических испытаний (Монте-Карло), предусматривающий многократное повторение движения машины по трассе с заданием указанных случайных отклонений с помощью генератора случайных чисел. Значения статистических характеристик случайных отклонений следует определять по результатам специальных натурных исследований, проводимых с участием группы водителей на машине аналогичного типа.

5.2. Результаты расчетных исследований. Проверка адекватности методики

Рассмотрим пример реализации предлагаемой методики для машины класса 40 тонн. На рис. 5.3 приведено описание фрагмента трассы. Рассматриваемый фрагмент содержит участки с микропрофилем II и III типов, два одиночных препятствия и ряд криволинейных участков. На рисунке также приведены графики изменения ограничений скорости по перегрузкам на месте водителя ($V_{\bar{z}}$), тяговой динамике машины (V_f), условиям безопасности движения (V_c) и ограничениям по заносу (V_r). С учетом характеристик разгона и торможения машины построена прогнозируемая результирующая функция изменения скорости, построенная с (V_{rp}). На основании этих данных сформированы управляющие воздействия на силовую установку машины и в процессе интегрирования уравнений движения получена фактическая функция изменения скорости (V_{rf}).

Проверка адекватности предлагаемого подхода выполнена на примере БМП–2. Моделирование движения проводилось для фрагмента трассы полигона Курганского машиностроительного завода. В ходе специальных экспериментов, проведенных кафедрой Гусеничных машин Курганского государственного университета, были получены основные характеристики этого участка (микропрофиль, радиусы и протяженность криволинейных участков и др.)

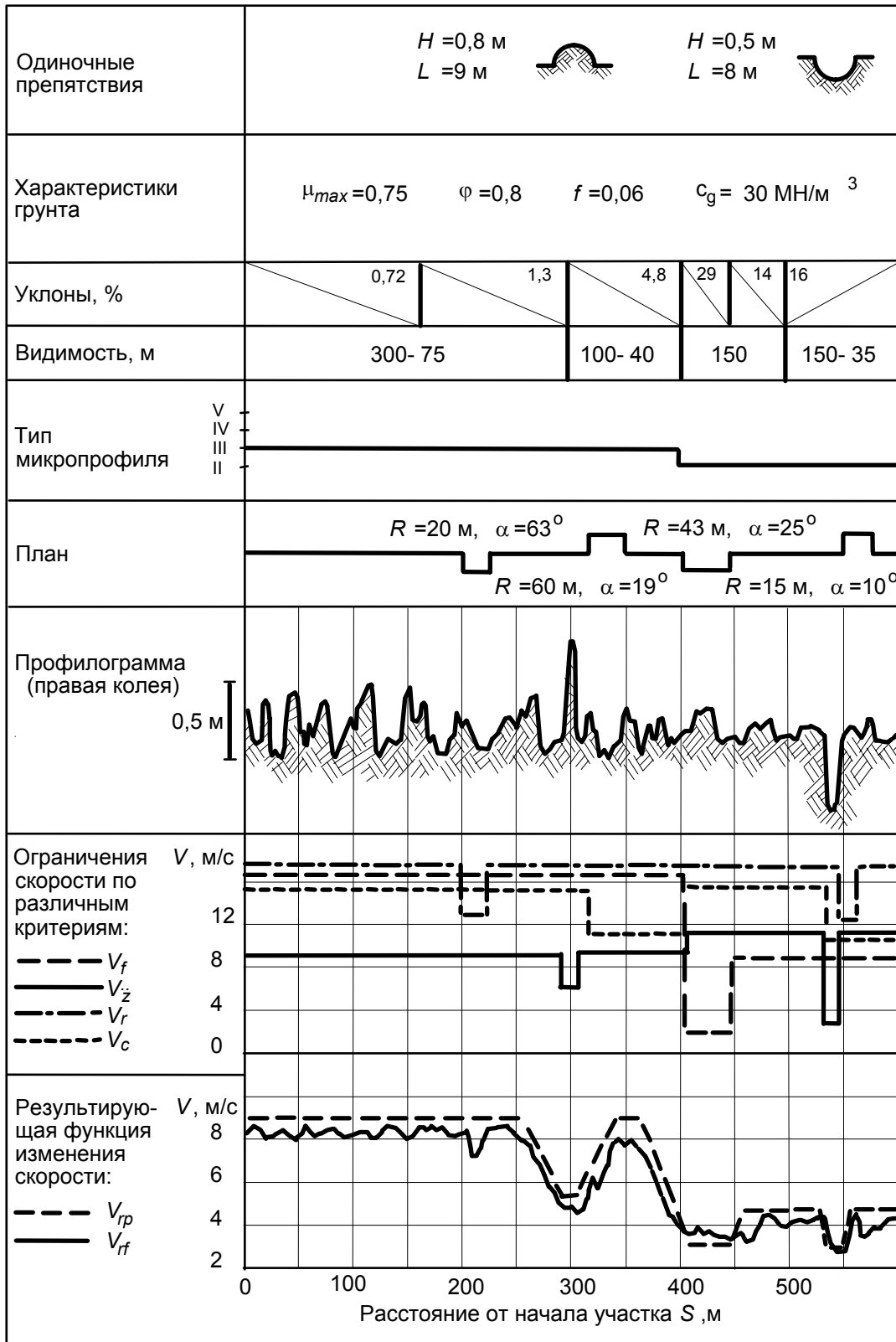


Рис. 5.3. Определение оптимальной скорости движения (машина класса 40 тонн)

Описание фрагмента трассы, составленное на основе этих данных, представлено на рис. 5.4. Трасса содержит участки с микропрофилем I– III типов, одиночное препятствие, а также 11 криволинейных участков различного

радиуса и протяженности. В соответствии с предложенной методикой для данного фрагмента были получены графики изменения ограничений скорости по рассматриваемым критериям. На основе этих данных с учетом физиологических возможностей водителя и особенностей системы управления сформированы управляющие воздействия на модель трансмиссии, использованные в дальнейшем.

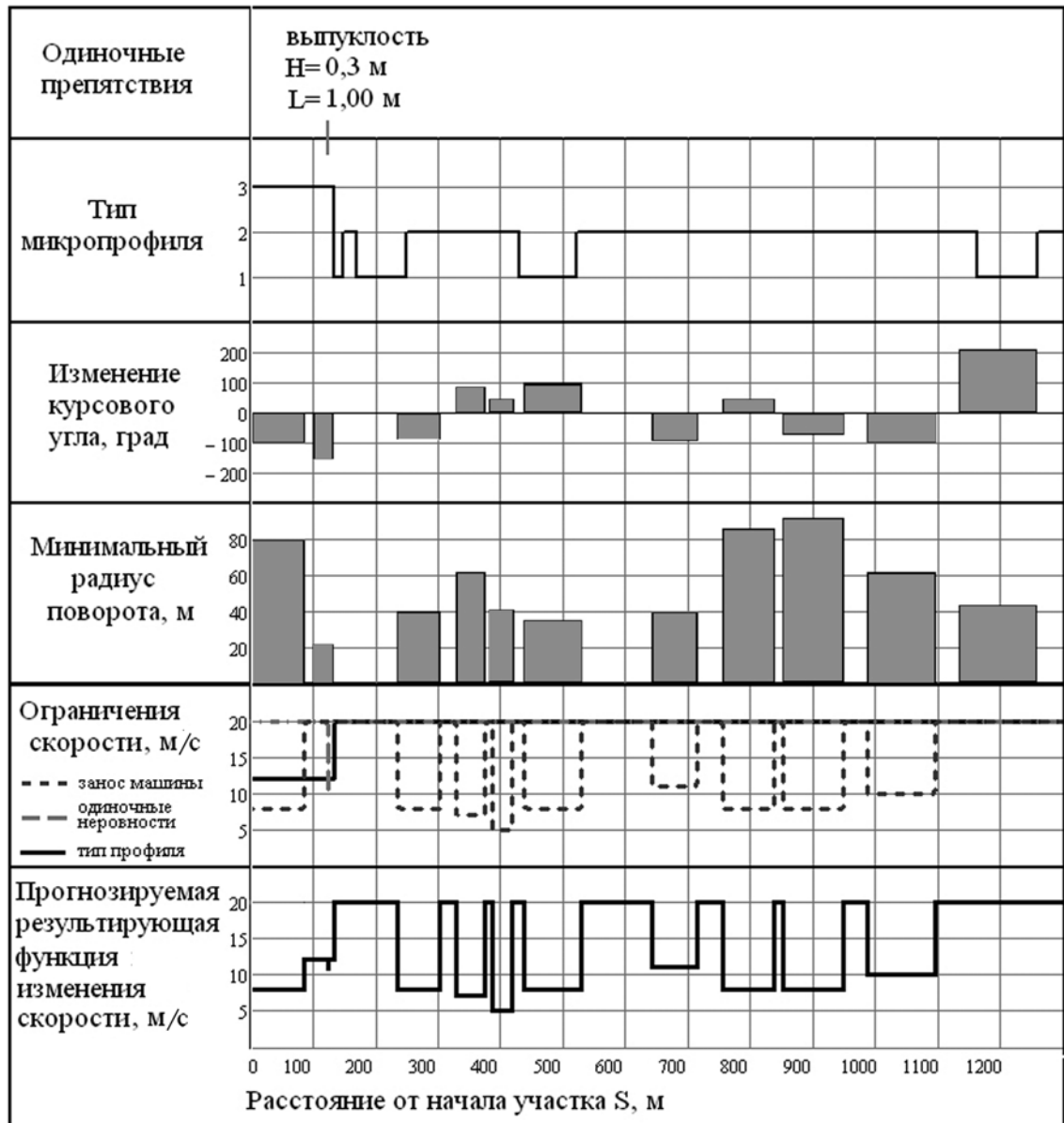


Рис.5.4. Описание фрагмента трассы

Для формирования управляющих воздействий на механизм поворота машины были выполнены предварительные расчеты. Рассматриваемая машина имеет планетарный механизм поворота, при включении которого машина

движется с фиксируемым радиусом. Чтобы передвигаться по криволинейному участку трассы с радиусом, отличающимся от фиксированного, водитель производит несколько включений поворота на фиксированное время. В связи с этим для каждого криволинейного участка с помощью предварительных расчетов была сформирована программа обеспечивающая поворот машины на заданный угол с заданным радиусом. Время каждого включения фиксированного радиуса задавались в соответствии со средними экспериментальными данными.

Как было отмечено ранее, при движении в режиме поворота максимально допустимая скорость, на которой еще не возникает занос машины, зависит от свойств грунта, радиуса поворота и особенностей гусеничного движителя. При использовании выражения (5.1) для определения максимально допустимой скорости криволинейного движения машины с планетарным механизмом поворота могут возникать ошибки. На рис. 5.5 представлена программа управляющих воздействий, а также процессы изменения курсового угла, скорости движения машины и смещения центра поворота при движении по криволинейному участку. Анализ представленных данных показывает, что движение машины сопровождается локальными заносами. Это вызвано тем, что при каждом включении механизма поворота машина движется по траектории с радиусом, равным фиксированному, который значительно меньше расчетного ($R=43$ м). В связи с отмеченной особенностью скорость движения была снижена до 5 м/с; при этом возникают только кратковременные заносы, не представляющие опасности (рис. 5.6). С учетом возможности возникновения локальных заносов, а также с учетом возможностей водителя и тяговой динамики машины график изменения скорости при движении по рассматриваемому участку был скорректирован. На его основе определены точки трассы, в которых должно производиться переключение передач.

Номера передач для различных участков трассы, а также процесс изменения скорости, полученный в результате расчета представлены на рис.5.7; там же приведены данные, полученные в ходе натурального эксперимента при

движении машины по этой трассе (Эксперимент кафедры гусеничных машин КГУ, 1983 г.). Отличие расчетного и экспериментального процессов изменения скорости по среднему значению и СКО не превышает 9%. Учитывая, что процесс управления машиной в значительной степени определяется индивидуальными особенностями водителя, такой результат следует признать вполне удовлетворительным.

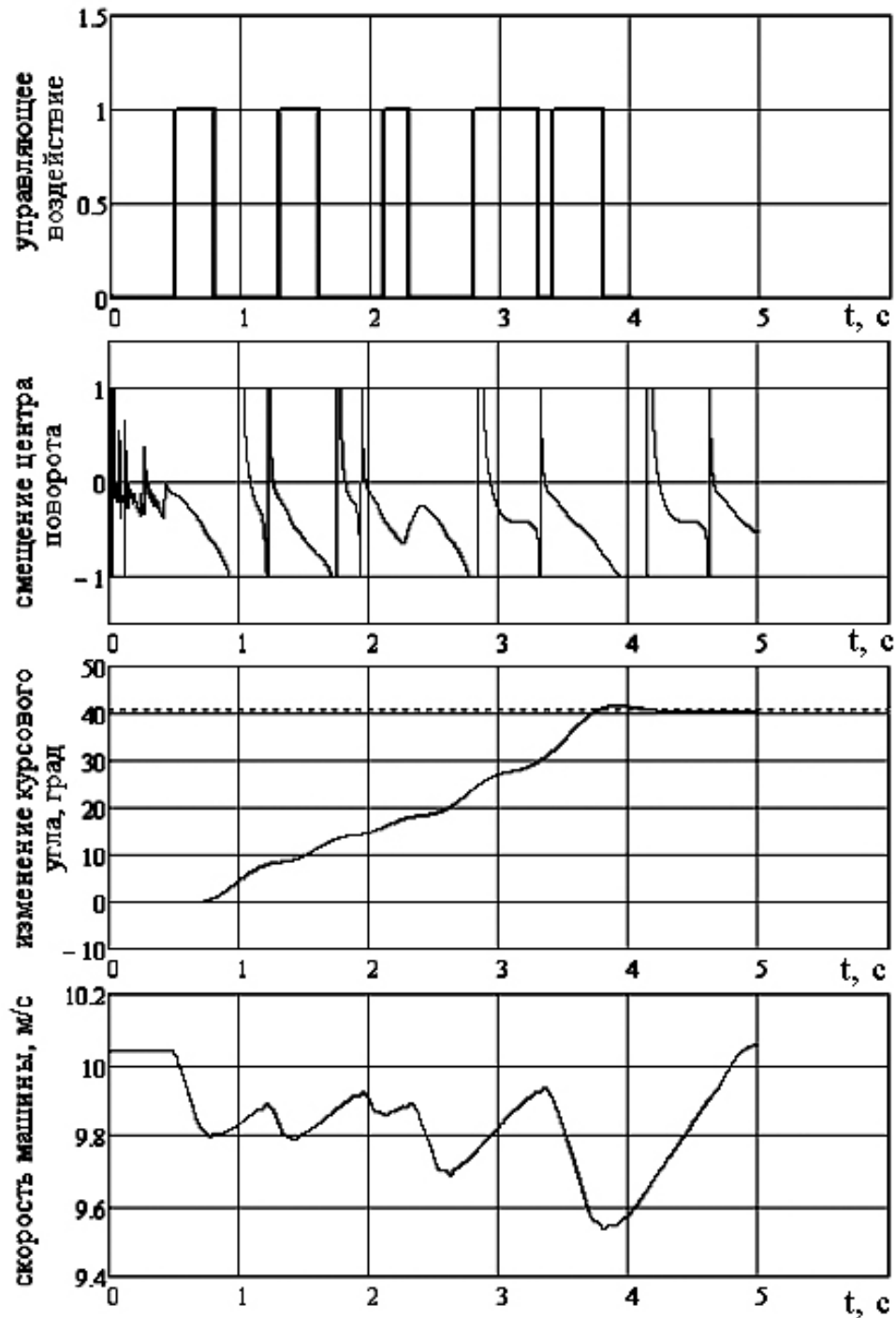


Рис. 5.5. Процесс поворота с локальными заносами (машина класса 14 тонн)

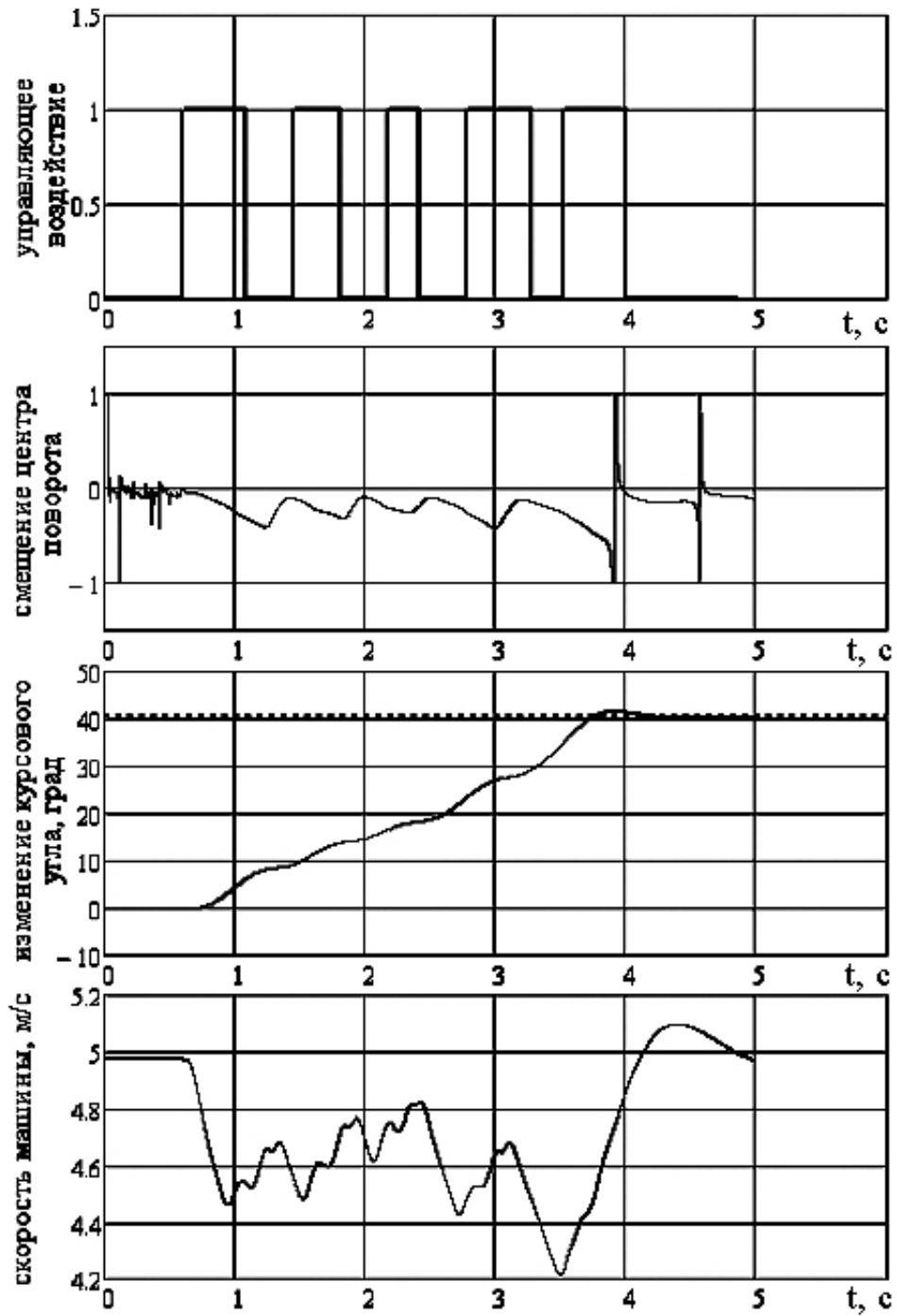


Рис. 5.6. Процесс поворота без локальных заносов (машина класса 14 тонн)

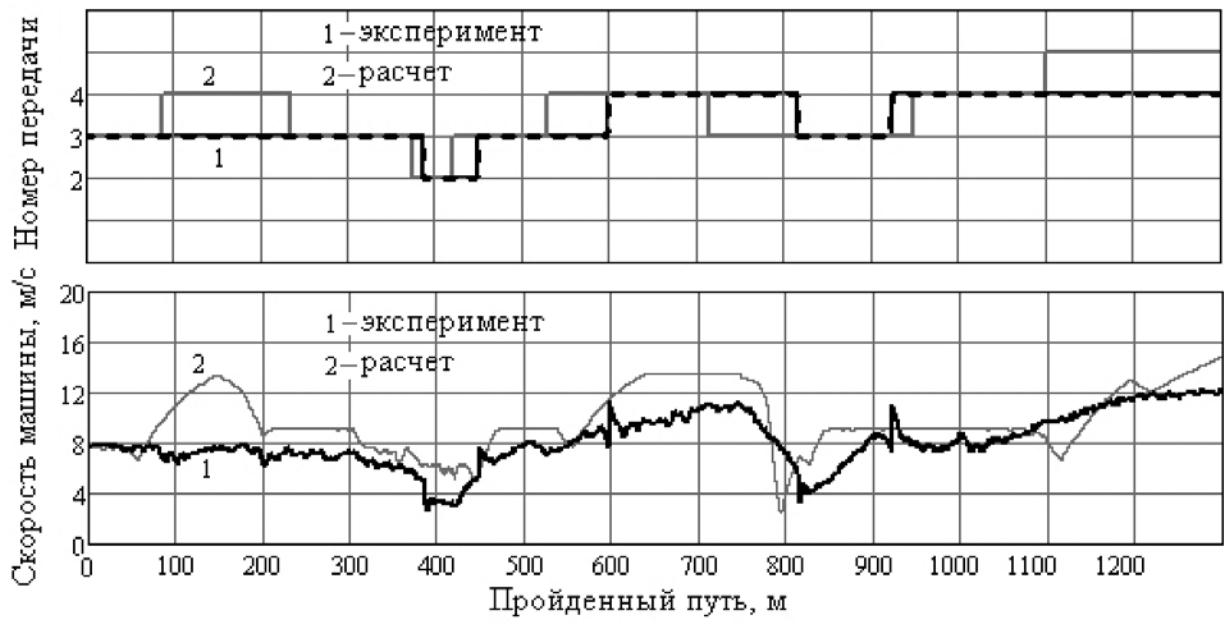


Рис.5.7. Результаты моделирования движения (машина класса 14 тонн)

Приведенные примеры демонстрируют эффективность предложенной методики определения функции изменения скорости движения машины по трассе. В дальнейшем она использовалась при реализации методики имитационного моделирования испытаний

6. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

Несмотря на допущения, заложенные при обосновании достаточно простой расчетной схемы, предлагаемая модель движения транспортной машины позволяет исследовать переходные процессы, связанные с переключением передач, изменением подачи топлива и работой механизма поворота. Подобные частные исследования имеют важное значение при обосновании выбора конструкторских решений, касающихся отдельных элементов машины. При эксплуатации машины переходные режимы встречаются достаточно часто и характеризуются высоким уровнем нагрузок, что вносит существенный вклад в процесс накопления повреждений. В связи с этим учет таких режимов обязателен в модели, предназначенной для использования в задаче имитационного моделирования, когда возникает необходимость воспроизводить длительный процесс реальной эксплуатации.

В данной главе приведены результаты исследований переходных процессов, возникающих при переключении передач и работе механизма поворота, а также влияния характеристик системы поддресоривания и условий эксплуатации на нагруженность элементов ходовой системы и характеристики плавности хода машины. С целью проверки адекватности выполнено сопоставление расчетных и экспериментальных данных. Результаты исследований иллюстрируются на примере быстроходных гусеничных машин класса 40 тонн (Т-72) и 14 тонн (БМП-2), а также снегоболотоходной машины ТМ-120. При проверке адекватности модели использованы результаты, полученные автором и другими исследователями.

6.1. Исследования переходных процессов при прямолинейном движении машины.

В процессе трогания машины одновременно производится увеличение подачи топлива и замыкание фрикционного элемента трансмиссии, сопровождающееся интенсивным буксованием. На рис.6.1 в качестве примера приведены расчетные графики изменения скорости движения (V), ускорения на месте водителя (\ddot{x}), продольно– угловых колебаний корпуса (v), а также моментов на ведущем колесе и двигателе (M_k, M_d), иллюстрирующие динамику трогания машины класса 40 тонн [3, 36, 37]. На этом же рисунке изображены циклограммы, описывающие процесс изменения подачи топлива (α_T) и управления фрикционными бортовых коробок (α_{ϕ}). Время заполнения бустера фрикционных принималось равным $t_1 = 0,5$ с, время буксования $t_2 = 0,1$ с, время увеличения подачи топлива $t_3 = 1,5$ с. Анализ полученных результатов показывает, что процесс трогания сопровождается значительными динамическими нагрузками в трансмиссии и колебаниями корпуса: так, момент на ведущем колесе достигает 63,8 кНм, угловые отклонения корпуса – 5 градусов. Характер и интенсивность динамических процессов в значительной степени определяются законами изменения α_T и α_{ϕ} , которые, в свою очередь, зависят от особенностей системы управления и квалификации водителя. В качестве примера на рис. 6.2 приведены результаты расчетов, иллюстрирующих влияние времени буксования t_3 на максимальные отклонения корпуса при продольно- угловых колебаниях v_m и максимальный момент на ведущем колесе M_k . Расчеты выполнены для двух вариантов трогания: на первой и второй передачах с изменением подачи топлива в соответствии с циклограммой рис. 6.1, а также при постоянной максимальной подаче топлива. Полученные результаты свидетельствуют о том, что увеличение t_3 снижает как нагруженность трансмиссии, так и колебания корпуса. В то же время увеличение времени буксования сопровождается замедлением разгона машины и увеличением износа фрикционных элементов. Трогание при максимальной подаче топлива вызывает значительное увеличение v_m , и M_k . На рис. 6.2

также приведены и полученные экспериментально значения для трогания на первой и второй передачах с изменением подачи топлива. Результат получен автором во время проведения испытаний на полигоне ЧВТКУ ст. Бишкиль Челябинской обл. (1993 г.). Отличие расчетных и экспериментальных значений не превышает 10%.

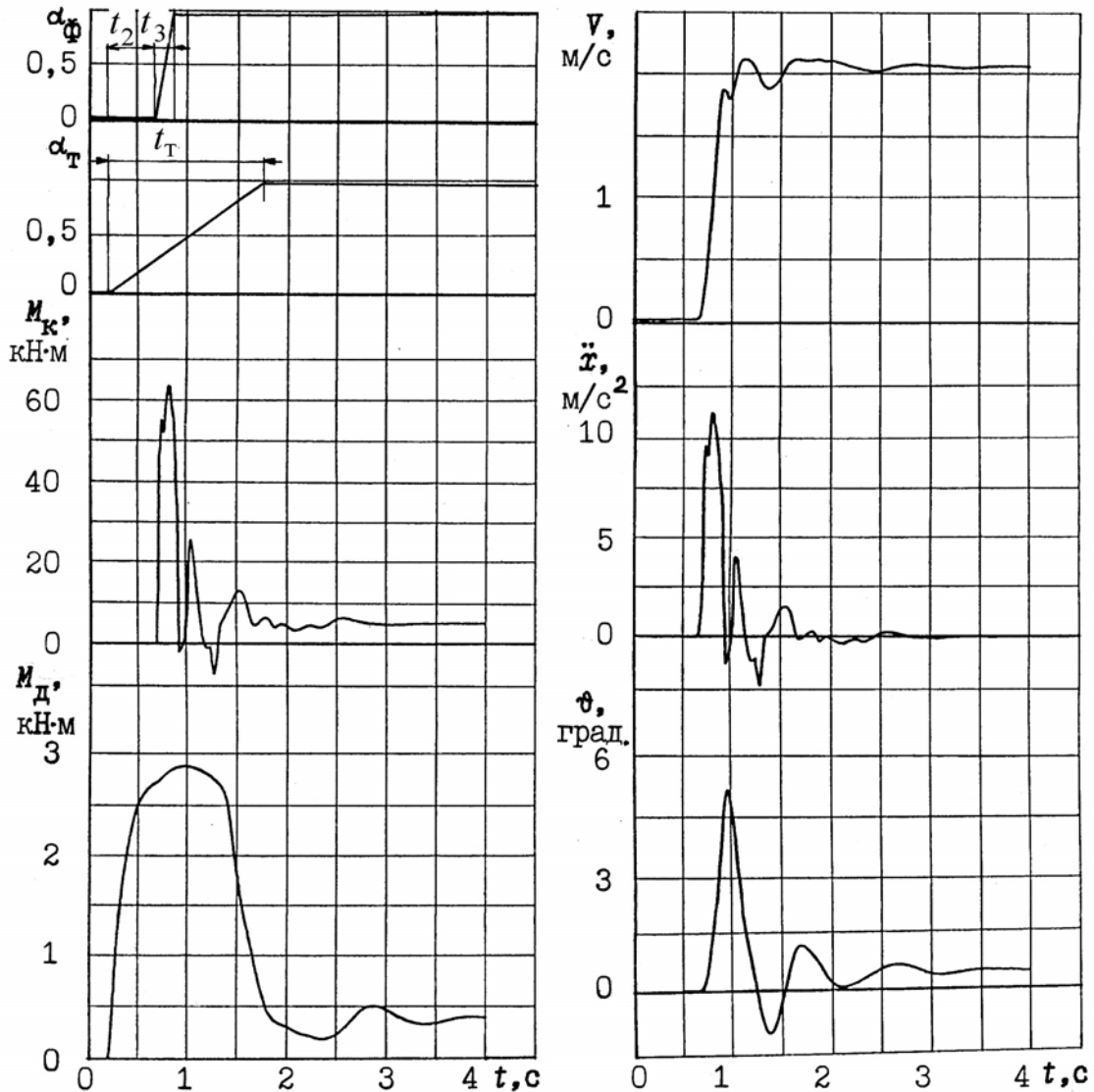


Рис.6.1. Динамика процессов трогания и разгона машины

Для экспериментальной проверки достоверности результатов, получаемых с помощью разработанной модели, проведено сопоставление расчетных данных и результатов натурных испытаний (ВНИИТрансмаш, М.Г. Жучков, В.А. Зайцев, Ю.К. Домбровский).

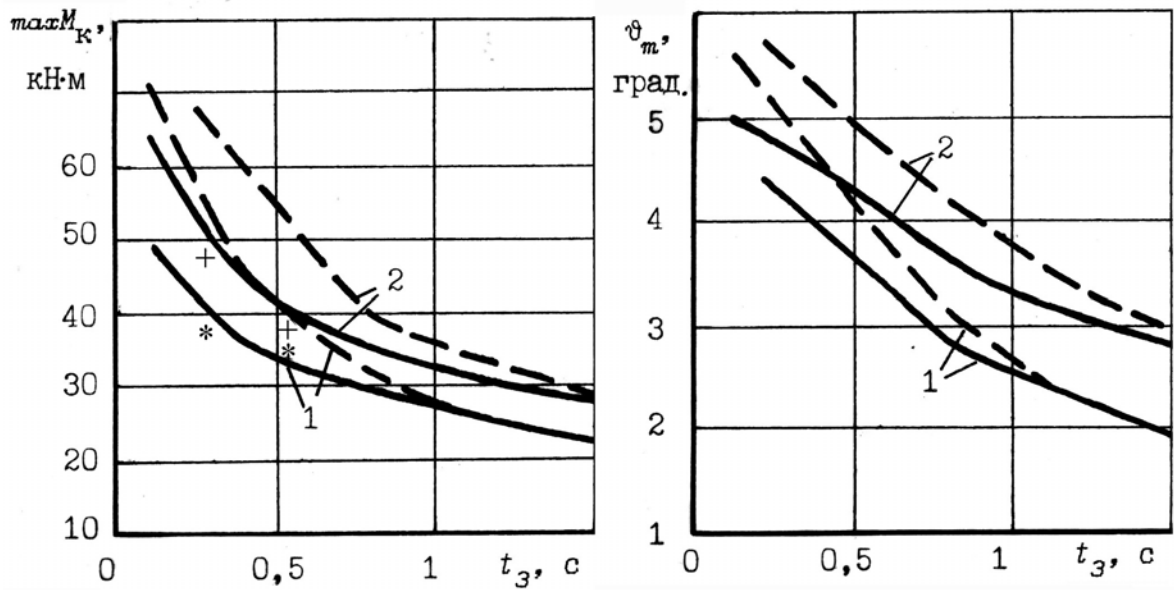


Рис.6.2. Влияние времени буксования фрикционных элементов на динамику трогания машины. *, 1– первая передача; +, 2– вторая передача.

_____ – трогание с увеличением подачи топлива

— — — — — трогание при максимальной подаче топлива

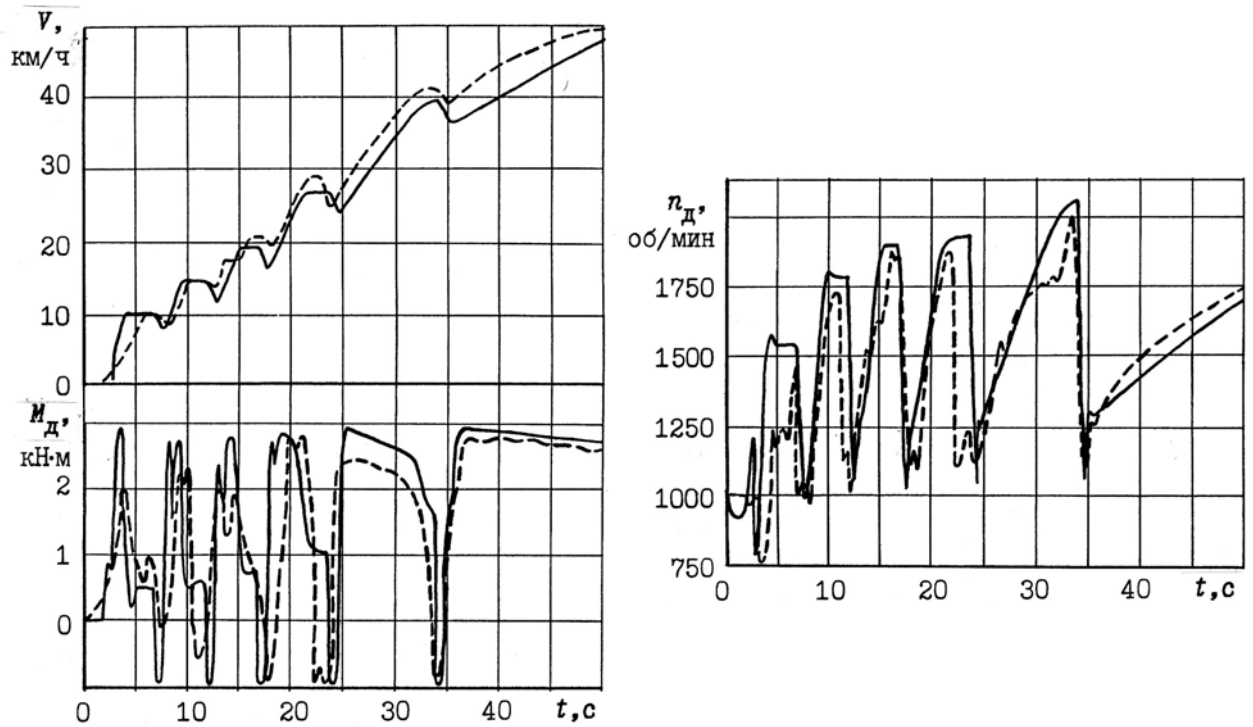


Рис.6.3. Динамика процесса разгона машины с переключением передач

_____ – расчет; — — — — — эксперимент

На рис. 6.3 приведены полученные экспериментально и расчетные процессы изменения скорости движения (V), момента двигателя (M_d) и частоты его вращения (n_d), соответствующие троганию машины и разгону до максимальной скорости с последовательным переключением передач. Анализ представленных данных показывает, что максимальное отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 10–15 %.

Обширные экспериментальные исследования динамики гусеничной машины класса 14 тонн выполнялись в 80–е годы на кафедре Гусеничных машин Курганского машиностроительного института (в настоящее время Курганский государственный университет) [58]. В ходе исследований при движении по трассе регистрировались процессы изменения управляющих воздействий на двигатель, коробку передач и механизм поворота машины, частота вращения двигателя, моменты на ведущих колесах и ряд других параметров. Отдельные результаты этих исследований, предоставленные кафедрой ГМ КГУ, использованы для проверки адекватности разработанной в диссертации модели движения гусеничной машины. На рис. 6.4. представлены расчетные и экспериментальные процессы изменения момента на ведущем колесе $M_{вк}$, скорости движения машины V , продольно – угловых (ψ) и вертикальных (Z) колебаний корпуса при переключении передач с III на IV. на этом же рисунке показаны (в условных единицах) процессы изменения подачи топлива (ПТ) и управления главным фрикционом (ГФ). При расчете процессы управления соответствовали зарегистрированным в эксперименте. Анализ представленных данных демонстрирует их хорошее качественное соответствие. Среднеквадратическое отклонение расчетных и экспериментальных процессов $M_{вк}(t)$ и $V(t)$ не превышает 11% . Отдельные пики, присутствующие на экспериментальных осциллограммах, вызваны, вероятно, влиянием неровностей на поверхности трассы, которые не были учтены в расчете.

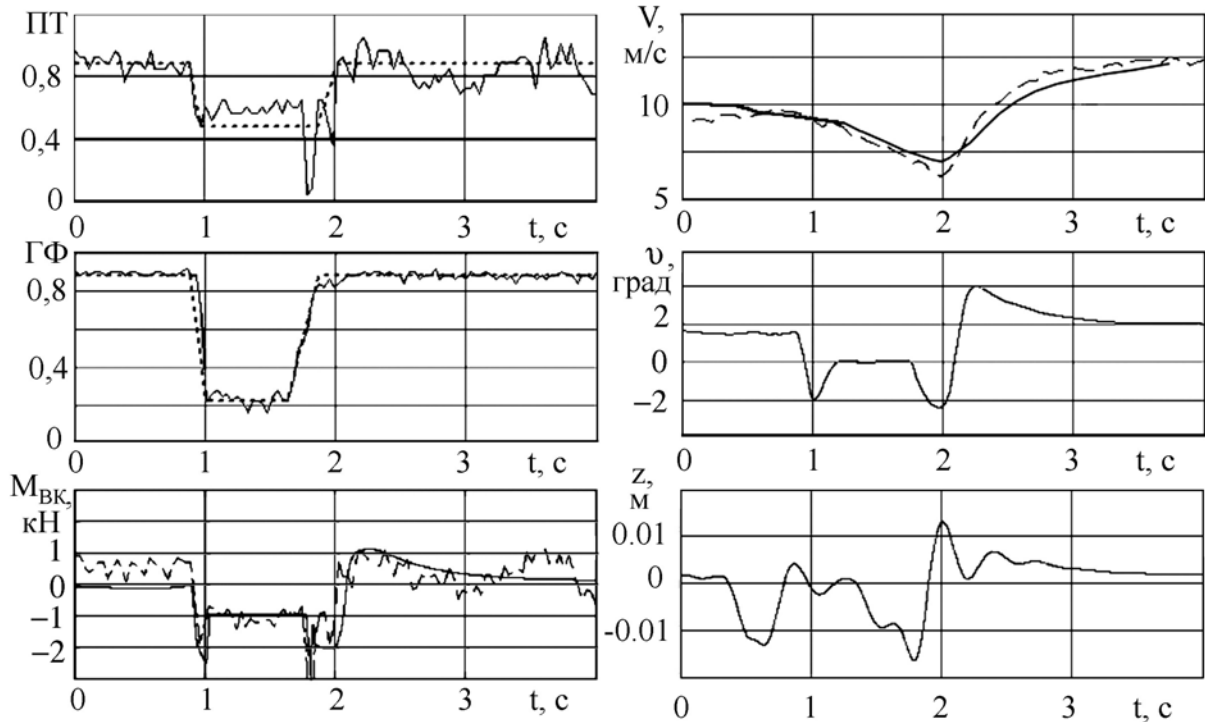


Рис.6.4. Динамические процессы при переключении передач
 _____ – расчет; - - - - - – эксперимент

Как показали исследования, существенное влияние на нагруженность силовой установки оказывают поперечные колебания корпуса. В качестве примера на рис. 6.5 приведены результаты расчетов, выполненных для случая движения по грунтовой дороге плохого качества [140]. Фрагмент микропрофиля левой h_1 и правой h_2 колеи трассы приведен на рис. 6.5, а.

На рис. 6.5, б изображены фрагменты графиков изменения моментов на ведущих колесах машины M_k . Из рисунка хорошо видно, что отдельные пики обусловлены именно поперечными колебаниями: максимумам M_{k1} соответствуют минимумы M_{k2} и наоборот. Для анализа значимости этого явления были выполнены расчеты движения по той же трассе без учета поперечного профиля. На рис. 6.6 приведены графики изменения среднеквадратического отклонения ускорения на месте водителя $\ddot{\sigma}_z$, момента на ведущем колесе σ_{Mk} , а также усилий в первой и третьей подвесках σ_{N1} , σ_{N3} в зависимости от скорости движения машины. Анализ этих данных показывает, что при наличии поперечных колебаний значения указанных параметров значительно возрастают – в некоторых режимах до двух раз.

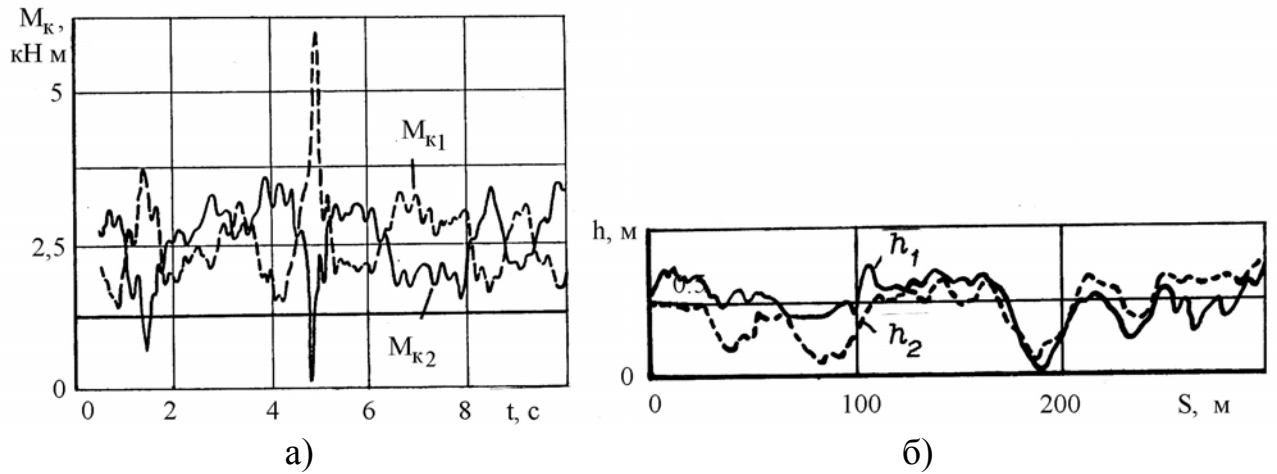


Рис.6.5. Процессы изменения моментов на ведущих колесах (а) и микропрофиль трассы (б)

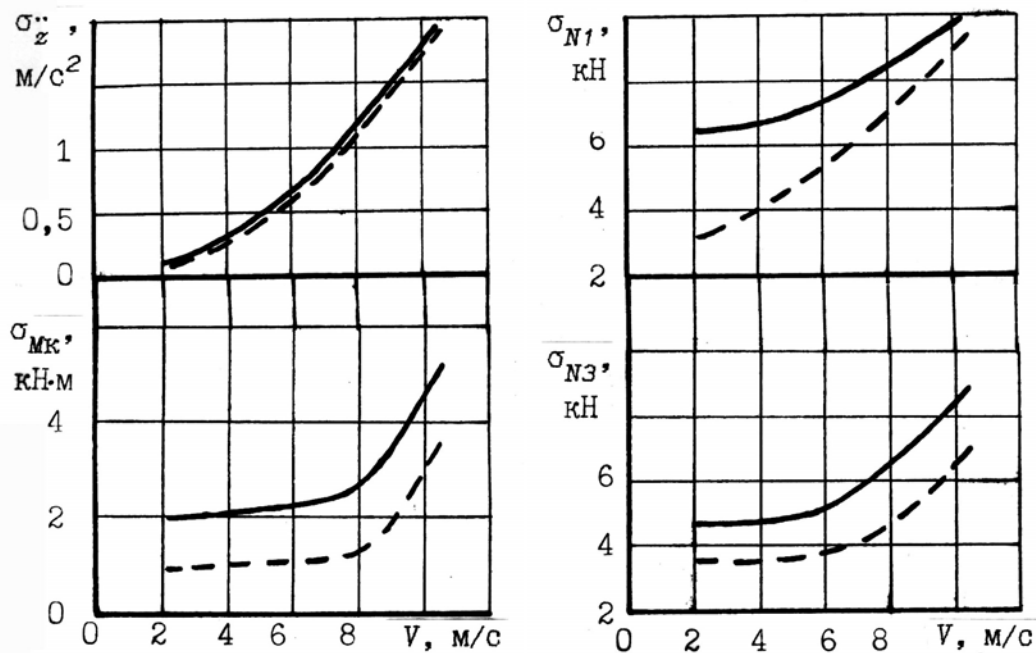


Рис.6.6. Влияние поперечных колебаний на нагруженность шасси гусеничной машины.

————— — при наличии поперечных колебаний;
 - - - - - — без поперечных колебаний

Как показывают приведенные в литературе результаты экспериментальных исследований, параметры ходовой части могут оказывать существенное влияние не только на плавность хода, но и на нагруженность трансмиссии транспортной машины. В работе [60], например, сообщается, что за счет установки дополнительных амортизаторов в подвеску заднего моста

скорости 5,8 м/с, соответствующей резонансным угловым колебаниям корпуса. Это еще раз подтверждает существенную связанность динамических процессов в трансмиссии и ходовой части гусеничной машины.

6.2. Исследования криволинейного движения машины. Проверка адекватности математической модели.

Значительный интерес представляет исследование режима криволинейного движения гусеничной машины, поскольку при этом в ходовой части и силовой установке возникают интенсивные динамические процессы, вызванные изменением величины и направления сил сопротивления. В данной работе выполнено расчетное и экспериментальное исследование поворота гусеничной машины класса 40 тонн. Экспериментальные исследования проводились автором диссертации совместно с сотрудниками кафедры ПМиДПМ ЮУрГУ на полигоне ЧВКТУ (ст. Бишкиль Челябинской обл.) в летнее время, в 1993 г. При движении машины в режиме поворота непрерывно регистрировались процессы изменения крутящих моментов и скоростей вращения ведущих колес левого и правого борта, а также процесс изменения курсового угла. Общая схема измерительной аппаратуры представлена на рис. 6.8., б Для регистрации курсового угла использовался авиационный гироскоп Г-2М. Вертикальная ось карданного подвеса гироскопа соединена с движком потенциометра R1, сигнал с которого через согласующий резистор R2 подавался на шлейф осциллографа Н071. В процессе испытаний гироскоп устанавливался в передней части машины (рис. 6.9). Для измерения момента на ведущих колесах левого и правого борта использовались специальные тензометрические датчики, спроектированные и изготовленные в КБТМ г. Омск.

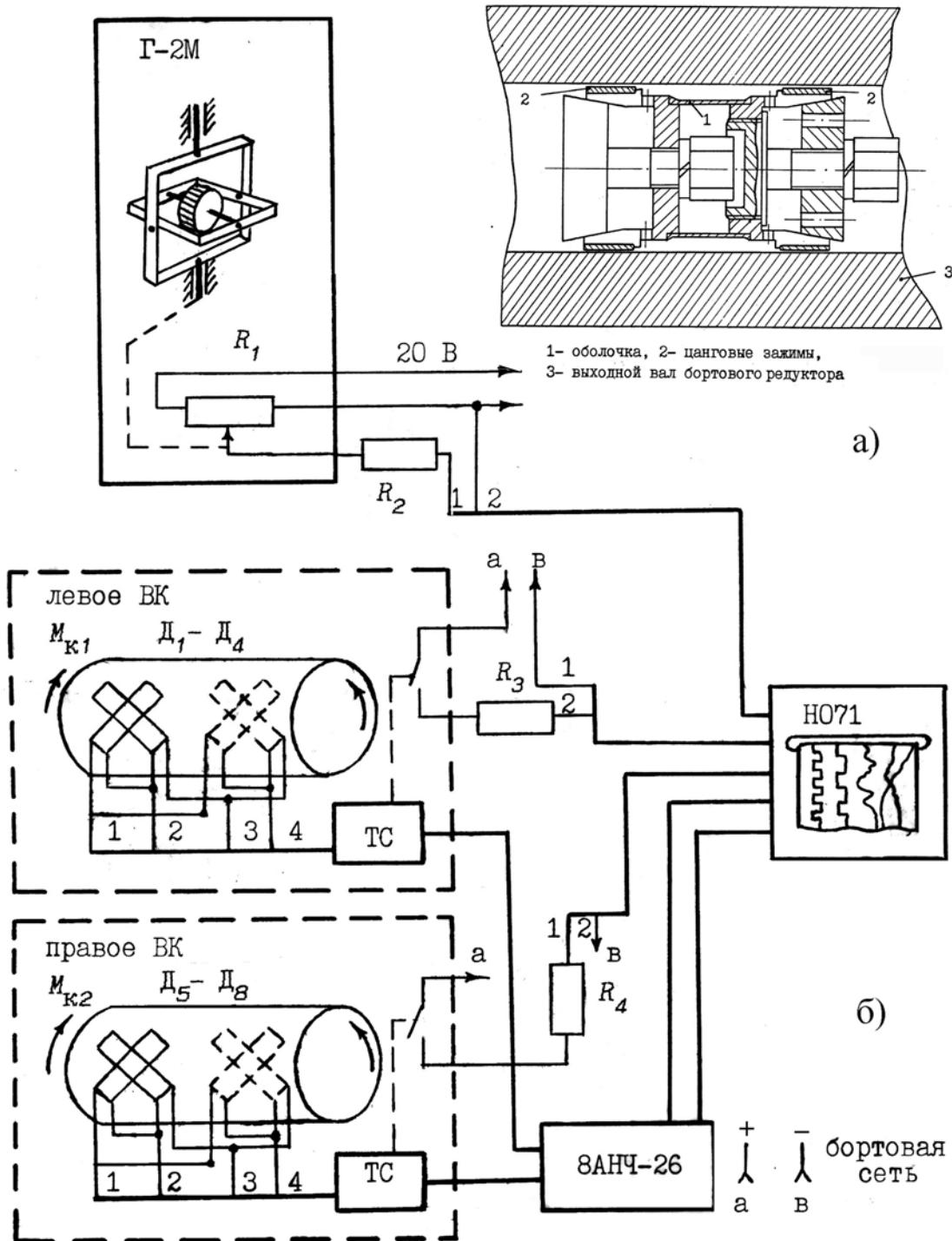


Рис.6.8. Схема аппаратуры при исследовании криволинейного движения гусеничной машины. а) – измерительная схема; б) – датчик крутящего момента

Основным элементом датчика (рис. 6.8, а) является тонкостенная цилиндрическая оболочка 1, снабженная на концах цапговыми зажимами 2. Датчики устанавливались во внутренние отверстия полых выходных валов 3 бортовых редукторов машины. Деформация оболочки каждого датчика

регистрировалась с помощью четырех фольговых тензорезисторов, наклеенных на поверхность оболочки и соединенных по мостовой схеме (Д1–Д4 и Д5–Д8 на рис. 6.8., б).

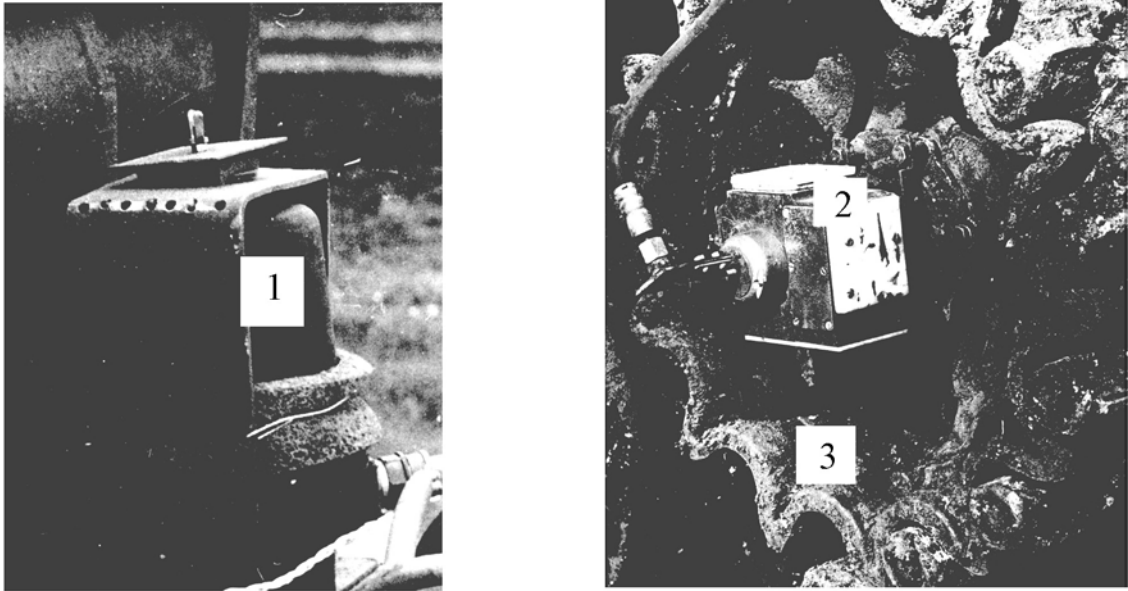


Рис.6.9. Установка измерительной аппаратуры.

1 – гироскоп, 2 – токосъемник

Сигналы датчиков с помощью специальных токосъемников ТС подавались на тензоусилитель 8АНЧ–26 и далее на светолучевой осциллограф. Токосъемники были установлены на ведущих колесах машины рис. (рис. 6.9). и оборудованы контактами К1, К2, замыкающимися один раз за оборот колеса. Сигнал с контактов использовался для регистрации оборотов. Управление осциллографом осуществлялось с помощью выносного пульта. Точность результатов испытаний обеспечивалась применением поверенной измерительной и регистрирующей аппаратуры, а также непосредственной тарировкой измерительного комплекса на исследуемых машинах. Как показал проведенный анализ, максимальная погрешность измерения определяется регистрирующим прибором – светолучевым осциллографом и не превышает 7%. Программой предусматривались экспериментальные исследования режима поворота в широком интервале варьирования параметров движения. В качестве

иллюстрации на рис. 6.10 представлены результаты исследования поворота с фиксированным радиусом.

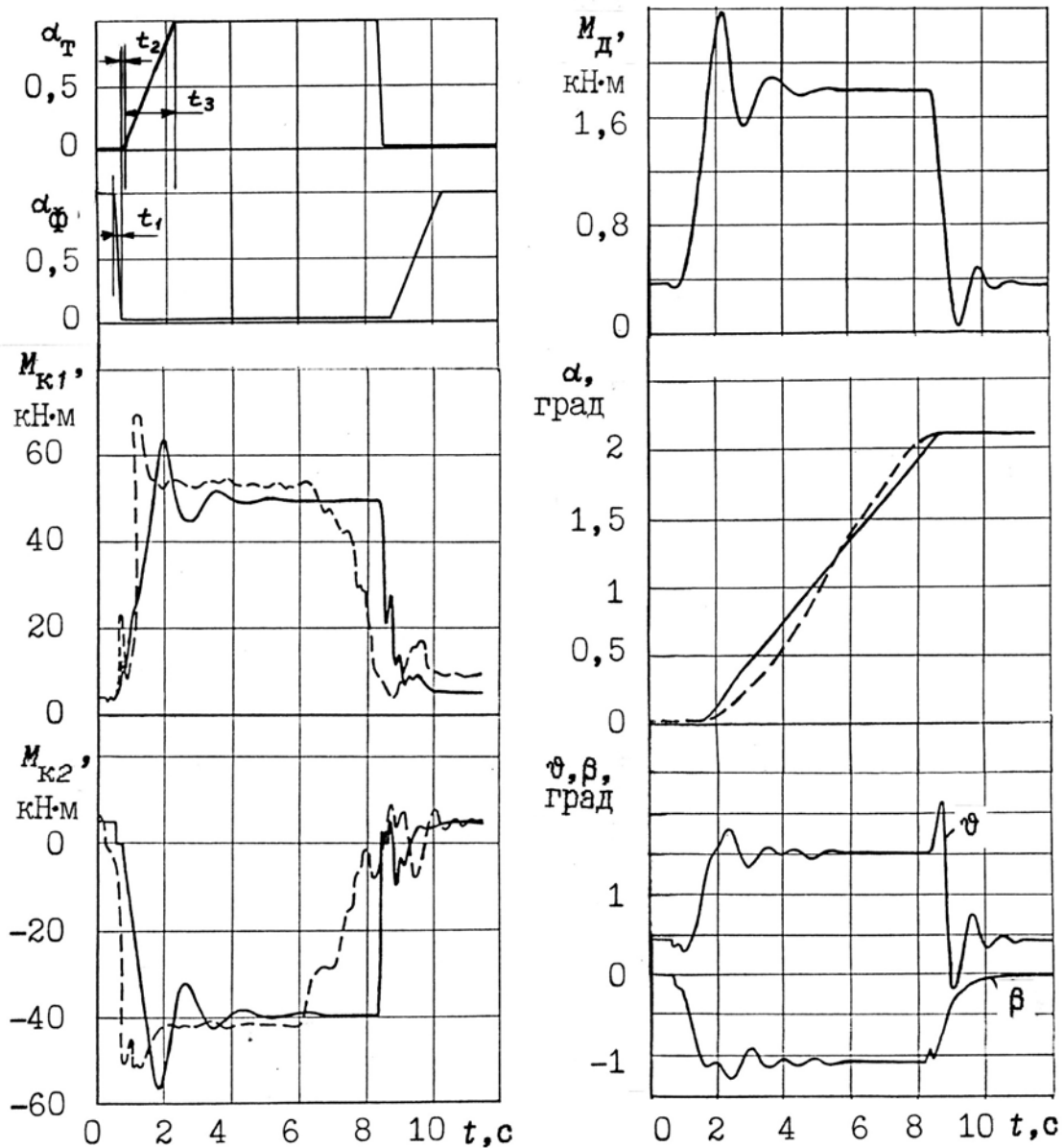


Рис.6.10. Динамика криволинейного движения машины.

_____ – расчет, — — — — — – эксперимент

На рисунке изображены расчетные процессы продольно– и поперечно–угловых колебаний корпуса (ν , β), момента двигателя M_d , угла поворота α , а также моментов на ведущих колесах M_{k1} , M_{k2} , соответствующие повороту машины на первой передаче. Там же приведены экспериментальные зависимости $\alpha(t)$, $M_{k1}(t)$, $M_{k2}(t)$. На рисунке также показаны принятые в расчете процессы изменения подачи топлива $\alpha_T(t)$ и управления механизмом поворота

$\alpha_{\phi}(t)$. Как видно из приведенных результатов, при повороте существенно возрастают нагрузки во всех элементах силовой установки и ходовой части моменты на ведущих колесах возрастают почти на порядок по сравнению с прямолинейным движением, момент, развиваемый двигателем, близок к максимальному. Процесс сопровождается продольными до 2,1 градуса и поперечными до 1,2 градуса колебаниями корпуса. Колебания корпуса, в свою очередь, вызывают перераспределение нагрузок в подвесках. Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей свидетельствует о их хорошем количественном и качественном соответствии.

При движении по криволинейным участкам трассы машины, имеющей фиксированные радиусы поворота, водитель, чтобы вписаться в требуемую траекторию движения, вынужден использовать «импульсное» включение фиксированных радиусов. Это обстоятельство существенно усложняет управление машиной и требует дополнительного снижения скорости движения для исключения заносов. К такому типу машин относится, в частности, рассматриваемая машина класса 14 тонн (БМП–2), имеющая планетарный механизм поворота. На рис. 6.11. представлены расчетные и экспериментальные процессы изменения моментов на ведущих колесах ($M_{лк}$, $M_{нк}$), курсового угла α , углов продольно– и поперечно– угловых колебаний (ν , β), а также вертикальных колебаний z корпуса машины класса 14 тонн при повороте на 4 передаче. Представленные экспериментальные данные были получены сотрудниками кафедры ГМ КГУ при движении машины по трассе на криволинейном участке большого радиуса, когда водитель был вынужден применять «импульсное» управление бортовым фрикционом. Процесс управления бортовым фрикционом (БФ), принятый в расчете, соответствовал экспериментальным данным. На рис. 6.12. представлены аналогичные данные для поворота на третьей передаче. Анализ результатов свидетельствует, что периодическое включение механизма поворота вызывает значительные импульсные нагрузки в силовой установке машины и колебания корпуса.

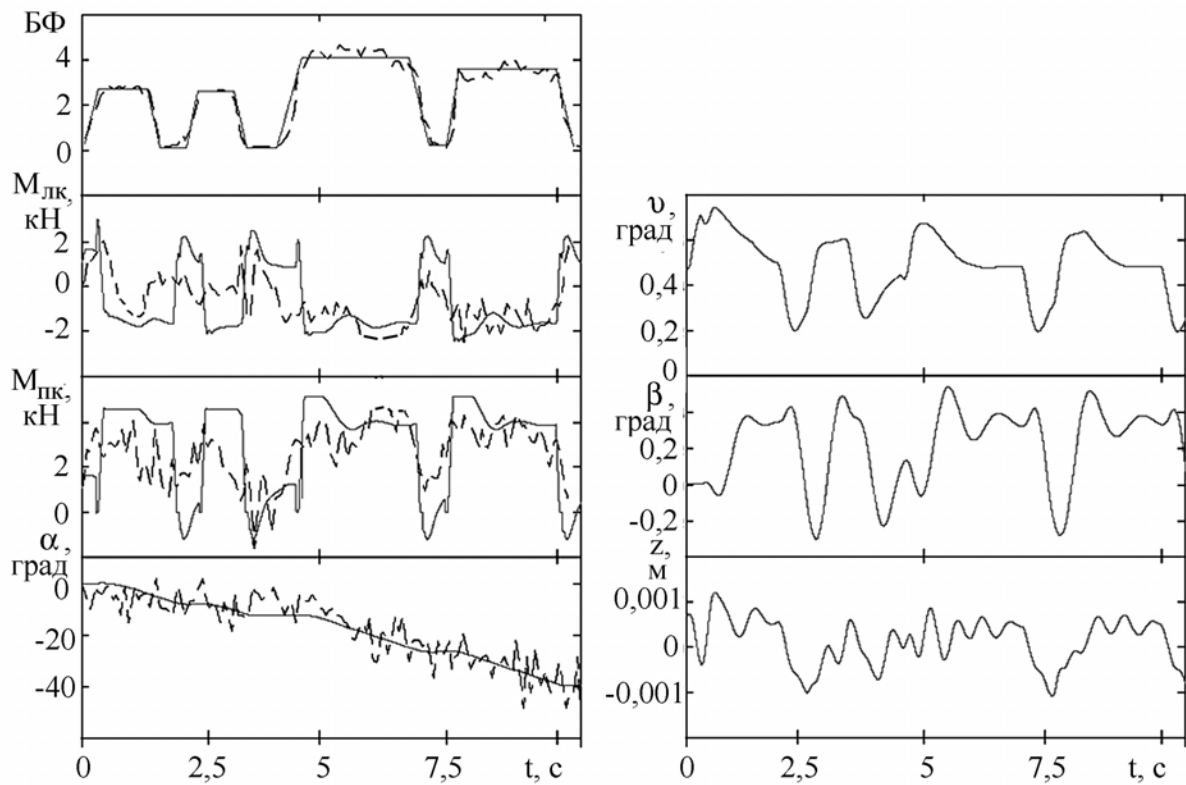


Рис.6.11. Динамические процессы при повороте машины на 4 передаче.

————— – расчет, - - - - - – эксперимент

Процесс управления бортовым фрикционом в значительной степени определяется индивидуальными особенностями водителя. При реализации методики имитационного моделирования испытаний, предполагающей многократное воспроизведение движения машины по трассе в соответствии с методом Монте– Карло, процессы управления можно задавать с внесением случайных погрешностей, имитирующих работу водителя. Среднеквадратическое отклонение расчетных и экспериментальных процессов не превышает 13%. Отдельные пики, присутствующие на экспериментальных осциллограммах, вызваны, вероятно, влиянием неровностей на поверхности трассы, которые не были учтены в расчете.

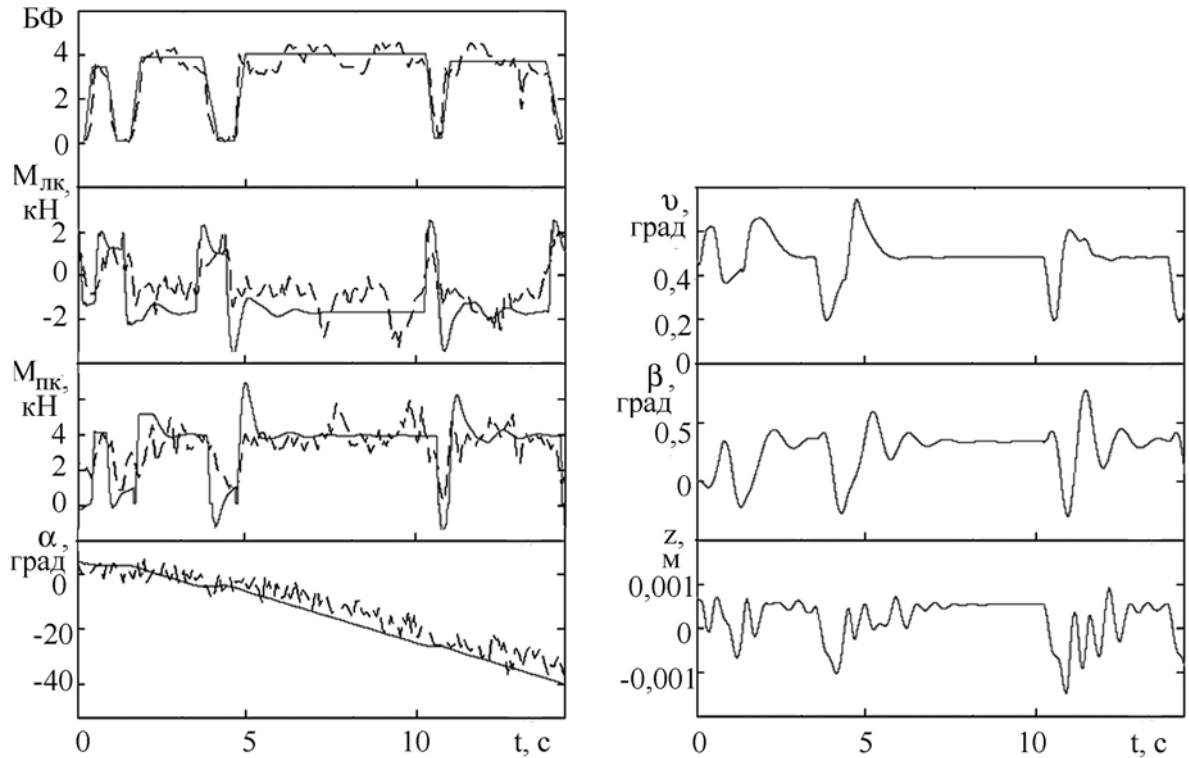


Рис.6.12. Динамические процессы при повороте машины на 3 передаче.

————— – расчет, - - - - - – эксперимент

Использованная в математической модели движения машины модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом позволяет учесть реальное распределение вертикальных нагрузок, действующих на опорные катки, а также определять нагрузки, действующие на «активных» участках с учетом свойств грунта, формы и размеров грунтозацепов траков. С помощью модели движения гусеничной машины была выполнена серия расчетных исследований, иллюстрирующих влияние различных факторов на динамику криволинейного движения. Расчеты выполнялись для машины класса 14 тонн.

На рис. 6.13 представлены результаты расчетов для поворота с фиксированным радиусом на первой передаче. Траектория движения машины $y(x)$, процессы изменения курсового угла α , углов продольно– и поперечно–угловых колебаний (ν , β), а также момента сопротивления повороту M_c и

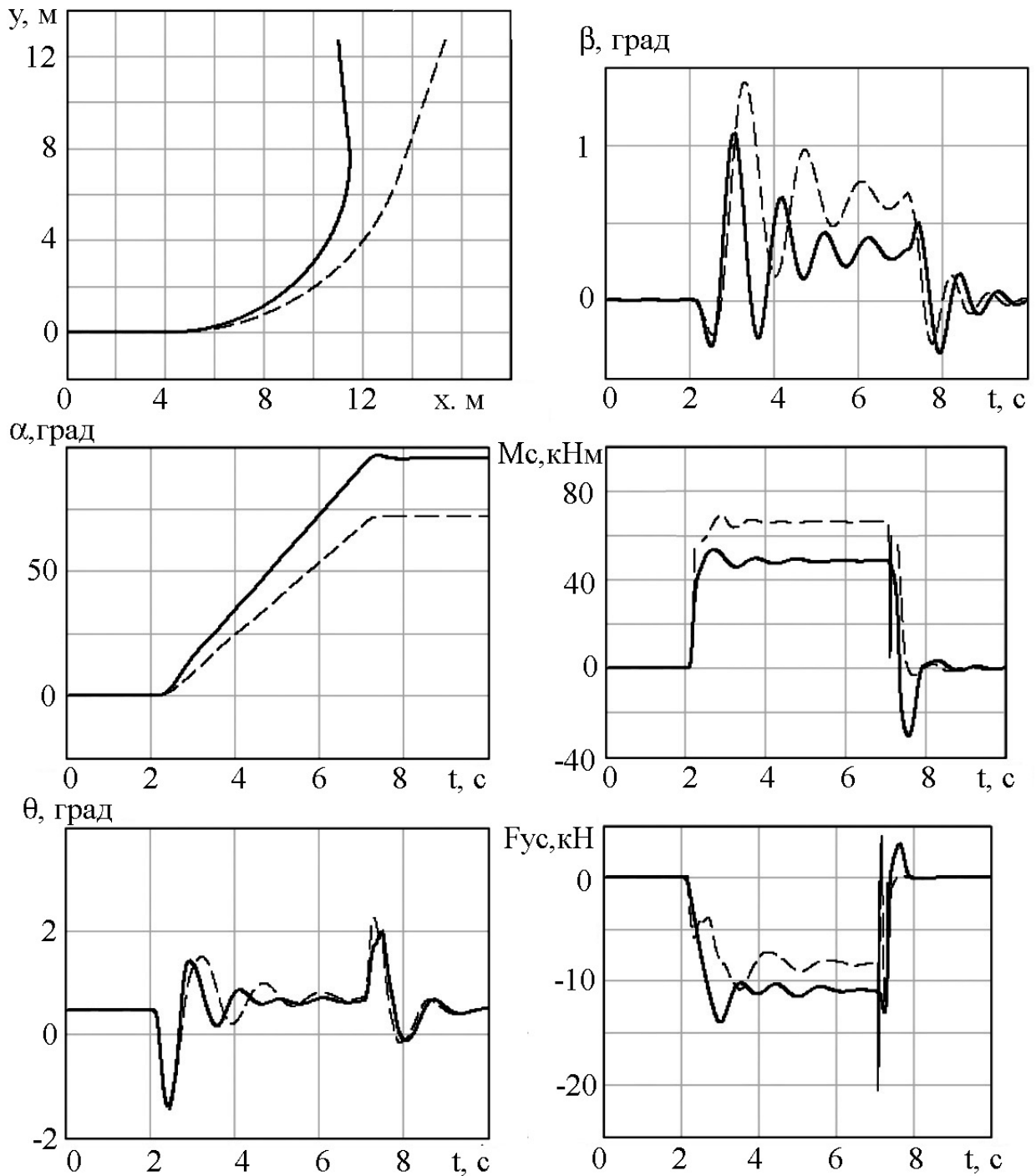


Рис.6.13. Динамические процессы при повороте машины.

————— – расчет сил сопротивления по формуле Никитина,
 - - - - - – расчет сил сопротивления по предлагаемой модели

боковой силы F_{yc} . Было выполнено 2 расчета; в одном силы сопротивления повороту определялись по предлагаемой модели, в другом – по формуле А.О.Никитина. Для получения сопоставимых результатов максимальный

момент сопротивления повороту, используемый в формуле А.О.Никитина, выбирался в соответствии со свойствами грунта, используемыми при конечноэлементном моделировании. Анализ представленных данных показывает, что момент сопротивления повороту, рассчитанный по формуле А.О.Никитина, оказался меньше, а боковая сила – больше, чем по предлагаемой модели. Отличаются также и траектории движения. По – видимому, указанные отличия вызваны перераспределением нагрузок по опорной поверхности гусеницы, которые не учитываются соотношением А.О.Никитина.

На рис. 6.14 выполнено сопоставление динамических процессов при повороте машины на слабом и плотном грунтах. Момент сопротивления повороту на плотном грунте оказался существенно выше.

Влияние формы опорной поверхности траков иллюстрирует рис. 6.15., на котором представлены результаты моделирования движения машин со стандартной гусеницей и с гусеницей, траки которой имеют изношенные грунтозацепы. В последнем случае момент сопротивления повороту оказался существенно меньше, радиус поворота – больше, чем для неизношенной гусеницы. Увеличение радиуса поворота скорее всего вызвано повышенным проскальзыванием гусениц.

Использование разработанной модели взаимодействия гусеницы с грунтом, основанной на расчете нагрузок в «активных» участках, позволяет при моделировании движения машины получить процессы изменения нагрузок, действующих на каждый опорный каток машины. В качестве примера на рис. 6.16 представлено распределение вертикальных, продольных и боковых нагрузок, действующих на активных участках, при прямолинейном и криволинейном движении машины. Приведенные данные демонстрируют перераспределение нагрузок и появление боковых сил при движении по криволинейному участку.

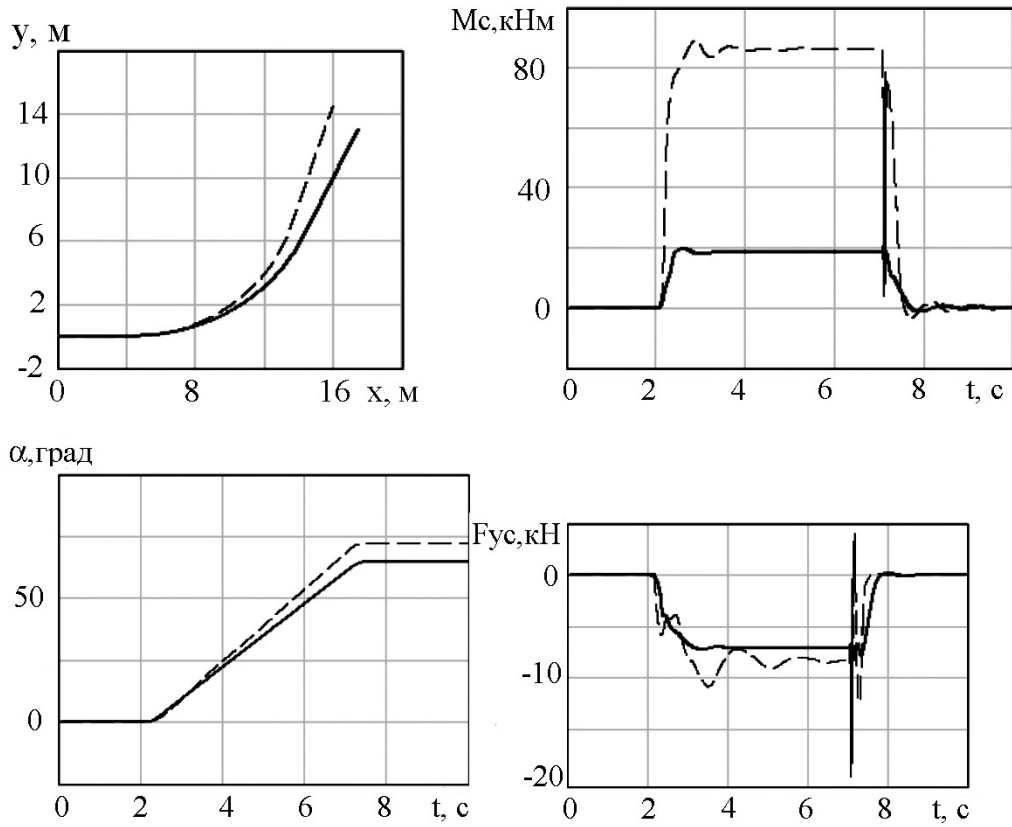


Рис.6.14. Динамические процессы при повороте машины.

— — — — — поворот на слабом грунте,

— — — — — поворот на плотном грунте

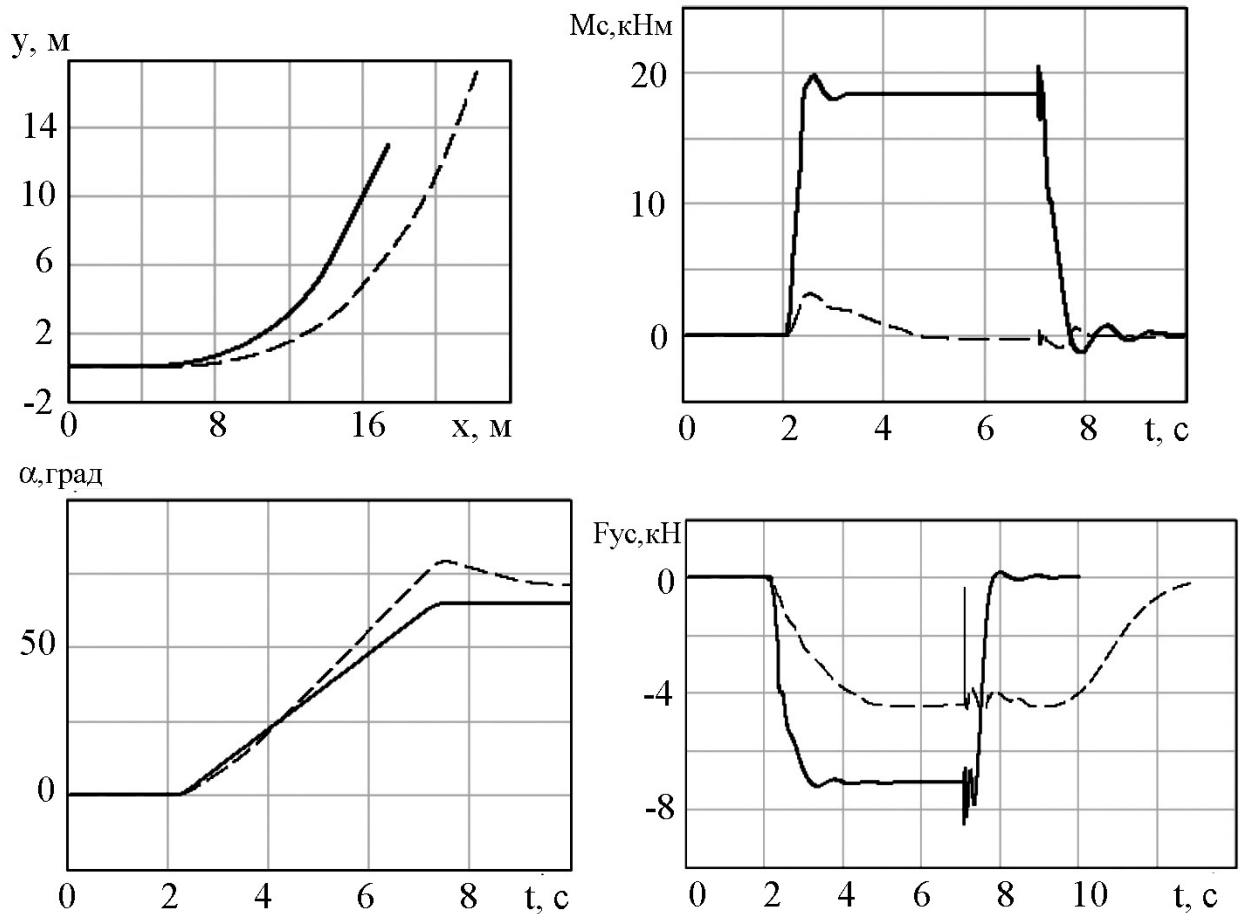


Рис.6.15. Динамические процессы при повороте машины.

————— – стандартная гусеница,

- - - - - – гусеница с изношенными грунтозацепами

Таким образом, разработанная математическая модель быстроходной гусеничной машины отображает влияние характеристик системы поддресоривания, двигателя, свойств грунта, формы опорной поверхности гусеницы, особенностей процессов управления силовой установкой на динамику движения ГМ по трассе. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позволяет сделать вывод об адекватности модели; отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 10–15%.

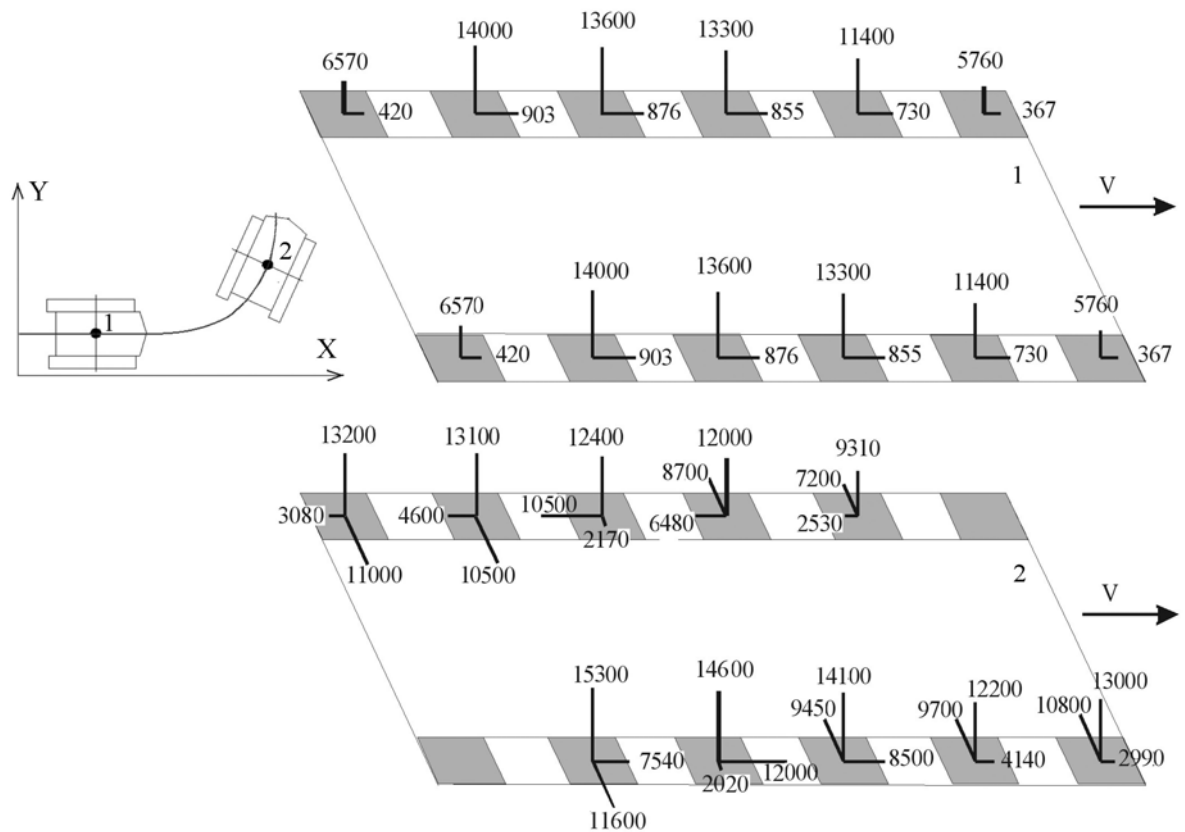


Рис.6.16. Нагрузки в активных участках опорной ветви (Н).
1– прямолинейное движение, 2– криволинейное движение

6.3. Использование математической модели для выбора параметров системы подрессоривания перспективных машин

Разработанная в рамках диссертационного исследования математическая модель была использована не только при реализации методики имитационного моделирования испытаний, но и самостоятельно, например, для исследования плавности хода гусеничных машин и нагруженности элементов системы подрессоривания. В данном разделе приводятся примеры практического применения математической модели гусеничной машины для проверки возможности снижения нагруженности балансиров снегоболотоходной машины; а также для оценки эффективности управляемой системы подрессоривания перспективной машины специального назначения.

Скоростная снегоболотоходная машина нового поколения ТМ–120 разработана в СКБМ (г. Курган) и выпускается в настоящее время на

Курганском машиностроительном заводе. Машина предназначена для эксплуатации в условиях Крайнего Севера, в связи с чем к ней предъявляются дополнительные экологические требования по обеспечению сохранности растительного покрова тундры. Машина имеет 5 – катковую подвеску, снижение удельного давления на почву достигается за счет использования гусениц увеличенной ширины, поэтому балансиры подвески имеют увеличенный поперечный вылет. Для уменьшения веса в первых образцах машины балансиры выполнялись сварными и тонкостенными. Отмеченные особенности резко увеличивают напряженность конструкции, и при испытаниях опытных образцов ТМ–120 наблюдались усталостные разрушения стебля балансира в области головки. Для предотвращения разрушений в конструкцию балансира был внесен ряд изменений, оценка эффективности которых выполнялась с помощью разработанной в диссертации методики имитационного моделирования испытаний. Результаты этих исследований будут представлены в 9 главе.

Одной из особенностей системы подрессоривания ТМ–120 является расположение гидравлических амортизаторов подвески внутри корпуса машины, в связи с чем развиваемое ими усилие передается к опорному катку через балансир. Это позволяет снизить нагруженность балансиров крайних подвесок путем уменьшения усилия, развиваемого амортизаторами. Очевидно, что такое изменение не должно ухудшать показатели плавности хода машины. В рамках работ по договору с СКБМ была выполнена проверка возможности изменения характеристик амортизаторов для ТМ–120 и перспективного варианта ТМ–130, отличающейся увеличенной более чем на 3 тонны массой, а также 6–ти катковой подвеской.

На первом этапе были выполнены расчетные исследования нагруженности подвесок для пяти – и шестикаткового вариантов машины в широком диапазоне изменения условий и режимов движения. В качестве иллюстраций на рис. 6.17 представлены расчетные реализации процессов изменения вертикальных нагрузок, действующих на опорные катки машины

ТМ–100 при движении по трассе со скоростью 20 км/ч. При анализе приведенных реализаций обращает внимание факт интенсивного нагружения передних подвесок в виде стабильных выбросов нагрузок до уровня 4,75 т., что, очевидно, объясняется предельной по клапану прямого хода работой гидроамортизаторов в моменты соприкосновения передних катков с неровностями.

С целью обоснования возможности снижения максимального усилия гидроамортизаторов были построены расчетные функции быстроходности различных вариантов машины. Стандартная трасса для возбуждения низкочастотных колебаний включала три неровности (рис. 6.18, а) длиной $L = 4$ м., высота неровности H варьировалась от 5 до 30 см, а расстояние между ними D – от 5 до 8 м. В качестве максимальной высоты неровности H , преодолеваемой на заданной скорости, принималась величина, при которой для любой величины D из рассматриваемого диапазона максимальное значение вертикального ускорения на месте водителя не превышает $3g$.

Расчетные исследования были выполнены для следующих вариантов пятикатковой машины:

- машина, передняя и задняя подвеска которой оснащены амортизаторами со стандартной характеристикой;
- максимальное усилие, развиваемое обоими амортизаторами на прямом ходе, снижено на 25%;
- максимальное усилие, развиваемое обоими амортизаторами на прямом ходе, снижено на 50%.

Построенные по результатам расчетов функции быстроходности представлены на рис. 6.18, б). При снижении максимального усилия амортизаторов на 25% в диапазоне скоростей 6–8 м/с функция быстроходности практически совпадает с функцией быстроходности исходной машины; на скорости 5 м/с высота преодолеваемой неровности снижается на 10%. Уменьшение максимального усилия амортизаторов на 50% приводит к более существенному уменьшению высоты преодолеваемых неровностей.

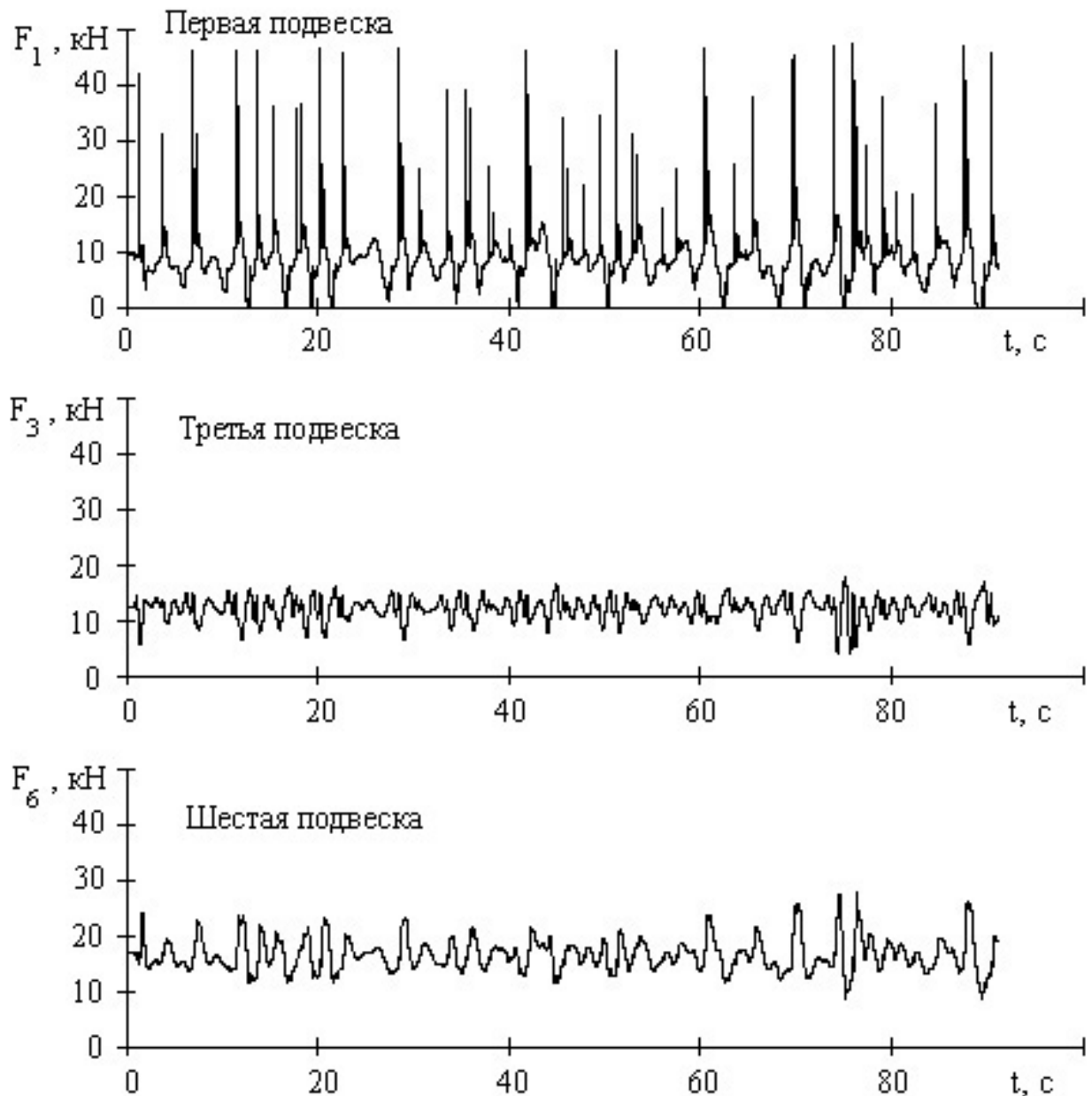


Рис.6.17. Фрагменты осциллограмм процессов изменения вертикальных усилий в подвесках шестикатковой машины при движении по типовой трассе со скоростью 20 км/ч.

Расчеты, выполненные для случая движения машины по трассе со случайным микропрофилем, показали, что уменьшение усилия амортизаторов на 25% практически не изменяет среднеквадратическое отклонение ускорений на месте водителя. Таким образом, с точки зрения сохранения плавности хода машины и с учетом разброса реальных характеристик амортизаторов снижение максимального усилия прямого хода на 25% следует считать допустимым.

Дальнейшие расчеты показали, что такое изменение повышает усталостную долговечность балансира более чем в 2 раза.

С целью проверки оптимальности выбора параметров подвески шестикатковой машины, обладающей большей массой и моментом инерции корпуса, были построены функции быстроходности для трех вариантов:

- машина, передняя и задняя подвески которой оснащены амортизаторами со стандартной характеристикой (такими же, как у пятикатковой машины);

- максимальное усилие, развиваемое обоими амортизаторами на прямом ходе, снижено на 25%;

- машина, на которой дополнительно к штатным на вторую подвеску установлен еще один амортизатор со стандартной характеристикой.

Функции быстроходности шестикатковой машины приведены на рис. 6.18, в). Для сравнения там же приведена функция быстроходности исходного варианта пятикатковой машины. Анализ результатов позволяет сделать следующие выводы:

- проходные высоты неровностей для шестикатковой машины существенно больше, чем для пятикатковой

- как увеличение, так и снижение сопротивления амортизаторов уменьшает высоту проходных неровностей для шестикатковой машины, в связи с чем демпфирование ее подвески следует признать оптимальным.

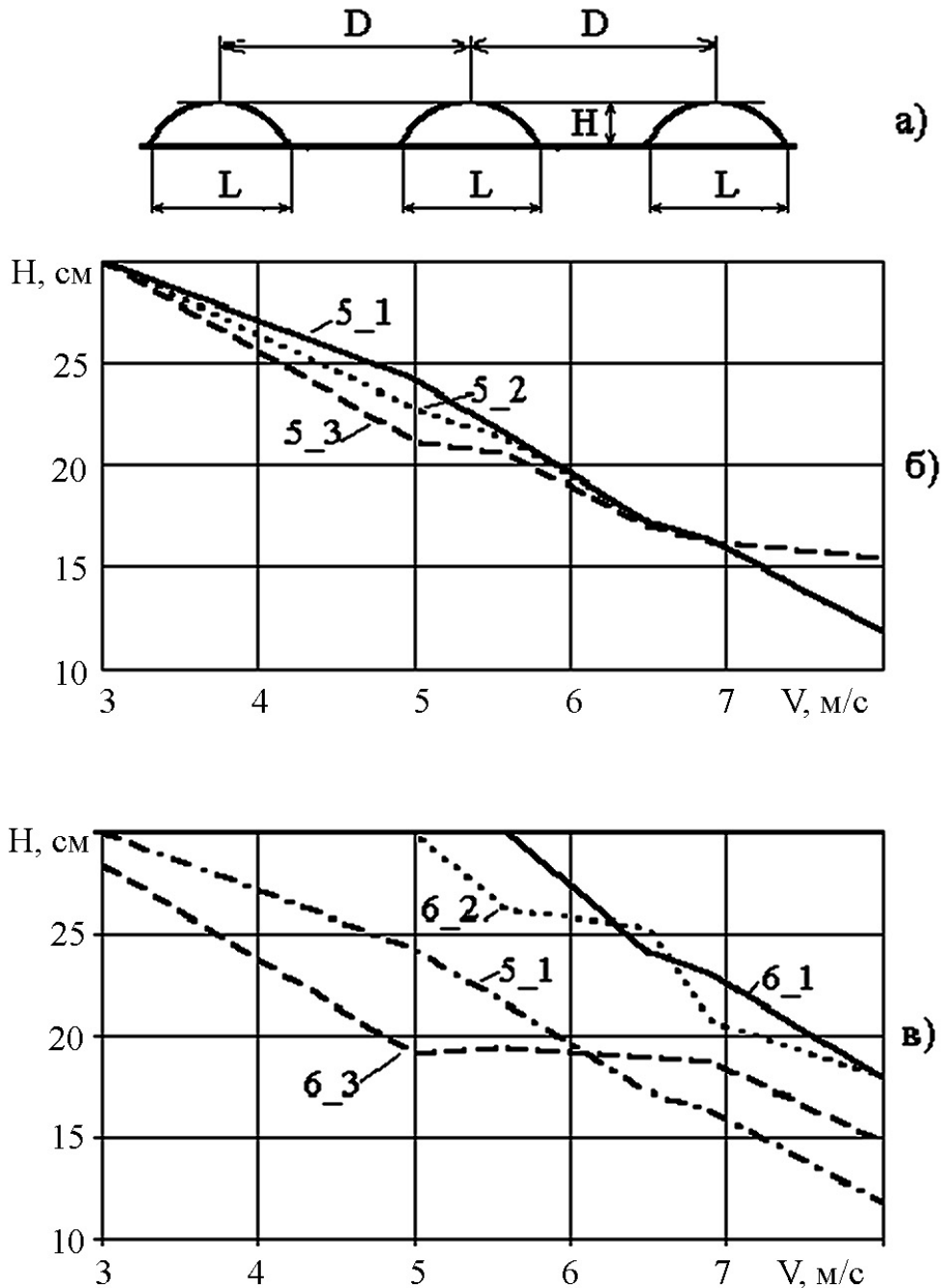


Рис.6.18. Функции быстроходности транспортной машины
 а)– стандартная низкочастотная трасса; б)– функция быстроходности для пятикаткового варианта машины (5_1– исходная подвеска, 5_2– сопротивление амортизаторов снижено на 25%, 5_3– на 50%); в)– функция быстроходности для шестикаткового варианта машины (6_1– исходная подвеска, 6_2– сопротивление амортизаторов снижено на 25%, 6_3–добавлен третий амортизатор)

Разработанная в диссертации использовалась также для исследования эффективности управляемой системы поддрессоривания перспективного варианта быстроходной гусеничной машины специального назначения [163], [87]. Работы проводились по договору между ЮУрГУ и СКБМ (г. Курган).

Разработанная в 60–х годах прошлого столетия профессором Академии бронетанковых войск А.А.Дмитриевым нелинейная теория поддрессоривания позволила принципиально изменить подход к проектированию ходовых систем быстроходных гусеничных машин и положила начало развитию нового направления по созданию управляемых систем поддрессоривания. В настоящее время работа в этом направлении активно развивается в ряде научных организаций (МГТУ им. Н.Э.Баумана, Академия БТВ, ВНИИТрансмаш и др.), а также в ведущих КБ отрасли [114, 190]. Это вызвано необходимостью обеспечения возрастающих требований к совершенствованию машин по плавности хода и скорости движения на местности [115]. Как показывает анализ состояния проблемы, в связи с большим различием условий эксплуатации быстроходных гусеничных машин, дальнейшее их совершенствование в этом направлении путем рационального выбора характеристик систем поддрессоривания становится малоэффективным.

Известны различные алгоритмы работы таких систем, в частности, некоторые из них предполагают задание определенного фиксированного уровня характеристик подвески для заданного участка трассы. При этом в качестве критериев выбора этого уровня используются среднеквадратические отклонения параметров колебаний корпуса и ускорений на месте водителя. Очевидно, что такой подход дает хорошие результаты для транспортного режима. Однако при реализации такой системы возникают сложности, связанные с необходимостью непрерывной регистрации параметров микропрофиля в процессе движения машины и формированием адекватного управляющего воздействия.

Рассматриваемый вариант системы поддрессоривания предполагает непрерывное управление демпфированием в процессе движения в соответствии

с мгновенными значениями параметров колебаний корпуса и подвески. В основу рассматриваемого варианта положена высказанное в ранних работах академии БТВ предложение уменьшать усилие амортизатора, когда оно способствует раскачиванию корпуса, и увеличивать, когда оно способствует гашению колебаний. Критерием управления в этом случае служат вертикальные составляющие скорости корпуса V_i в точке крепления i -й подвески и скорости относительного перемещения соответствующего опорного катка $\dot{\xi}_i$. Соппротивление амортизатора необходимо уменьшать при выполнении условия: $V \cdot \dot{\xi}_i > 0$ (предполагается, что положительным значениям скоростей соответствует одно и то же направление). Система управления такой подвеской включает информационно– измерительную часть (датчики, установленные на корпусе и элементах системы поддрессорования и бортовой компьютер, осуществляющий обработку случайных процессов), а также исполнительную часть, представленную управляемыми амортизаторами.

На первом этапе работы выполнены расчетные исследования, включающие компьютерное моделирование процесса движения машины по различным трассам. При этом использовалась описанная выше математическая модель. Для исследования динамики машины с управляемой подвеской математическая модель была усовершенствована путем введения подсистемы, изменяющей характеристики амортизаторов в зависимости от текущих значений обобщенных координат и их производны.

В ходе расчетных исследований сопоставлялась динамика машин с обычной и с управляемой подвесками в широком диапазоне скоростей движения и условий эксплуатации. Внешним кинематическим воздействием служили как гармонический профиль, так и трассы со случайным микорпрофилем.

При моделировании движения машины по гармоническому профилю в качестве результатов рассматривались амплитудные значения параметров колебаний корпуса (вертикальных ускорений на месте водителя, вертикальных и продольно– угловых колебаний корпуса, а также их скоростей) и средняя

мощность, рассеиваемая амортизаторами. На рис. 6.19 в относительных единицах приведено сопоставление результатов, полученных для машин с обычной и управляемой подвесками при движении со скоростью 45 км/ч по гармоническому профилю с длиной волны 6 м., из которого следует, что использование управляемой подвески улучшает параметры плавности хода машины в 1,2–1,5 раза с одновременным снижением тепловыделения в амортизаторах.

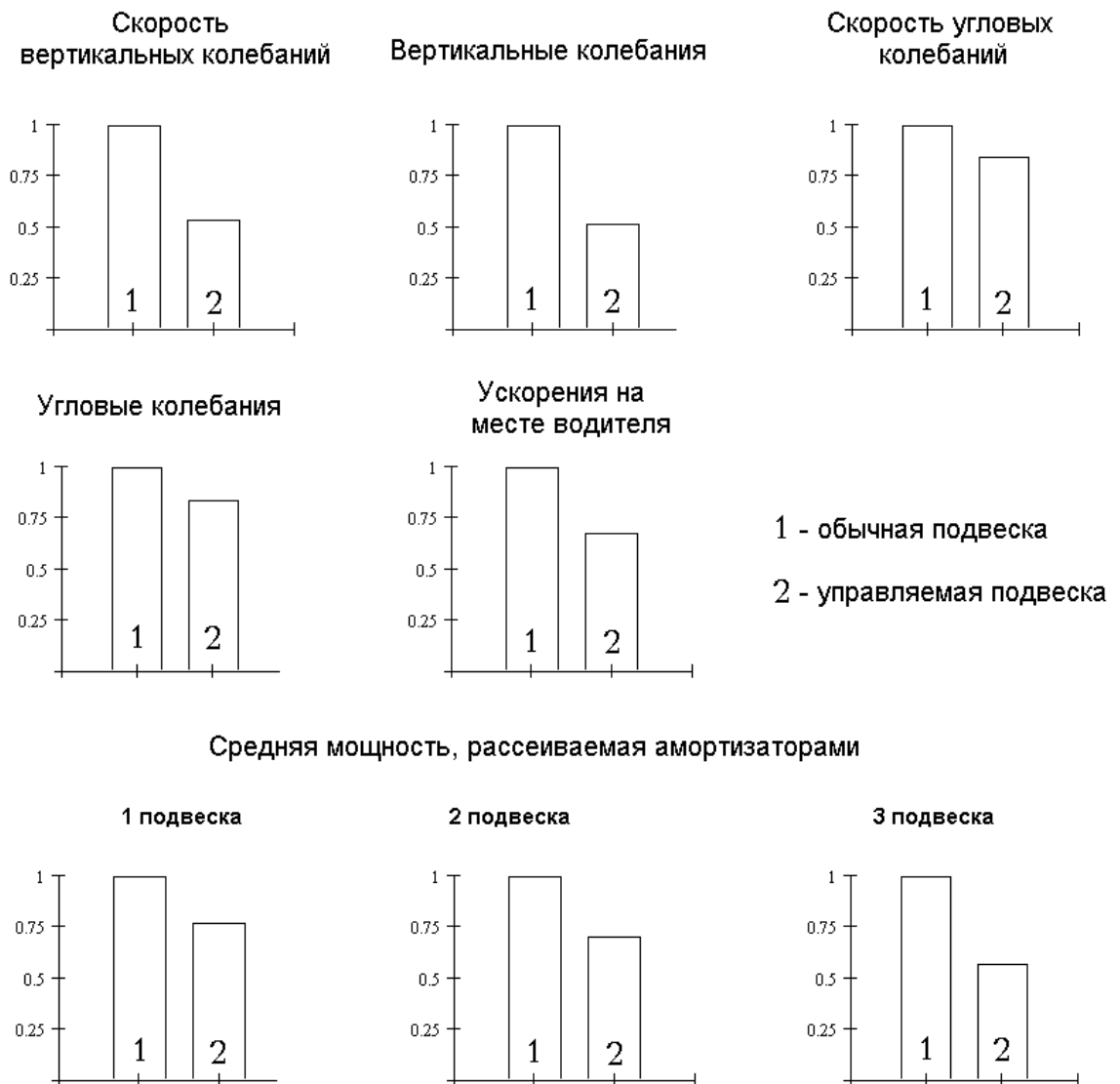


Рис. 6.19. Результаты расчетов для случая движения по гармоническому профилю

При исследовании динамики машин на трассах со случайным микропрофилем в качестве внешнего воздействия задавались фрагменты трасс, отличающихся спектральным составом и средней высотой неровностей. Рассмотрим результаты, соответствующие движению машины по лесной дороге (рис. 6.21). На рис. 6.22 в относительных единицах приведены параметры колебаний корпуса (средние значения положительных максимумов) и средняя мощность, рассеиваемая в амортизаторах для машин с обычной и управляемой подвесками при движении по трассе со скоростью 45 км/ч. Результаты свидетельствуют о том, что использование управляемой подвески и в этом случае существенно снижает уровень колебаний корпуса и рассеяние энергии в амортизаторах.

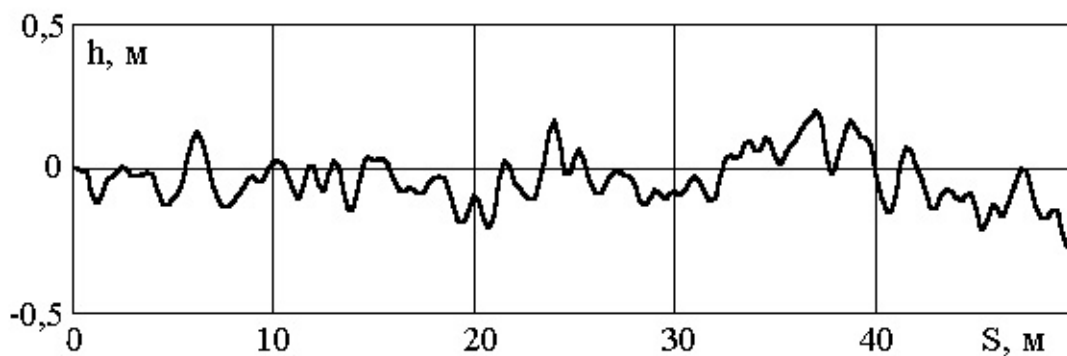


Рис. 6.21. Фрагмент микропрофиля трассы

Представленные результаты можно рассматривать в качестве обоснования эффективности применения предлагаемой системы поддрессоривания с управляемыми гидроамортизаторами. Ее применение в некоторых режимах движения на 30–40% снижает параметры колебаний корпуса с одновременным уменьшением теплонапряженности амортизаторов.

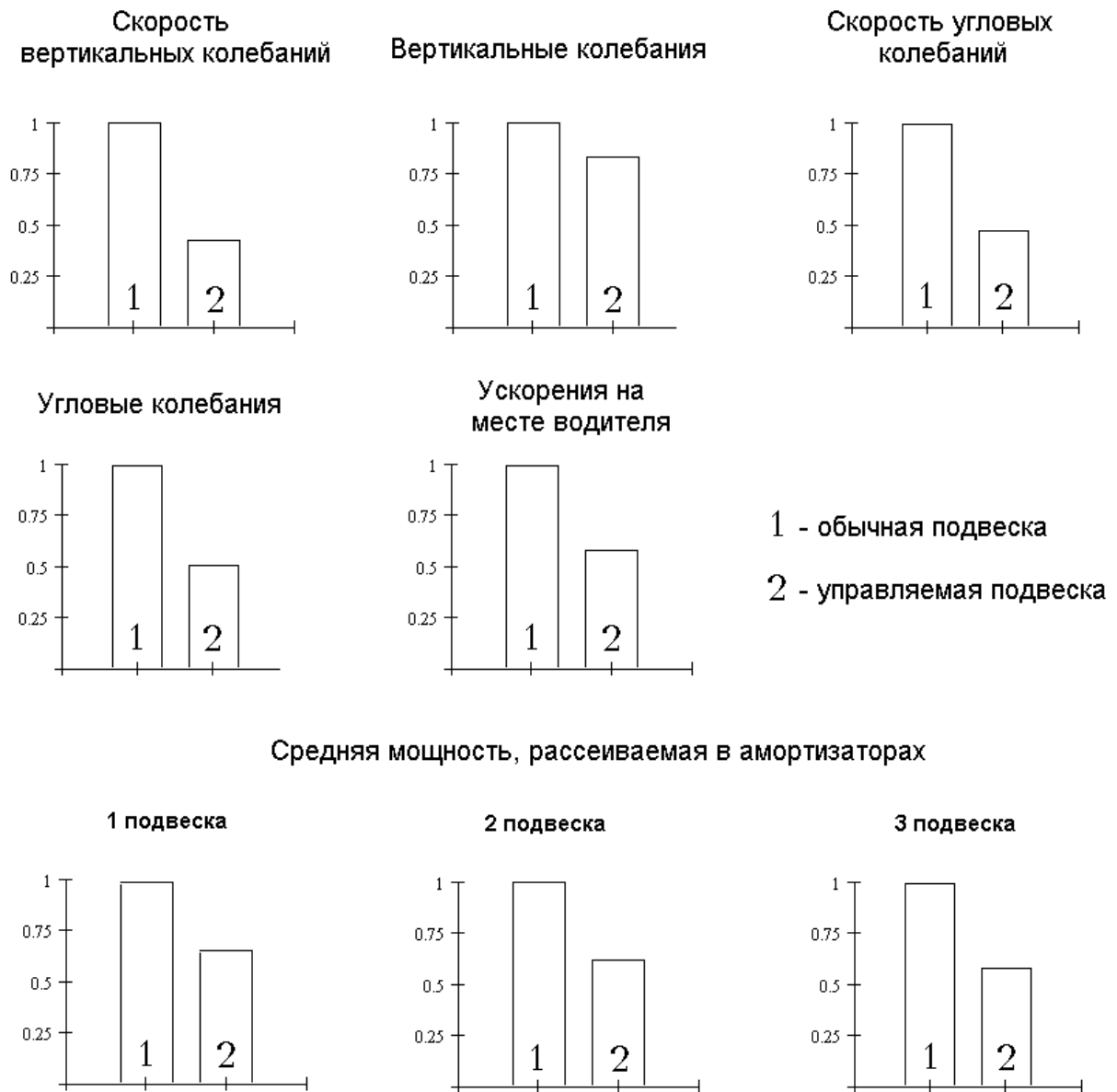


Рис.6.22. Результаты расчета для трассы со случайным микропрофилем

Однако расчеты показали, что эффективность системы существенно снижается при наличии задержек срабатывания системы управления и исполнительных механизмов. Это обстоятельство должно быть обязательно учтено при проектировании системы.

7. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ЗОНАХ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ

В результате моделирования движения машины по трассе получают процессы изменения обобщенных координат математической модели. На следующем этапе эти процессы необходимо преобразовать в процессы изменения нагрузок, действующих на исследуемые элементы ходовой системы, и, затем, в процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных зонах деталей. Решение этих задач во многом определяется особенностями работы соответствующих деталей, в частности видом нагружения (однопараметрическое, многопараметрическое), а также взаимодействием с поверхностью грунта.

7.1. Однопараметрическое случайное нагружение

Наиболее простым является случай, когда рассматриваемая деталь испытывает действие одной нагрузки, изменяющейся по случайному закону (однопараметрическое нагружение). Примером такой детали является торсион подвески. Действующий на него крутящий момент полностью определяется углом закручивания, т.е. углом поворота балансира относительно корпуса машины. При использовании в расчетах представленной в диссертации математической модели гусеничной машины процесс изменения угла закручивания может быть получен с помощью простых геометрических соотношений из процесса изменения перемещения опорного катка относительно корпуса машины. Дальнейший расчет процесса изменения касательных напряжений выполняется либо с помощью известных соотношений сопротивления материалов, либо с помощью метода конечных элементов.

7.2. Многопараметрическое случайное нагружение

Более сложным является случай многопараметрического случайного нагружения, когда деталь испытывает действие нескольких нагрузок, изменяющихся по независимым случайным процессам. Примером такой детали может быть балансир подвески гусеничной машины [41]. На опорный каток машины действует вертикальная нагрузка F_z , величина которой определяется усилиями, развиваемыми торсионом и гидравлическим амортизатором, продольная нагрузка F_x , определяемая углом наклона микропрофиля трассы в точке контакта с катком и боковая нагрузка F_y при криволинейном движении машины (рис. 7.1, а). Нагрузки, а также угол поворота балансира α непрерывно изменяются во времени по различным случайным законам, в связи с чем усилия, действующие на каток, также непрерывно меняют ориентацию по отношению к балансиру. Поэтому введена систему координат XYZ , связанную с балансиром (рис. 7.1, б), центр которой находится посередине оси катка. Плоскость XZ совпадает с плоскостью балансира, а ось Y ей перпендикулярна. Теперь внешние нагрузки F_x , F_y , F_z могут быть приведены к пяти усилиям P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z , неподвижным по отношению к телу балансира:

$$P_Z(t) = F_x(t)\sin(\alpha(t)) + F_z(t)\cos(\alpha(t)), \quad P_X(t) = -F_z(t)\sin(\alpha(t)) + F_x(t)\cos(\alpha(t)),$$

$$P_Y(t) = F_Y(t), \quad M_X(t) = F_y(t)R \cos(\alpha(t)), \quad M_Z(t) = F_y(t)R \sin(\alpha(t)),$$

где R – радиус опорного катка.

Таким образом, в процессе моделирования движения машины по местности процессы изменения во времени сил F_x , F_y , F_z и угла α могут быть пересчитаны в процессы изменения нагрузок P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z .

Рассмотрим методику расчета напряжений в различных точках балансира. На первом этапе расчетов определяют компоненты напряженного состояния в опасных зонах от действия единичных усилий P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z

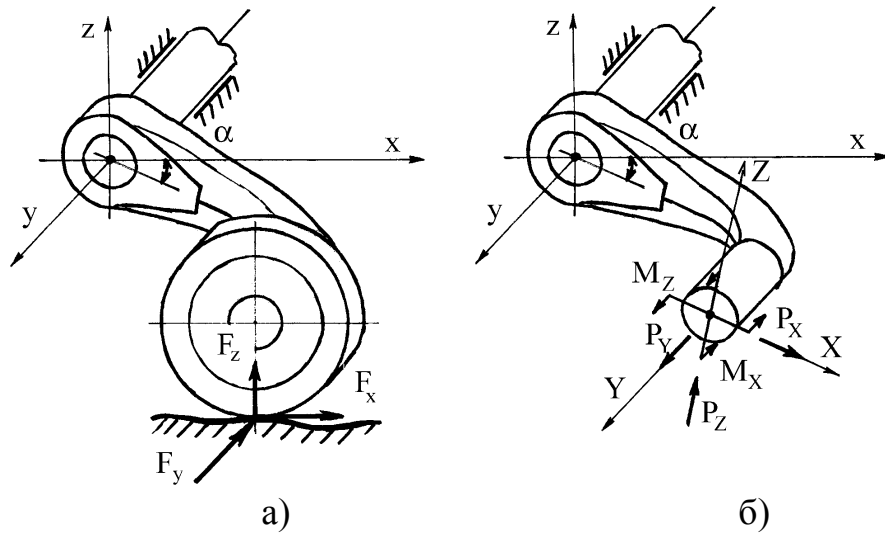


Рис. 7.1. Нагрузки, действующие на балансир

В качестве примера на рис. 7.2 представлены картины распределения эквивалентных напряжений от действия единичных усилий P_Y и P_Z для балансира снегоболотоходной машины ТМ-120, полученные в результате расчета методом конечных элементов с использованием пакета ANSYS [223]. На основе анализа полученных результатов можно выявить потенциально опасные зоны балансира.

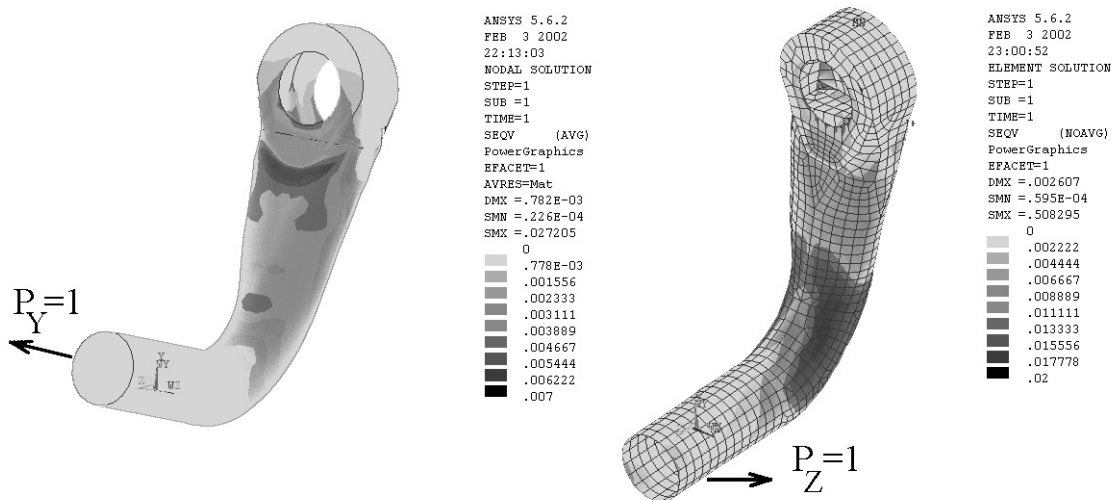


Рис.7.2. Распределение эквивалентных напряжений в стебле балансира

В дальнейшем, в каждой из опасных зон необходимо анализировать напряженное состояние в ряде точек: определить значения компонент напряжений $\sigma_{\xi i}$, $\sigma_{\eta i}$, $\tau_{\xi \eta i}$ при действии на балансир каждого из единичных

усилий P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z , (ξ и η – оси, лежащие в плоскости i – ого конечного элемента).

Текущее значение компонент напряжений в каждой из опасных точек определяется как линейная комбинация:

$$\begin{aligned}\sigma_{\xi i}(t) &= \sigma_{\xi i}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\xi i}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\xi i}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \sigma_{\xi i}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\xi i}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t), \\ \sigma_{\eta i}(t) &= \sigma_{\eta i}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\eta i}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\eta i}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \sigma_{\eta i}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\eta i}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t), \\ \tau_{\xi \eta i}(t) &= \tau_{\xi \eta i}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \tau_{\xi \eta i}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \tau_{\xi \eta i}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \tau_{\xi \eta i}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \tau_{\xi \eta i}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t).\end{aligned}$$

Таким образом, с помощью комплексной ЭВМ– программы, объединяющей задачу динамики движения машины с расчетом напряжений, удается получить реализации случайных процессов изменения во времени компонент напряжений в каждой опасной точке при движении машины по трассе.

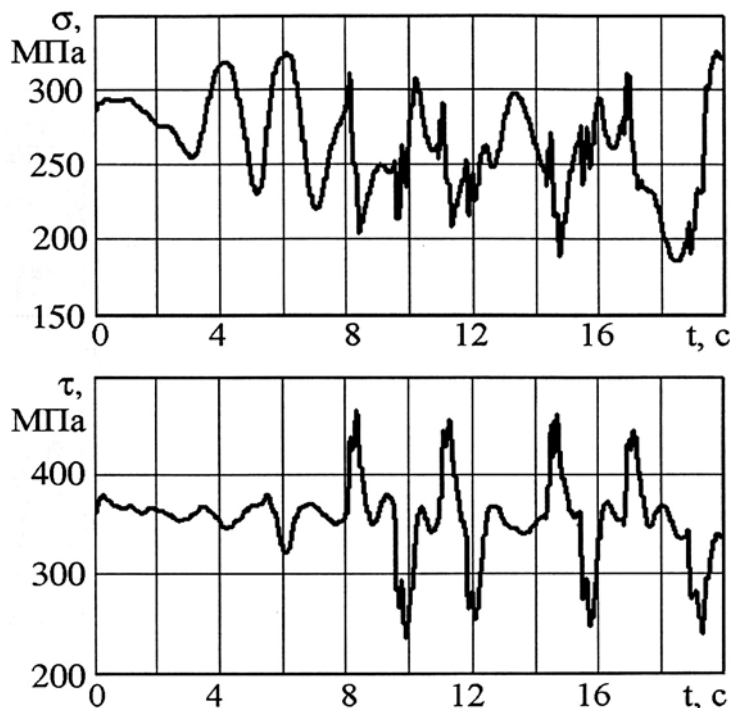


Рис.7.3.

Анализ полученных реализаций случайных процессов изменения компонент напряженного состояния в опасных точках балансира показал, что это различные, хотя и коррелированные случайные процессы. Отмеченный эффект объясняется тем, что при движении машины

балансир испытывает воздействие нагрузок $F_x(t)$, $F_y(t)$, $F_z(t)$, процессы изменения которых являются различными случайными процессами; в то же время угол поворота балансира относительно корпуса машины $\alpha(t)$ также изменяется по случайному закону. Экстремальные значения напряжений достигаются в одни и те же моменты времени, при этом изменение угла, характеризующего положение главных площадок, достигает 30° . Фрагмент процессов изменения нормальных и касательных напряжений в наиболее нагруженной зоне балансира при движении по одной из трасс приведен на рис. 7.3. В дальнейшем процессы изменения напряжений используются в модели накопления повреждений для расчетной оценки ресурса по критерию усталостного разрушения.

7.3. Напряжения в деталях, непосредственно взаимодействующих с грунтом

В настоящее время на быстроходных машинах широко применяются гусеницы с резинометаллическими шарнирами, внедрение которых позволило в 2–3 раза повысить средний ресурс гусениц за счет замены абразивного трения в шарнирных соединениях кручением заземленного резинового массива. Однако, как показывает опыт эксплуатации, наряду с неоспоримыми преимуществами новой конструкции выявлен ряд эффектов, ограничивающих дальнейшее повышение надежности гусениц. К их числу, в первую очередь, относится массовое усталостное разрушение звеньев, проявляющееся в виде процессов зарождения и последующего докритического развития усталостных трещин. Очевидно, что этот вид постепенных отказов «не успевал» проявиться в гусеницах с шарнирами абразивного трения вследствие опережающего износа соединений. В связи с этим актуальной является задача прогнозирования усталостной долговечности траков гусениц на ранних стадиях проектирования, так как, несмотря на неоспоримые преимущества гусеничного движителя перед колесным по проходимости, он отличается низкой живучестью. При разрушении даже одного трака из общего числа звеньев, входящих в две гусеничные цепи, машина полностью теряет подвижность. Отметим, что при

расчетах других элементов ходовой системы, не имеющих непосредственного контакта с грунтом (балансиры, опорные катки, торсионы и др.), внешнее кинематическое воздействие обычно задается в виде абсолютно жесткого случайного профиля дороги, что, очевидно, неприемлемо при исследованиях напряженности траков. Это иллюстрируется результатами проведенных на кафедре ПМДПМ ЮУрГУ натурных экспериментов [95], в ходе которых с помощью специальных измерительных устройств регистрировались процессы изменения во времени напряжений в наиболее нагруженных участках исследуемого трака при движении быстроходной гусеничной машины в различных дорожных условиях. В качестве примера на рис. 7.4 представлен фрагмент одной из осциллограмм.

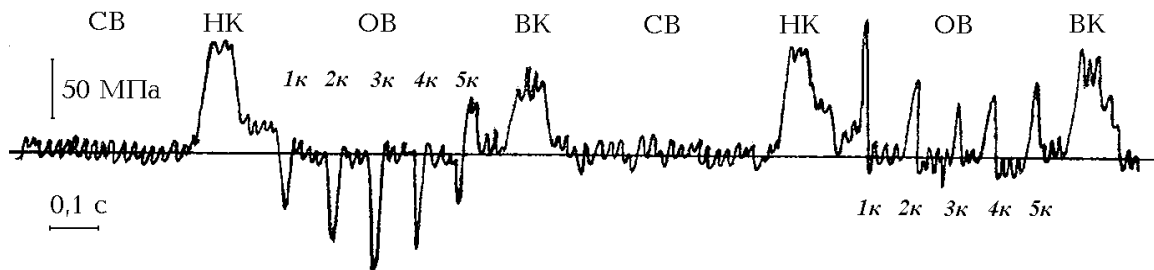


Рис. 7.4. Фрагмент процесса изменения напряжений в опасной зоне трака (НК— зона направляющего колеса, ВК— ведущего колеса, ОВ— опорной ветви, СВ— свободной ветви)

Анализ показывает, что наибольшие напряжения возникают в опорной ветви гусеничного обвода, а также при прохождении направляющего и ведущего колес; нагруженность траков в свободной ветви пренебрежимо мала. В опорной ветви наибольшие импульсы напряжений возникают при нагружении исследуемого трака опорными катками, причем величина и даже знак этих напряжений при каждом нагружении изменяются случайно. Очевидно, отмеченное объясняется двумя основными причинами: изменением катковой нагрузки вследствие колебаний корпуса машины и тем, что исследуемый трак при каждом прохождении гусеничного обвода взаимодействует с новым участком грунта и, следовательно, создается новая схема его опирания. Как показывает опыт эксплуатации быстроходных гусеничных машин, жесткость

грунтов оказывает определяющее влияние на ресурс траков. На рис. 7.5 приведены диаграммы, полученные на основе обработки результатов экспериментов, из которых следует, что наибольшее удельное усталостное повреждение приходится на опорную ветвь гусеницы, особенно при движении по жесткому основанию (дороги с мерзлым грунтом, каменистые дороги и т.п.).

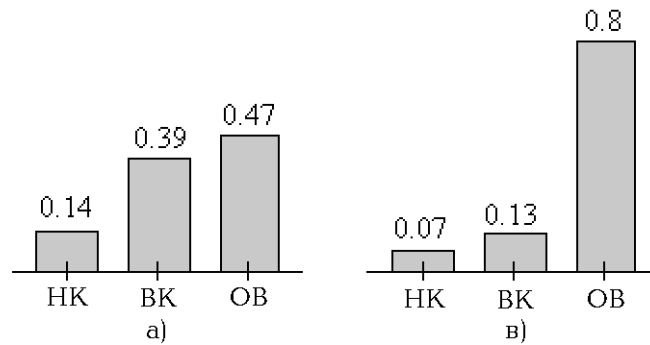


Рис.7.5. Относительная доля усталостного повреждения, накапливаемого в различных зонах обвода; а– летняя трасса, б– зимняя трасса (НК– зона направляющего колеса, ВК– ведущего колеса, ОВ– опорной ветви, СВ– свободной ветви)

Решение задачи о прогнозировании ресурса траков гусениц включает четыре последовательных этапа. На *первом* с помощью описанной ранее математической модели транспортной машины исследуется движение машины по типовой трассе в заданном регионе; при этом грунт принимается абсолютно жестким. В результате получают непрерывный случайный процесс изменения катковых нагрузок, который в последующем преобразуют в случайный импульсный поток сил, действующих на траки со стороны опорных катков, а также со стороны ведущего и направляющего колес. На *втором* этапе моделируется взаимодействие траков с грунтом и элементами движителя (опорными катками, соседними траками, ведущим и направляющим колесами). Однако, в отличие от предыдущего, на этом этапе грунт рассматривается как случайная податливая среда.

Рассмотрим нагрузки, действующие на трак в опорной ветви. Это сила со стороны опорного катка $P_{кат}$, растягивающее усилие со стороны соседних траков $F_{гус}$ и случайные реакции грунта R_i (рис. 7.6). В процессе движения

машины указанные силы непрерывно изменяются, так как по тракту, лежащему на грунте, последовательно прокатываются опорные катки машины, а также изменяется растягивающее усилие в опорной ветви. Подобно нагруженности трака в опорной ветви, в зонах ведущего и направляющего колес на него действуют усилия со стороны смежных трактов $F_{гус}$ и сосредоточенные силы $P_{БК}$ и $P_{НК}$, приложенные к беговой дорожке. Отметим, что случайные процессы изменения внешних усилий $P_{кат}$, $F_{гус}$, $P_{БК}$ и $P_{НК}$ определяются на первом этапе при моделировании движения гусеничной машины по местности.

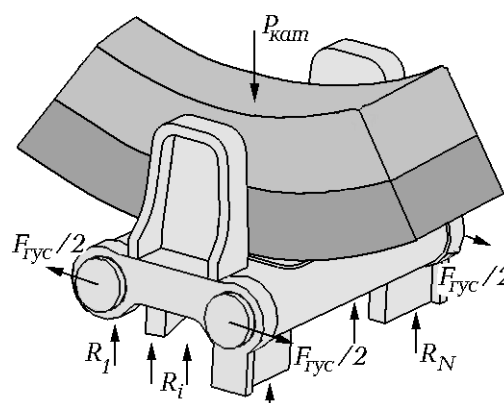


Рис.7.6. Нагрузки, действующие на трак в опорной ветви (показан фрагмент опорного катка с резиновой шиной)

7.3.1. Стохастическая модель грунта

Для определения случайных реакций R_i необходимо использовать модель взаимодействия трака с грунтом, отображающую его жесткость, форму опорной поверхности трактов, в частности, расположение и размеры грунтозацепов, а также случайный характер опирания. В работе [95] предложен один из вариантов такой модели в виде Винклеровского полупространства, в котором дискретные упругие элементы распределены по глубине по некоторому случайному закону (рис. 7.7).

В этой модели жесткости упругих элементов принимают равными $c_i = c \cdot s_i$, где c_i – жесткость упругого элемента, взаимодействующего с i – й площадкой опорной поверхности трака; c – коэффициент постели для данного грунта [Н/м^2], s – площадь i – го участка опорной поверхности трака ($i=1...K$).

Координаты упругих элементов ξ_i и η_i на плоскости грунта зафиксированы, а вероятностные свойства отображаются случайными значениями ζ_i , задающими положение свободных концов упругих элементов. В соответствии с принятыми допущениями криволинейная форма опорной поверхности трака заменяется совокупностью плоских участков с площадями s_i и координатами центра x_i, y_i, z_i . Под действием катковой нагрузки происходит «погружение» трака в дискретную упругую среду, которое сопровождается образованием точечных контактов опорной поверхности с упругими элементами и, вследствие деформации последних, возникновением реакций, случайных по величине и точкам контакта.

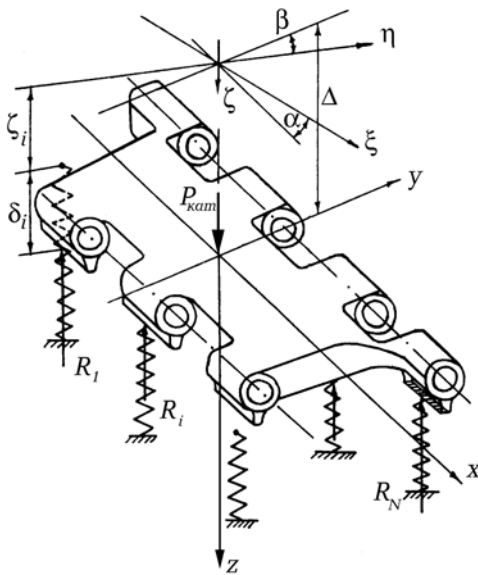


Рис.7.7. Модель взаимодействия трака с грунтом (катковая нагрузка условно приложена непосредственно к траку)

в грунте упругих элементов δ_i , которая сопровождается возникновением

случайных реакций $[R_i]$:

$$\begin{aligned} \delta_i &= \Delta + z_i - \zeta_i + x_i\alpha + y_i\beta, \\ R_i &= c_i\delta_i \text{ при } \delta_i > 0; 0 \text{ при } \delta_i < 0. \end{aligned} \quad (7.1)$$

Реакции грунта определяются из условий равновесия; при этом трак рассматривается как недеформируемое тело. В исходном состоянии связанная с траком подвижная система координат x, y, z совпадает с неподвижной системой ξ, η, ζ . Перемещение трака в грунте описывается вертикальным перемещением Δ и поворотом α и β относительно осей η и ξ .

Под действием случайной катковой нагрузки $P_{кат}$ происходит деформация случайно расположенных

Задача нахождения случайных ансамблей реакций сводится к поиску положения трака в грунте, удовлетворяющему условиям равновесия, которые вследствие односторонних связей упругих элементов с поверхностью трака выражаются системой существенно нелинейных уравнений относительно Δ , α и β :

$$\sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i + P_{кат} = 0, \quad \sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i x_i = 0, \quad \sum_{i=1}^{N(\Delta, \alpha, \beta)} R_i y_i = 0, \quad (7.2)$$

где $N(\Delta, \alpha, \beta)$ – число реакций, уравнивающих трак в дискретной упругой среде. Решение этой системы уравнений осуществляется численно. Координаты, определяющие положение упругих элементов ζ_i в каждом независимом испытании («погружении трака в грунт») задаются с помощью генератора случайных величин, воспроизводящего принятый закон распределения.

Идентификация модели грунта (определение величины коэффициентов постели для различных типов дорог и закона распределения координат ζ_i) выполнена на основе сопоставления расчетных и экспериментальных законов распределения напряжений в опасной точке трака при движении по различным трассам. Величины коэффициентов постели для различных дорог приведены в таблице 7.1; закон распределения координат ζ_i по результатам идентификации принят в виде закона равной плотности в интервале 0 – 25 мм [95].

Число точек, в которых трак соприкасается с упругими элементами, зависит от геометрии опорной поверхности и жесткости грунта. Очевидно, что при увеличении жесткости грунта число точек будет уменьшаться; соответствующая зависимость представлена на рис. 7.8.

Таким образом, описанная модель взаимодействия траков с грунтом позволяет получить совокупность случайных реакций $[R_i]$, соответствующую каждому нагружению трака опорным катком.

Таблица 7.1.

Вид трассы	Коэффициент постели (c), MN/m^3
Снежная целина, заснеженная зимняя дорога, пылевая дорога, песчаная местность	5,0...15
Заснеженная накатанная дорога, целина, лесная дорога, грунтовая дорога в распутицу	15...25
Твердая грунтовая дорога, насыпная дорога на твердом основании, щебенчатая дорога	25...35
Зимняя бесснежная дорога с колеей, мерзлый грунт, булыжное шоссе, каменная дорога	35...50

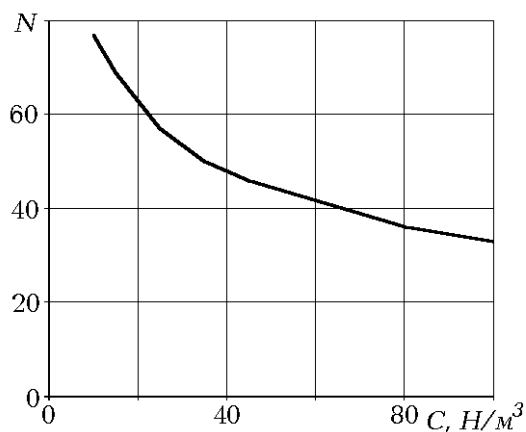


Рис.7.8. Зависимость числа точек контакта трака с грунтом от жесткости грунта

6.3.2. Методика расчета напряжений в опасной зоне трака

На *третьем* этапе выполняют расчет значений импульсов напряжений в исследуемой зоне трака, возникающих при действии ансамблей случайных реакций в опорной ветви обвода. Рассмотрим один из способов решения этой задачи, основанный на предположении, что тело трака работает как линейно-упругая система [95]. Поскольку в исследуемой точке детали с номером « k » в общем случае реализуется объемное напряженное состояние, расчеты необходимо выполнять для всех компонентов тензора напряжений. В

дальнейшем методика расчета иллюстрируется на примере одного компонента, обозначаемого σ_{OB}^k .

Используя принцип суперпозиции, напряжение в рассматриваемой точке конструкции можно представить в виде суммы произведений нагрузок на соответствующие коэффициенты влияния, равные напряжениям, возникающим под действием соответствующих единичных сил:

$$\sigma_{OB}^k = [R_i]^T [\omega_{zi}^k] + P_{кат} \omega_{кат}^k + F_{зус} \omega_{зус}^k, \quad (7.3)$$

где $[R_i]$ – столбец сил, действующих на опорную поверхность трака со стороны грунта, $[\omega_{zi}^k]$ – столбец соответствующих коэффициентов влияния для k – й исследуемой точки; $\omega_{кат}^k$, $\omega_{зус}^k$ – коэффициенты влияния от действия силы со стороны опорного катка и растягивающей силы со стороны резинометаллических шарниров; $P_{кат}$ – сила со стороны опорного катка; $F_{зус}$ – растягивающее усилие со стороны резинометаллических шарниров.

Величина импульса напряжений, возникающего в траке при прохождении направляющего колеса (σ_{HK}^k), пропорциональна усилию в свободной ветви F_{CB} , а импульса напряжений, возникающего при прохождении ведущего колеса (σ_{BK}^k) – натяжению рабочей ветви F_{PB} :

$$\sigma_{HK}^k = \omega_{HK}^k F_{CB}, \quad (7.4)$$

$$\sigma_{BK}^k = \omega_{BK}^k F_{PB}, \quad (7.5)$$

где ω_{HK}^k , ω_{BK}^k – соответствующие коэффициенты влияния. Выражения, аналогичные (7.3), (7.4), (7.5), могут быть записаны для каждого компонента тензора напряжений в рассматриваемой точке.

Каждый из коэффициентов ω_{zi}^k равен напряжению, возникающему в точке “ k ” трака от действия единственной силы $R_i=1$. Для определения ω_{zi}^k в ранних работах применялся весьма трудоемкий экспериментальный метод [95].

В данной диссертации коэффициенты влияния предложено получать с помощью конечноэлементного расчета. Также учтена растягивающая нагрузка, действующая на трак. Очевидно, что определить ω_{zi}^k , нагружая трак только одной силой $R_i=1$, практически невозможно, так как в этом случае не будут выполняться условия равновесия. В работе [11] показано, что при определении коэффициентов влияния можно рассматривать трак, закрепленный в трех произвольно выбранных точках. Трак последовательно нагружают единичной силой, приложенной в точках предполагаемого опирания на грунт; напряжения в исследуемой точке рассчитывают, используя стандартные пакеты программ метода конечных элементов (МКЭ). В качестве примера на рис. 7.9 показана конечноэлементная модель и картина напряженного состояния трака БМП–2, полученная с помощью пакета программ ANSYS [223]. Полученные в результате расчета напряжения и являются коэффициентами влияния $[\omega_{zi}^k]$. Аналогично определяют коэффициент влияния со стороны опорного катка $\omega_{кам}^k$. В дальнейшем при нагружении трака системой самоуравновешенных сил реакции в дополнительных опорах будут равны нулю, поэтому их наличие не влияет на результат. Проверка данного метода показала его эффективность при практическом использовании.

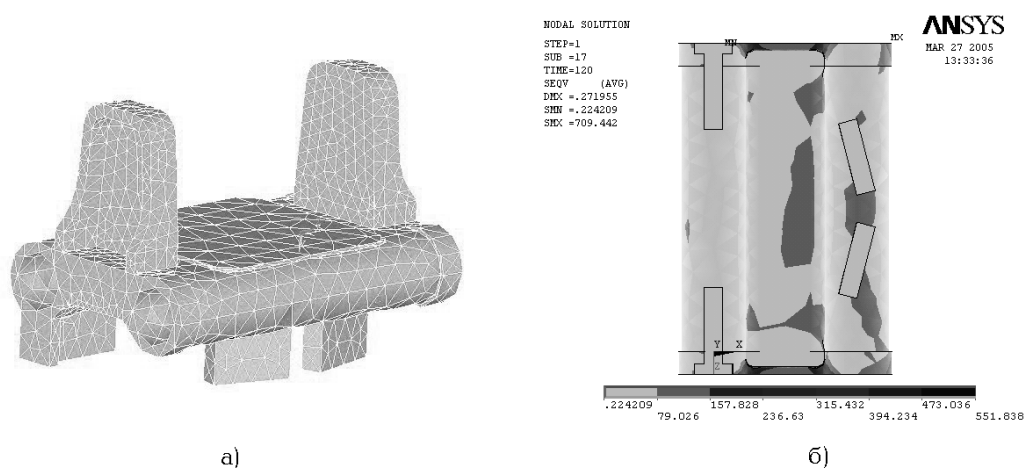


Рис.7.9. Модель трака (а) и картина напряженного состояния (б)

Коэффициент влияния от действия растягивающей силы в гусеничной ленте $\omega_{зус}^k$ может быть определен непосредственно при нагружении трака самоуравновешенными единичными растягивающими силами. Коэффициенты $\omega_{НК}^k$, $\omega_{БК}^k$ также рассчитывают с помощью МКЭ при нагружении трака единичными силами со стороны шарниров; при этом направление нагрузок и условия опирания трака должны соответствовать условиям, возникающим при прохождении направляющего и ведущего колес.

Таким образом, на этом этапе в результате расчетов по описанной методике получают массив значений компонентов тензора напряжений в исследуемой точке трака при каждом "наезде" на него опорного катка машины, а также при прохождении ведущего и направляющего колес. На следующих этапах эти процессы используются для расчетной оценки усталостной долговечности траков гусениц.

8. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ СЛУЧАЙНОГО НАГРУЖЕНИЯ

Завершающим этапом при реализации предлагаемой методики прогнозирования и обеспечения надежности элементов ходовой системы быстроходных гусеничных машин является расчетная оценка усталостной долговечности на основе процессов изменения напряжений, полученных на предыдущих этапах.

8.1. Методика оценки усталостной долговечности при простом однопараметрическом нагружении

Для расчетной оценки накопленного усталостного повреждения при однопараметрическом нагружении используют стандартную методику, предполагающую схематизацию случайного процесса изменения напряжений по методу полных циклов, расчет среднего значения ресурса и построение функции вероятности безотказной работы с учетом разброса усталостных характеристик материала. Рассмотрим основные соотношения такой методики.

Для описания зависимости, связывающей число циклов до разрушения (N) с уровнем амплитуд напряжений (σ_a) при регулярном циклическом нагружении традиционно используется следующее степенное уравнение [90]:

$$N = \begin{cases} 0, & \sigma_a \geq \sigma_T, \\ N_0(\sigma_{-1\partial} / \sigma_a)^m, & \sigma_{-1\partial} \leq \sigma_a \leq \sigma_T, \\ \infty, & \sigma_a < \sigma_{-1\partial}, \end{cases} \quad (8.1)$$

где N_0 – базовое число циклов;

m – параметр наклона кривой усталости в области ограниченной долговечности;

$\sigma_{-1\partial}$ – предел выносливости детали, отображающий влияние конструктивных и технологических факторов.

Разрабатываемая методика имитационного моделирования испытаний предполагает получение процессов изменения напряжений в виде массива мгновенных значений. В последующем такой процесс подвергается схематизации методом полных циклов («дождя») [164] и преобразуется в массив амплитуд и средних значений отдельных циклов нагружения. В дальнейшем по этим величинам получают значения приведенных амплитуд напряжений каждого цикла. На следующем этапе осуществляется переход от закона распределения амплитуд к блоку нагружения, отображающему совокупность уровней напряжений и соответствующих им чисел циклов, которые деталь нарабатывает в пределах единицы параметра долговечности (например, ста тысяч километров пробега транспортного средства). При построении блока нагружения вводят ограничения по уровню амплитуд, которые не вносят существенного усталостного повреждения. Рекомендуется нижний уровень амплитуд напряжений принимать равным $\sigma_{a\min} = 0,5\sigma_{-1\partial}$.

В соответствии с скорректированной гипотезой [91] суммирования усталостных повреждений средняя долговечность деталей определяется по формуле:

$$T_{cp} = \frac{a_p N_0 \sigma_{-1\partial}^m}{a \sum_{i=1}^k v_i \sigma_{ai}^m} t_{\delta} . \quad (8.2)$$

где t_{δ} – продолжительность блока нагружения,

v_i – полное число циклов на i – м уровне напряжений σ_{ai} ($\sigma_{ai} \geq 0,5\sigma_{-1\partial}$),

a_p – корректирующий коэффициент, зависящий от формы блока нагружения.

Для определения значения корректирующего коэффициента используется эмпирическая формула:

$$a_p = \begin{cases} \frac{\sigma_{a \max} \zeta - 0,5}{\sigma_{-1\delta}} & \text{при } a_p \geq 0,1 \\ \frac{\sigma_{a \max} - 0,5}{\sigma_{-1\delta}} & \\ 0,1 & \text{при } a_p \leq 0,1 \end{cases} \quad (8.3)$$

где $\zeta = \frac{\sum_{i=0}^k \sigma_{ai} V_i}{\sigma_{a \max} V_\delta}$ – коэффициент формы блока нагружения; .

Как показывает опыт эксплуатации, на практике имеет место значительное рассеяние усталостной долговечности эксплуатируемых в одинаковых условиях серийных изделий. В вероятностных расчетах этот факт получает объективное отображение путем представления конечных результатов в виде функций вероятностей безотказной работы, которые значениям наработки до отказа ставят в соответствие вероятности неразрушения изделий по критерию образования усталостных трещин. При построении функций надежности обычно предполагается, что разброс долговечности в основном обусловлен рассеянием предела выносливости; закон распределения предела выносливости детали принимают нормальным с параметрами $m_{\sigma_{-1\delta}}$ и $\sigma_{\sigma_{-1\delta}}$. При этом рассеяние долговечности деталей подчинено логарифмически нормальному распределению.

Используя эти допущения, оценка среднеквадратического отклонения логарифма долговечности может быть получена по выражению:

$$\sigma_{\log T} = 0,43m \frac{\sigma_{\sigma_{-1\delta}}}{m_{\sigma_{-1\delta}}} = 0,43m \nu_{\sigma_{-1\delta}}, \quad (8.4)$$

где $\nu_{\sigma_{-1\delta}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали; m - показатель наклона кривой выносливости.

В дальнейшем, задаваясь рядом значений вероятности разрушения F , определяют соответствующие табличные значения квантилей U_F нормального распределения нормированной случайной величины $\frac{(\lg T - \lg T_{cp})}{\sigma_{\lg T}}$.

Функция повреждаемости $F(\lg T)$ определяется как нормальное распределение логарифма долговечности:

$$(\lg T)_F = \lg T_{cp} + U_F \sigma_{\lg T} \quad . \quad (8.5)$$

Значения функции надежности определяются следующим выражением:

$$P(\lg T) = 1 - F(\lg T) \text{ .}$$

Таким образом, приведенные соотношения позволяют получить оценку вероятности безотказной работы детали с учетом рассеяния характеристик материала.

8.2. Примеры применения методики

В рамках работ по договору с КБТМ (г. Омск) были проведены сравнительные расчетные исследования ресурса тяжело нагруженных элементов шасси ГМ в связи с созданием на базе существующей машины класса 40 тонн инженерной машины специального назначения. Установка дополнительного навесного оборудования привела к увеличению массы подрессоренного корпуса на 15% при неизменной силовой установке и подвеске машины.

Рассмотрим результаты прогнозирования ресурса торсионов передних подвесок (рис.8.1). Параметры кривой усталости материала торсионного вала (сталь 45ХН2МФАШ, закалка с отпуском, накатка роликами) имеют следующие значения: $\tau_{-1} = 620$ МПа, $N_o = 5 \cdot 10^6$, $m = 6$ [188]. Предел выносливости торсионного вала с учетом концентрации напряжений равен 243 МПа.

Оценки выполнены для условий эксплуатации на полигоне, расположенном в горной местности. На рис. 8.2 приведена полученная по результатам расчетов эмпирическая функция плотности распределения амплитуд касательных напряжений (τ_a) в торсионном вале передней подвески быстроходной гусеничной машины, соответствующая схематизации случайного процесса по методу полных циклов. Поскольку в расчетах усталостной долговечности при случайном нагружении используется принцип

суммирования повреждений от напряжений различного уровня, то возникает необходимость преобразования закона распределения амплитуд в блок нагружения, представляющий собой совокупность уровней амплитуд напряжений и соответствующих им чисел циклов (n), которые деталь "нарабатывает" в пределах единицы параметра долговечности. На рис. 8.3 приведен блок нагружения, соответствующий 1 км пробега в заданных условиях.

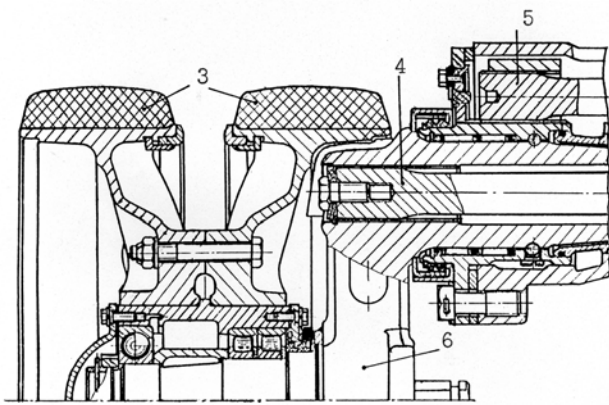


Рис.8.1.

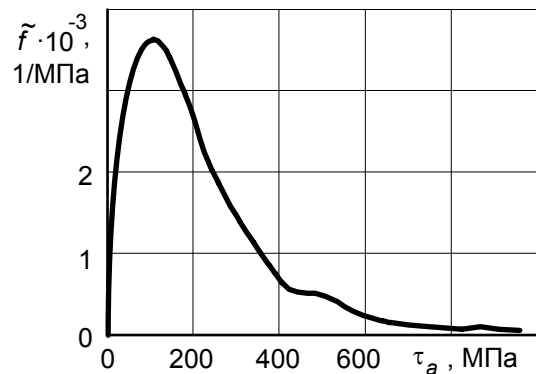


Рис. 8.2. Эмпирическая функция плотности распределения амплитуд касательных напряжений в торсионном вале

В таком представлении информация об эксплуатационной нагруженности деталей может быть использована на этапе лабораторной доводки конструкций для обоснованного назначения программы стендовых испытаний с одной стороны, и расчетной оценки характеристик надежности, с другой. На рис. 8.4 сопоставлены расчетные функции вероятностей безотказной работы торсиона передней подвески гусеничной машины по критерию усталостного разрушения, соответствующие серийной машине и варианту машины с увеличенной массой (L_n, L - гарантийный и заданный пробег машины).

Таким образом, при увеличении массы машины средняя долговечность торсиона снижается с 21 до 18,5 тыс. км, что находится в допустимых пределах.

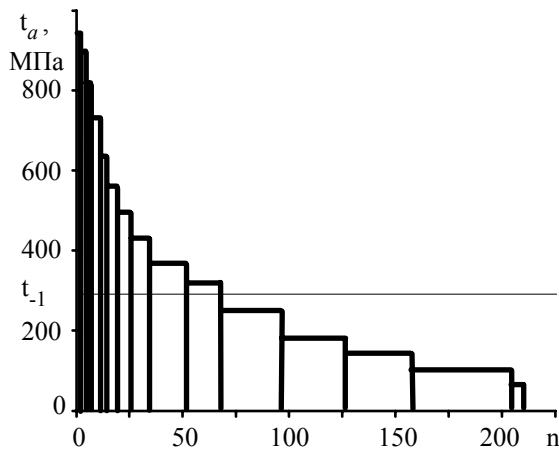


Рис. 8.3. Блок нагружения торсиона подвески

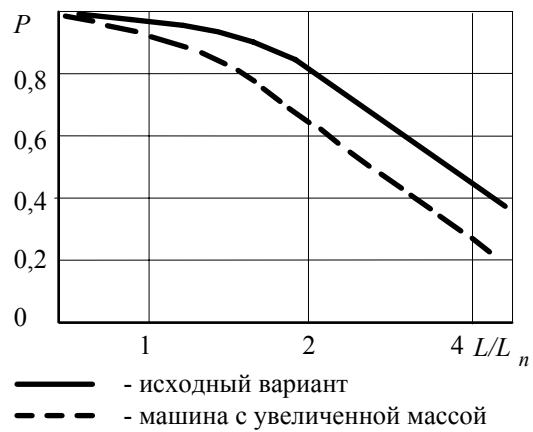


Рис. 8.4. Функция вероятности безотказной работы торсиона подвески

Предложенная в диссертации методика ориентирована на обеспечение безотказности элементов ходовой системы. Однако, получаемые в процессе моделирования движения машины по трассе процессы изменения нагрузок, действующих на ведущие колеса, позволяют проводить расчетную оценку ресурса некоторых элементов трансмиссии машины. Так, для этой же инженерной машины специального назначения была выполнена оценка долговечности солнечной шестерни бортового редуктора (рис.8.5.) по критерию износа вследствие возникновения контактного усталостного разрушения [49], [66]. Характеристики кривой контактной выносливости шестерни (сталь 18Х2Н4ВА, цементация): $\sigma_{-1} = 1311$ МПа, $N = 12 \cdot 10^6$, $m = 6$ [188]. В результате моделирования движения машины по трассе полигона были получены процессы изменения крутящего момента на ведущих колесах машины. Затем, с помощью методик [146] были получены процессы изменения нагрузок, действующих в зацеплении, а также напряжений в контакте зубьев шестерен.

Полученные в результате расчетов блок нагружения зубьев шестерни представлен на рис. 8.6., функция вероятности безотказной работы- на рис. 8.7.

Анализ результатов показывает, что при увеличении массы машины средняя долговечность шестерни снижается с 18 до 13,5 тыс. км, что находится в допустимых пределах. Полученные результаты были учтены при проектировании новой машины.

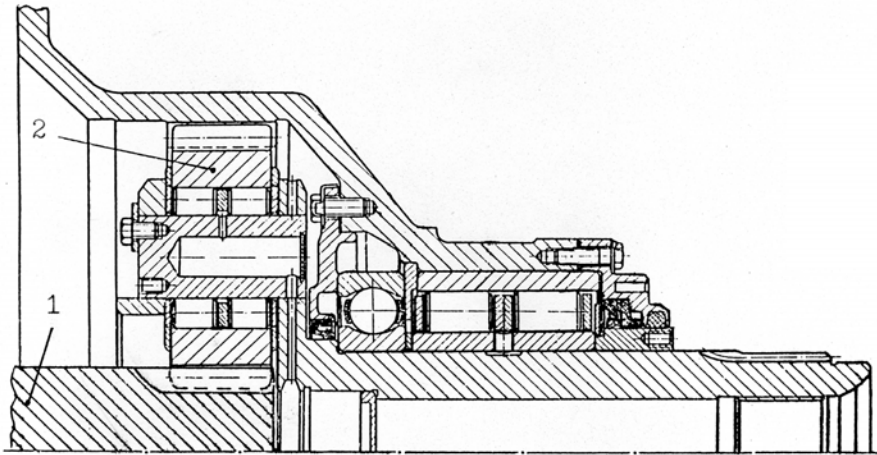


Рис.8.5.

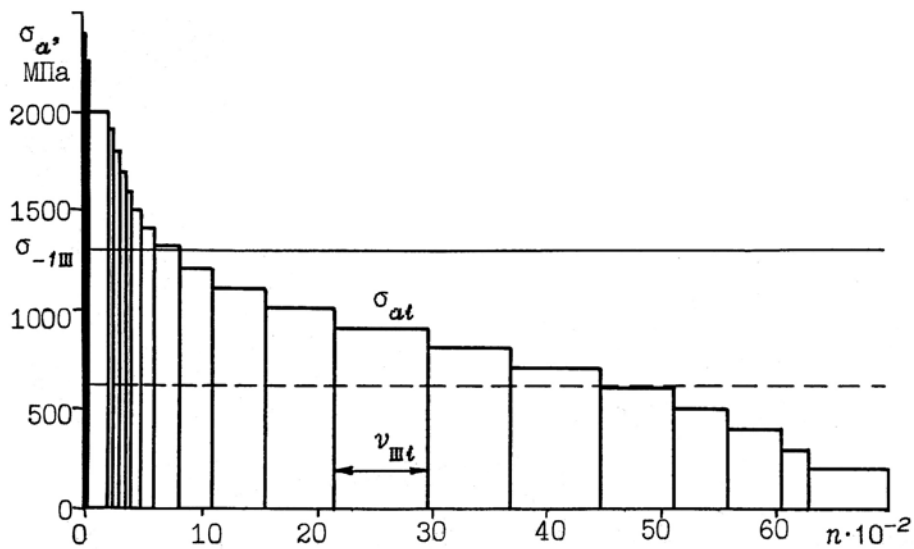


Рис.8.6. Блок нагружения солнечной шестерни бортового редуктора

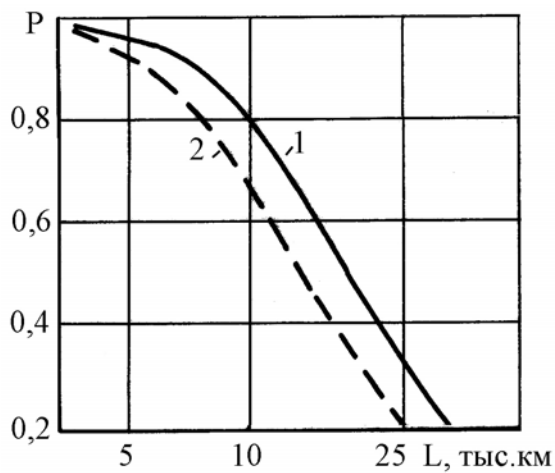


Рис.8.7. Функция вероятности безотказной работы солнечной шестерни бортового редуктора.
 1- исходный вариант, 2- машина с увеличенной массой

8.3. Исследование влияния характеристик трассы на результаты прогнозирования долговечности.

Очевидно, что при использовании предлагаемой методики, предусматривающей имитационное моделирование движения машины по трассе определенного полигона, результаты прогнозирования долговечности будут в значительной степени определяться характеристиками используемой трассы. В качестве примера на рис. 8.8. приведены результаты прогнозирования долговечности торсионов передних подвесок, полученные для трех типов машин: БМП-2, БПМ-3 и снегоболотоходной машины ТМ-120. Результаты получены для трех типов полигонов: Ахалкалаки, Борисов и Новомосковск. Некоторые характеристики трасс этих полигонов были приведены во второй главе диссертации. Представленные на рисунке функции вероятности безотказной работы ставят в соответствие относительные значения пробега машин (L/L_*) и вероятность неразрушения торсиона (P) по критерию образования усталостных трещин. В качестве L_* принят гамма-процентный ресурс торсиона БМП-3 при моделировании испытаний на полигоне Ахалкалаки, $\gamma=0,95$. Для всех трех полигонов долговечность торсионов ТМ-120 оказалась существенно большей, чем у других машин. Это объясняется меньшей массой снегоболотоходной машины и, соответственно, меньшей нагруженностью элементов ходовой системы. Для полигона Ахалкалаки, на трассе которого отсутствуют участки с микропрофилями наиболее тяжелых, IV и V типов, долговечность торсионов оказалась наибольшей, а для Борисова, на трассе которого присутствуют участки с микропрофилем IV типа - наименьшей.

Очевидно, что при необходимости может быть проведено расчетное исследование, включающее моделирование движения машины на полигонах, расположенных в различных природно-климатических зонах, и получена комплексная оценка долговечности элементов ходовой системы машины.

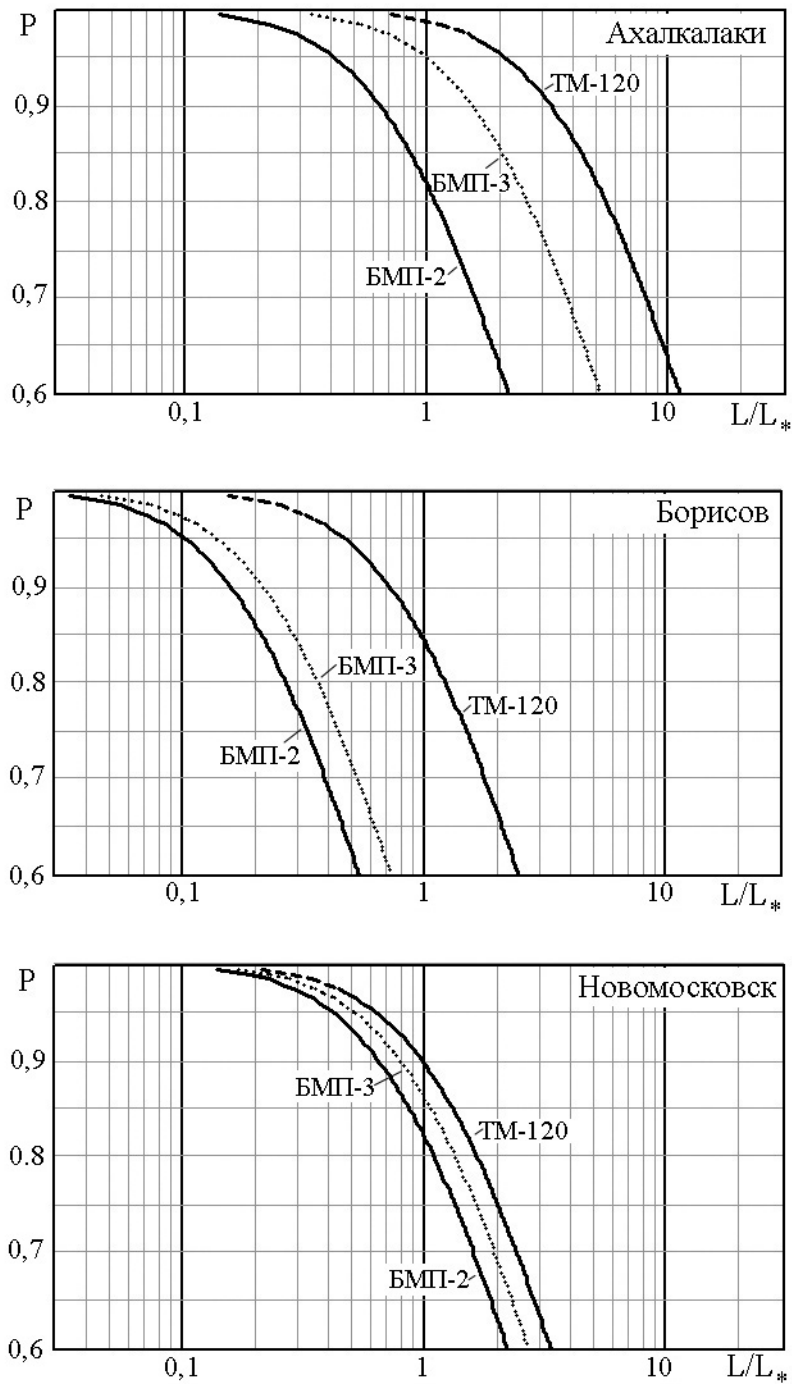


Рис. 8.8. Функции вероятности безотказной работы торсионов подвески для различных условий эксплуатации

8.4. Методика оценки усталостной долговечности в частном случае многопараметрического нагружения

Расчеты элементов конструкции при однократном нагружении и сложном напряженном состоянии, когда компоненты тензора напряжений изменяются синфазно и синхронно, сводятся к определению в наиболее нагруженной зоне расчетного (эквивалентного) напряжения по той или иной теории прочности и сопоставлению его с опасным для конструкции напряжением. При расчетной оценке усталостной долговечности, когда компоненты напряженного состояния изменяются со временем и представляют собой случайные процессы, возникают дополнительно две новые задачи:

- 1) определение расчетного напряжения, предопределяющего накопление в материале конструкции усталостных повреждений;
- 2) определение положения площадки с максимальным значением накопленного усталостного повреждения.

При синхронном и синфазном изменении всех компонент тензора напряжений расположение опасной площадки совпадает с площадкой, в которой расчетное напряжение достигает максимального значения. В этом случае необходимо в каждом цикле нагружения определить значения амплитуд всех компонент тензора напряжений, а затем, используя одну из теорий прочности – эквивалентное значение амплитуды напряжений. В дальнейшем эквивалентные значения амплитуд используются для расчетной оценки усталостной долговечности с помощью скорректированной гипотезы суммирования повреждений. Следует отметить, что попытка использовать для расчета процесс изменения эквивалентных напряжений приводит к неверным результатам. Так, например, в случае одноосного нагружения и изменения нормального напряжения по гармоническому закону процесс изменения эквивалентного напряжения будет иметь вдвое более высокую частоту и вдвое меньшую амплитуду, что, очевидно, приведет к принципиальной ошибке при оценке долговечности.

Наиболее сложной является задача расчетной оценки усталостной долговечности для случая многопараметрического нагружения, когда процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасной зоне детали являются независимыми случайными процессами. Для траков гусениц быстроходной машины, нагружаемых катками в опорной ветви обвода, реализуется частный случай многопараметрического нагружения. Экспериментальные исследования показали, что в процессе каждого нагружения трака опорным катком компоненты тензора напряжений изменяются пропорционально, и, следовательно, положение главных площадок остается неизменным. Однако в разных циклах нагружения, из-за случайного характера опирания трака, положение главных площадок оказывается различным. Для такого случая в работах [43, 178] предложено рассматривать накопление повреждений в различных площадках в наиболее нагруженной зоне детали; при этом предполагается, что накопление усталостных повреждений в площадках происходит независимо и определяется касательными напряжениями. Для реализации этого метода в наиболее нагруженной зоне трака необходимо рассмотреть серию площадок с различной ориентацией. При каждом нагружении в каждой площадке рассчитывают величину касательных напряжений и долю накопленного усталостного повреждения. Долговечность трака определяется площадкой с наибольшим накопленным повреждением.

Рассмотрим основные соотношения, используемые при реализации такого метода. Положение площадки определяется углами α , β , γ между нормалью и осями x , y , z , соответственно.

Введем обозначения: $\cos \alpha = l, \cos \beta = m, \cos \gamma = n$. Компоненты напряжения X, Y, Z , параллельные координатным осям и действующие на наклонной площадке, определяемой направляющими косинусами l, m, n , можно найти из уравнений:

$$X = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n,$$

$$Y = \tau_{xy} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n,$$

$$Z = \tau_{xz} l + \tau_{yz} m + \sigma_z n;$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ - компоненты тензора напряжений в опасной точке.

Дальше могут быть рассчитаны нормальная и касательная компоненты напряжения, действующего на наклонной площадке:

$$\sigma = Xl + Ym + Zn,$$

$$\tau = \sqrt{(X^2 + Y^2 + Z^2) - \sigma^2}.$$

Рассматриваемая методика оценки накопленного усталостного повреждения предусматривает последовательное выполнение следующих этапов:

1) В окрестности k - й опасной точки выбирается серия наклонных площадок. Для каждой n - й площадки с помощью полученных ранее процессов изменения компонент тензора напряжений и приведенных выше соотношений выполняется расчет процессов изменения касательных напряжений $\tau_{k,n}^{(j)}(t)$;

2) Для каждого из значений размахов касательных напряжений $\tau_{k,n}^{(j)}(t)$ определяют среднее значение и амплитуду, по которым рассчитывают эквивалентную амплитуду. Таким образом, получают массивы эквивалентных амплитуд $\tau_{экв,k,n}^{(j)}(t)$, где j – номер типового участка трассы, k – номер опасной точки, n – номер площадок, p – номер цикла нагружения.

3) Предполагается, что в каждой площадке усталостное повреждение суммируется из повреждения, вызванного действием переменных касательных напряжений и не зависит от повреждений, накопленных в других площадках.

Повреждения, накапливаемые от касательных напряжений в n - й площадке k - й опасной точки при прохождении трассы номер “ j ” рассчитываются с помощью линейной теории суммирования повреждений:

$$V_{k,n}^{(j)} = \frac{1}{N_0} \sum_p \left[\frac{\tau_{\text{экв}_{k,n,p}}^{(j)}}{\tau_{-1}} \right]^m,$$

где N_0 – базовое число циклов;

m – показатель наклона кривой Веллера;

τ_{-1} – предел выносливости по касательным напряжениям.

Ресурс в n – й площадке k – й опасной точки (в км) при прохождении 1 км типового участка трассы номер “ j ” рассчитывается по формуле:

$$L_{k,n}^{(j)} = \frac{1}{V_{k,n}^{(j)}}.$$

В качестве расчетной оценки долговечности трака гусеницы в целом следует принять наименьшее из значений $L_{k,n}$.

8.4.1. Расчетная оценка усталостной долговечности траков гусениц

Рассмотрим результаты применения методики для прогнозирования долговечности траков гусениц снегоболотоходной машины ТМ–1. Оценка долговечности выполнялась для варианта машины, оснащенной гусеницами с траками из легированной стали 20ХГСНМ. С учетом конструктивно–технологических особенностей траков в расчетах использованы следующие усталостные характеристики детали: математическое ожидание предела выносливости $\sigma_l = 165$ МПа; коэффициент вариации предела выносливости $v_{\sigma_l} = 0,1$; показатель наклона кривой выносливости $m = 7$; базовое число циклов $N_0 = 2 \cdot 10^6$. Для расчета коэффициентов влияния использовался пакет программ МКЭ Ansys. Конечноэлементная модель трака была представлена на рис. 7.9, а; картина напряженного состояния при нагружении трака единичной силой со стороны опорной поверхности – на рис. 7.9, б. Как показал анализ результатов предварительных расчетов, наиболее нагруженными являются зоны галтельных переходов ребер трака. В этих зонах были выбраны наиболее нагруженные

точки, для которых в последующем выполнялись расчеты накопленного повреждения.

Нагрузка со стороны опорного катка передается на трак через податливую резиновую шину; при этом площадь контакта зависит от нагрузки. В связи с отмеченной особенностью при расчете соответствующего коэффициента влияния была дополнительно введена модель опорного катка, имеющая внутреннюю металлическую часть, к которой прикладывалась нагрузка, и податливую резиновую шину (см. рис. 7.6). Аналогично для определения коэффициента влияния от растягивающей нагрузки, действующей в гусеничной ленте, использовалась модель трака с пальцами и резиновыми элементами шарниров; растягивающая нагрузка прикладывалась к пальцам.

При практическом использовании предлагаемой методики необходимо решить ряд методических вопросов, в частности, определить оптимальное с точки зрения точности и трудоемкости расчетов число точек (K) предполагаемого опирания. На рис. 8.9 в качестве примера приведена зависимость от K накопленного повреждения, приходящегося на 1 километр пробега для двух вариантов трассы– с «мягким» и «жестким» грунтом. Анализ результатов показывает, что при $K=40$ накопленное повреждение стабилизируется.

В процессе расчетов были проведены исследования, направленные на выявление влияния различных факторов на долговечность трака. При увеличении скорости движения машины по трассе усиливаются колебания корпуса, что приводит к увеличению нагрузок на опорные катки и, следовательно, к увеличению накопленного повреждения. Результаты расчетов для трасс с микропрофилем III типа приведены на рис. 8.10. Увеличение жесткости грунта приводит к увеличению повреждения, накопленного на километр пробега (рис. 8.11). Очевидно, это объясняется уменьшением числа точек опирания трака. К такому же результату приводит увеличение высоты грунтозацепов (рис.8.12).

Рассматриваемая методика была использована для прогнозирования долговечности гусениц одного из вариантов снегоболотоходной машины оснащенной гусеницами с металлическими траками, аналогичными тракам БМП-2. К серьгам, соединяющим траки, приварены металлические уширители. В соответствии с предлагаемой методикой было выполнено моделирование движения машины по трассе, аналогичной полигону Курганского машиностроительного завода. Рассматривался случай движения по

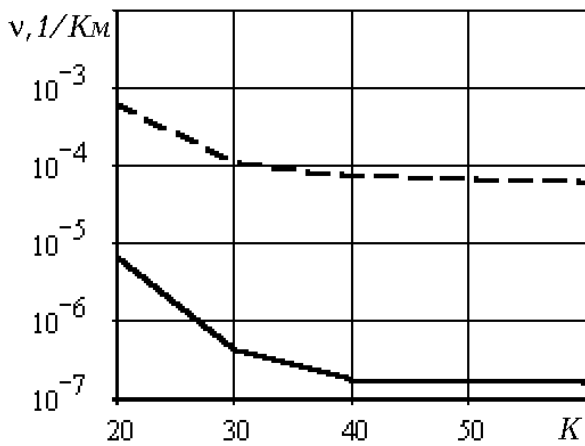


Рис.8.9. Зависимость удельного накопленного повреждения от предполагаемого числа точек контакта (1– $c=20$ МН/м³, 2– $c=50$ МН/м³)

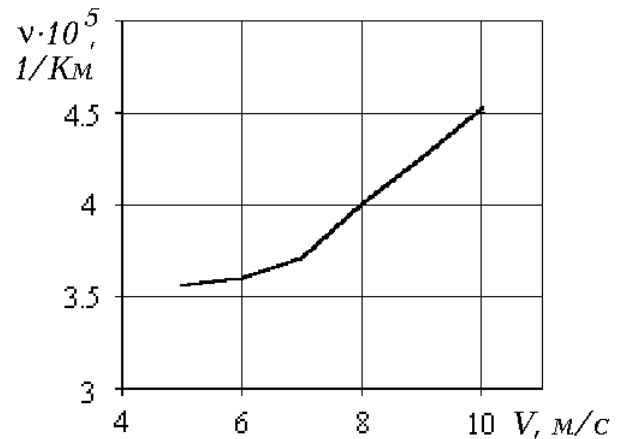


Рис.8.10. Влияние скорости движения по трассе с микропрофилем III типа на удельное накопленное повреждение

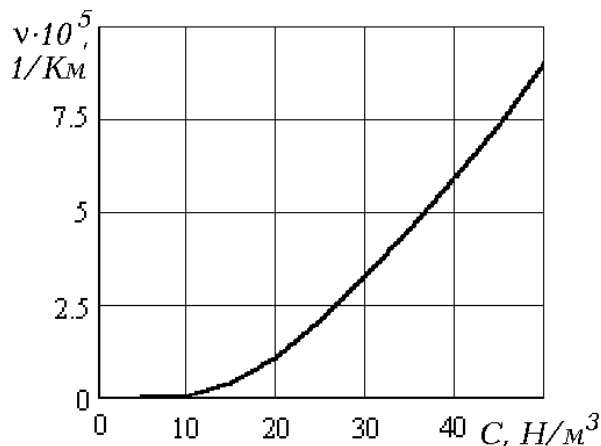


Рис.8.11. влияние жесткости дорожного полотна на величину удельного накопленного повреждения

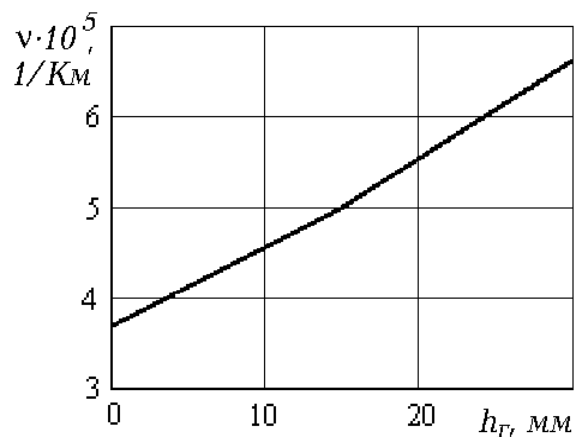


Рис.8.12. Влияние высоты грунтозацепов на удельное накопленное повреждение

жесткой трассе (каменистая местность, мерзлый грунт; коэффициент постели равен 40 Н/м^3), когда происходит наибольшее накопление усталостного повреждения.

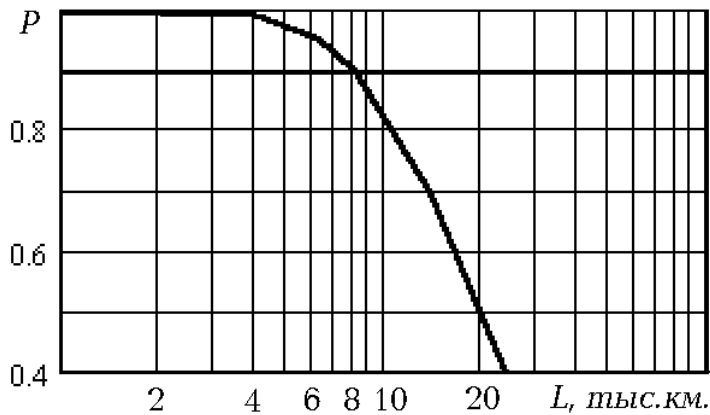


Рис.8.13. Функция вероятности безотказной работы трака гусеницы

На рис. 8.13 представлена функция вероятности безотказной работы, соответствующая моменту зарождения усталостных микротрещин на поверхности траков; стадия живучести в расчетах не рассматривалась. Гамма-процентный ресурс ($\gamma=0,9$) равен 8 тыс. км. Средняя расчетная долговечность трака при движении машины в условиях, аналогичных рассматриваемому полигону, равна 20 тыс. км. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с данными массовой эксплуатации рассматриваемой машины.

9. МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Завершающим этапом при реализации разрабатываемой методики расчетного прогнозирования ресурса деталей является расчет накопленного усталостного повреждения. Наибольшие трудности при этом представляет оценка усталостной долговечности деталей, работающих в условиях многопараметрического случайного нагружения, когда компоненты тензора напряжений в опасной точке являются независимыми случайными процессами. Примерами таких деталей являются рамы и несущие корпуса транспортных машин, а также элементы движителя. Одна из таких деталей – балансир гусеничной машины, соединяющий опорный каток с корпусом. Режим нагружения балансира при движении машины был рассмотрен в 7 главе. Нагрузку, действующую на каждый опорный каток машины при движении по трассе, можно разложить на три составляющие: вертикальную, продольную, обусловленную силами сопротивления, и боковую, возникающую при поворотах. Процессы изменения этих нагрузок во времени являются слабокоррелированными случайными процессами. Угол поворота балансира относительно корпуса также изменяется по случайному закону. В связи с этим опасная точка на поверхности стебля балансира находится в условиях плоского напряженного состояния, когда процессы изменения компонент тензора напряжений $\sigma_x(t)$, $\sigma_y(t)$, $\tau_{xy}(t)$ также являются слабокоррелированными случайными процессами.

Как показывает анализ литературы, существующие в настоящее время методы оценки усталостной долговечности для такого вида нагружения трудно реализуемы при решении практических задач. В связи с этим в данной главе предложен прикладной метод расчетной оценки усталостной долговечности в общем случае многопараметрического нагружения. Метод основан на использовании структурной модели материала, предложенной

Д.А. Гохфельдом и О.С. Садаковым [67, 69] и модели накопления повреждений [129, 227], первоначально разработанной для малоциклового усталости. Применение этого метода для случая многоциклового усталости основано на предположении, что чисто обратимое деформирование не вносит повреждений, а усталость связана с микропластическими деформациями. Для расчета микропластических деформаций использована структурная модель материала, параметры которой получены на основе описания диаграммы деформирования материала зависимостью Рамбер-Осгуда [67]. Рассмотрим основные соотношения предлагаемого методика [8, 9, 13, 15].

9.1. Модель накопления повреждений и ее идентификация

В соответствии с предложенной в [129, 227] моделью, приращение накопленного за ступень нагружения повреждения определяется выражением:

$$d\omega = K v^{\beta} d\lambda, \quad (9.1)$$

где K и β – постоянные коэффициенты, определяемые при идентификации модели, $d\lambda$ – параметр Удквиста; $v = p^*/r^*$, причем p^* – интенсивность изменения пластической деформации после последнего реверса, r^* – аналогичная интенсивность упругой деформации.

Значения $d\lambda$ и v получают из решения краевой задачи с помощью структурной модели материала [67, 69]. Для построения структурной модели необходимо использовать диаграмму деформирования материала, причем в рассматриваемом случае для описания диаграммы необходимо использовать соотношения, позволяющие рассчитывать микропластические деформации. В рамках упомянутого подхода предлагается аппроксимировать диаграмму деформирования материала функцией Рамберга-Осгуда [67]. В случае одноосного растяжения эта функция выражается следующей зависимостью:

$$\bar{\sigma}_x = K \cdot p_x^m, \quad (9.2)$$

где $\bar{\sigma}_x$ – действительное напряжение, p^* – пластическая деформация,

m – показатель упрочнения, K – «коэффициент прочности» материала.

Перечисленные параметры могут быть определены по обычным механическим характеристикам материала с помощью соотношений:

$$m = \begin{cases} \frac{\ln\left(\frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}}\right) + 0,056}{3,44}, & \text{при } \frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}} \leq 1,32 \\ \frac{\ln\left(\frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}}\right) + 0,216}{4,78}, & \text{при } \frac{\sigma_B}{\sigma_{0,2}} \geq 1,32 \end{cases} ;$$

$$K = \frac{\sigma_{0,2}}{(0,002)^m}$$

Зависимость (9.2) может быть преобразована в выражения, связывающие интенсивности упругой и пластической деформации (r и p)

$$r = Ap^m, \quad (9.3)$$

где A и m – постоянные коэффициенты.

Сопоставление расчетных диаграмм деформирования с экспериментальными для различных сталей и сплавов демонстрирует высокую точность полученных результатов – ошибка обычно не превышает 5 %.

При описании материала с помощью структурной модели предполагается, что элементарный объем работает подобно набору подэлементов, поверхности текучести которых в девиаторном пространстве описываются сферами Мизеса различного радиуса. Деформации всех подэлементов считаются одинаковыми и равными деформации элемента:

$$\varepsilon_{ij}^k = \varepsilon_{ij},$$

где $k=1...N_e$ – номер подэлемента. Напряжение элемента вычисляется как среднее:

$$\sigma_{ij} = \langle \sigma_{ij}^k \rangle .$$

Отсюда следует, в частности, что для неупругой деформации справедливо выражение:

$$p_{ij} = \langle p_{ij}^k \rangle .$$

Таким образом, структурная модель материала характеризуется набором поверхностей текучести (сфер) в пространстве девиатора деформаций. Для недеформированного тела центры этих сфер находятся в начале координат. В процессе деформирования материала происходит перемещение точки, соответствующей текущей деформации. Когда она достигает какой – либо поверхности текучести и стремится выйти за нее, происходит смещение центра этой поверхности таким образом, чтобы точка все время находилась на поверхности. Это смещение представляет изменение неупругой деформации dp_k . Соответствующая методика расчета описана в работе [68].

В процессе деформирования материала расчет величины $d\lambda$ производится по формуле:

$$d\lambda = \langle |\Delta p_k| \rangle .$$

Значение ν на каждом шаге нагружения определяется как функция числа сместившихся поверхностей текучести n .

Рассматриваемый подход позволяет рассчитывать накопленное повреждение для произвольной траектории движения точки, соответствующей текущему значению деформации (т.е. в том числе и при многопараметрическом нагружении) и свободен от недостатков упомянутых выше методов. В связи с этим его предлагается распространить на случай многоциклового усталости. Такая возможность подтверждается тем, что на диаграмме Велера области ограниченной долговечности, соответствующие много - и малоциклового разрушению, являются различными участками одной и той же кривой. Очевидно, что в этом случае вместо пластических деформаций следует рассматривать микропластические деформации, возникающие при работе материала в практически упругой области и ответственные за накопление

повреждений. Для расчета такой пластической деформации может быть использована диаграмма деформирования, описываемая формулой Рамбер – Осгуда [67]

Для идентификации модели накопления повреждений (9.1) обычно приравнивают повреждение, рассчитанное с помощью модели и формулы Коффина:

$$N_f \Delta p^\alpha = C, \quad (9.4)$$

где N_f – число циклов до разрушения, Δp – интенсивность размаха пластической деформации в цикле, α и C – постоянные. Очевидно, что для получения адекватных результатов в рассматриваемом случае параметры формулы Коффина необходимо определять, исходя из параметров кривой Веллера, связывающей амплитуду напряжений σ_a в симметричном цикле нагружения и число циклов до разрушения в случае многоциклового усталости:

$$\frac{N_f}{N_0} = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \right)^{m_\epsilon}, \quad (9.5)$$

где N_0 – базовое число циклов, σ_{-1} – предел выносливости, m_ϵ – характеристика материала.

Приравняв число циклов до разрушения, вычисленное с помощью (9.4) и (9.5), и используя выражение (9.3), получим:

$$N_f = C \Delta p^{-\alpha} = C \left(\frac{\sqrt{6GA}}{2\sigma_a} \right)^{\alpha/m} = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \right)^{m_\epsilon},$$

$$C = N_0 \left(\frac{2\sigma_{-1}}{\sqrt{6GA}} \right)^{m_\epsilon}, \quad \alpha = m m_\epsilon.$$

Идентификация модели накопления повреждений (9.1) – определение значений K и β – выполняется путем приравнивания повреждения за цикл нагружения (симметричный) при однопараметрическом нагружении:

$$\Delta \omega = \frac{1}{N_f} = \frac{\Delta p^\alpha}{C} = 2 \cdot \int_0^{\Delta p} d\omega = 2 \cdot \int_0^{\Delta p} K \cdot \nu^\beta dp.$$

Расчет накопленного повреждения выполняется для процессов изменения компонентов тензора напряжений, заданных в виде массивов значений. Каждое значение соответствует определенному моменту времени, изменяющемуся с постоянным шагом Δt . Поскольку рассматривается работа материала в условиях многоциклового нагружения, т.е. в практически упругой области, для расчета массива значений компонентов девиатора деформаций используются известные соотношения теории упругости. По методике [68] для каждого шага нагружения определяют смещение центров поверхностей текучести в девиаторном пространстве и, следовательно, величины ν_i , $\Delta\lambda_i$.

В соответствии с (9.1) на каждом i -м шаге нагружения получают приращение накопленного повреждения

$$\Delta\omega_i = K \cdot \nu_i^\beta \cdot \Delta\lambda_i.$$

Накопленное повреждение ω рассчитывается как сумма повреждений на каждом шаге нагружения ($\omega = \sum_i \Delta\omega_i$); критерием разрушения (возникновения усталостной трещины) служит условие $\omega=1$.

Для реализации предлагаемой методики разработан пакет программ и выполнена серия тестовых расчетов, направленных на решение ряда методических вопросов и проверку адекватности модели.

При использовании рассматриваемой методики важным является вопрос о выборе числа подэлементов структурной модели материала. Поскольку модель используется только для расчета накопленного повреждения, число подэлементов может быть достаточно большим. Для решения этого вопроса о необходимом числе подэлементов была выполнена серия расчетов, соответствующих одноосному нагружению симметричным циклом. Деформации, соответствующие пределу текучести каждого из них, задавались с постоянным шагом вплоть до величины, отвечающей пределу текучести материала. В расчетах варьировалось число подэлементов модели N_e и амплитуда напряжений цикла. Одна из полученных зависимостей относительной долговечности $\eta(N_e)$ представлен на рис. 9.1. Анализ

полученных данных показывает, что при $N_e > 200$ результаты практически совпадают со значениями, соответствующими кривой Велера, по которой выполнялась идентификация модели. В связи с этим в дальнейших расчетах была принята величина $N_e = 200$.

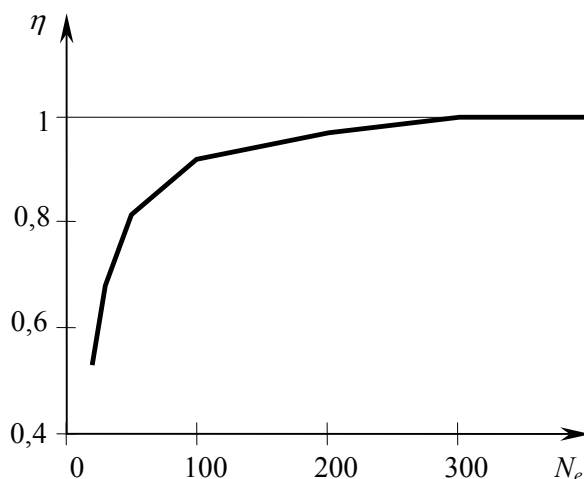
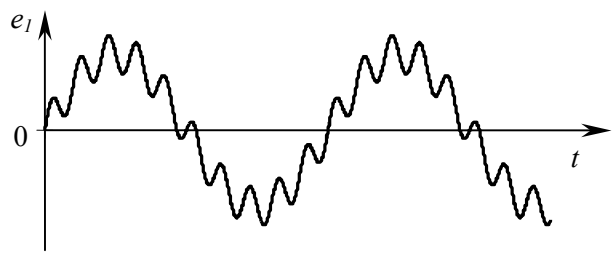
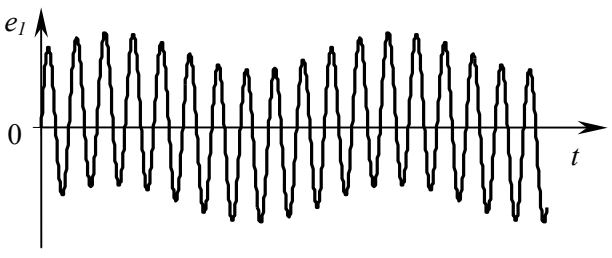
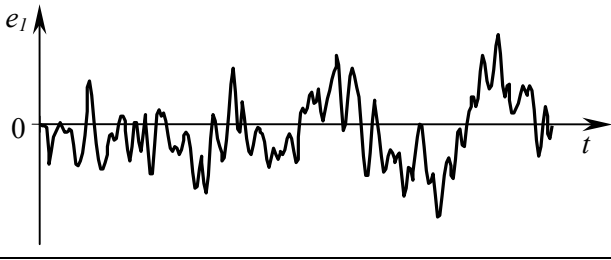


Рис. 9.1. Зависимость относительной долговечности от числа подэлементов модели

Проверка модели для случая однопараметрического случайного нагружения выполнялась путем сопоставления результатов с данными, полученными общепринятым методом – методом полных циклов. В качестве нагрузки задавались бигармонические процессы с различным соотношением амплитуд и частот гармонических составляющих, а также случайные процессы различного спектрального состава. В табл. 9.1 представлены фрагменты некоторых из использованных процессов изменения компоненты девиатора деформаций во времени $e_I(t)$, а также соответствующие им значения относительной долговечности, полученные с помощью предлагаемой модели и метода полных циклов. Анализ этих данных показывает, что отличие в долговечности не превышает 20%, что следует признать вполне удовлетворительным.

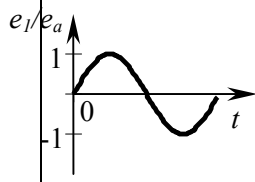
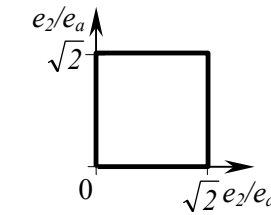
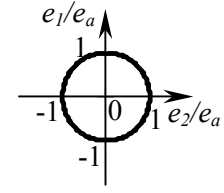
Таким образом, для случаев однопараметрического нагружения предлагаемая модель дает результаты, практически совпадающие с результатами, полученными общепринятыми методами.

Результаты тестовых расчетов при однопараметрическом нагружении

№ п/ п	Процесс нагружения ($e_2 = e_3 = 0$)	Относительная долговечность	
		Метод полных циклов	Расчет с помощью предлагае- мой модели
1		1.00	1.00
2		1.00	0.95
3		1.00	1.19

Рассмотрим результаты тестовых расчетов, соответствующих периодическому нагружению, когда изменяются один или два компонента девиатора деформаций. В табл. 9.2 представлены три варианта такого нагружения и соответствующие им относительные долговечности. В первом случае рассматривалось однопараметрическое нагружение (изменяется по гармоническому закону только одна компонента девиатора деформаций $e_1(t)$). В двух других случаях изменяются две компоненты девиатора ($e_1(t)$ и $e_2(t)$), причем максимальный размах деформаций за цикл во всех случаях одинаков.

Результаты тестовых расчетов

Цикл нагружения			
Относительная долговечность	1	0,46	0,2

Полученные результаты свидетельствуют о том, что предлагаемая модель отображает влияние формы траектории нагружения на накопленные повреждения.

Следующая серия тестовых расчетов соответствует упрощенному плоскому напряженному состоянию, когда нормальные и касательные напряжения $\sigma(t)$ и $\tau(t)$ изменяются по гармоническому закону с одинаковой частотой и различным сдвигом по фазе. Такой случай достаточно часто рассматривается в литературе. При синфазном изменении напряжений уравнение кривой, разделяющей области ограниченной и неограниченной долговечности на плоскости $\sigma_a - \tau_a$, имеет вид: $\sigma_{a \text{ экв}} = \sigma_{-1}$. Величина эквивалентной амплитуды $\sigma_{a \text{ экв}}$ может быть рассчитана по одной из гипотез прочности. Предлагаемая методика соответствует $\sigma_{a \text{ экв}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$, т.е. $\tau_{-1} = \sigma_{-1} / \sqrt{3} \approx 0.58\sigma_{-1}$, что близко к реальному соотношению для большинства сталей. Случаи нагружения, когда процессы $\sigma(t)$ и $\tau(t)$ сдвинуты по фазе, считаются менее опасными. В частности, для случая сдвига по фазе на 90° в литературе имеется противоречивая информация: в большинстве работ предлагается рассматривать независимое накопление повреждений по σ и τ ; однако в [184] приведены экспериментальные данные, свидетельствующие о том, что накопленное повреждение в этом случае мало отличается от случая синфазного нагружения.

На рис. 9.2 представлены диаграммы предельных амплитуд и точки, соответствующие предельным амплитудам. Эти зависимости получены с

помощью предлагаемой методики для различных случаев нагружения при упрощенном плоском напряженном состоянии. Кривая I соответствует синфазному нагружению, она описывается следующим выражением:

$$\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sigma_{-1}.$$

Результаты расчетов, выполненных с помощью предлагаемой модели, ложатся на эту кривую. Кривая II, отвечающая случаю независимого суммирования повреждений, построена для $m_B = 4$ и соответствует соотношению:

$$(\sigma_a / \sigma_{-1})^{m_B} + (\tau_a / \tau_{-1})^{m_B} = 1.$$

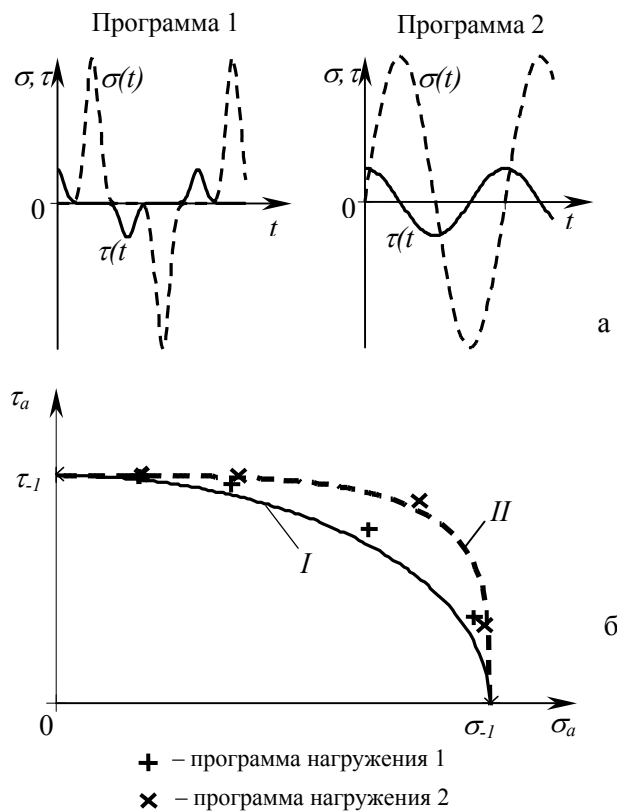


Рис. 9.2. Программы нагружения (а) и диаграммы предельных амплитуд (б)

Точки 1 получены с помощью предлагаемой модели для программы нагружения 1 (процессы изменения напряжений сдвинуты по фазе на 90^0); они располагаются вблизи кривой I, что соответствует экспериментальным данным [209]. Точки 2 (соответствуют программе 2, импульсы нагружения по σ и τ чередуются) расположены около кривой II. Таким образом, рассматриваемая

методика отображает влияние на усталостную долговечность относительного сдвига по фазе процессов изменения $\sigma(t)$ и $\tau(t)$ и формы циклов нагружения.

Представленные результаты тестовых расчетов свидетельствуют, что предлагаемая методика расчетной оценки усталостной долговечности согласуется с общепринятыми методиками и не противоречит экспериментальным данным в рассмотренных случаях нагружения.

При разработке методики расчетной оценки усталостной долговечности важным является вопрос учета среднего напряжения цикла. В [9] в качестве параметра, определяющего это влияние, предложено использовать среднее напряжение σ_0 или какой-либо его безразмерный аналог. В процессе дальнейшей разработки рассматриваемой методики расчетной оценки усталостной долговечности было предложено модифицированное выражение для расчета приращения накопленного повреждения, учитывающее влияние σ_0 . Такое выражение должно удовлетворять определенным требованиям:

– для регулярных процессов нагружения с напряжением $\sigma_0 = 0$ (случай чистого сдвига) результаты должны совпадать с результатами по выражению (9.1);

– при одинаковой амплитуде для циклов с положительным средним напряжением накопленное повреждение должно быть больше, а с отрицательным – меньше, чем в симметричном цикле.

Этим требованиям удовлетворяет выражение

$$\Delta\omega = K \cdot \nu^\beta \cdot \Delta\lambda \cdot \left(1 + k_0 \cdot \frac{\sigma_0}{\sigma_{0T}}\right)^{t_0}, \quad (9.6)$$

где k_0 и t_0 – безразмерные коэффициенты, определяемые при идентификации модели. Очевидно, что значения этих коэффициентов зависят от свойств материала.

Идентификацию предлагаемой модели можно выполнить, например, сопоставляя результаты по выражению (9.6) для случая одноосного гармонического нагружения с ненулевым средним напряжением с результатами, получаемыми традиционными методами.

В случае гармонического нагружения при одноосном напряженном состоянии в несимметричном цикле обычно рассчитывают приведенную амплитуду напряжений :

$$\sigma_{анр} = \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m, \quad (9.7)$$

где σ_a – амплитуда напряжения в цикле, σ_m – среднее напряжение в цикле, ψ – коэффициент приведения (характеристика материала, обычно ψ находится в диапазоне 0,1...0,3). В дальнейшем расчет ведут так же, как для симметричного цикла.

Используя аппроксимацию кривой Велера

$$N / N_0 = (\sigma_{-1} / \sigma_a)^{m_B},$$

где σ_{-1} – предел выносливости; N_0 – базовое число циклов; m_B – показатель наклона кривой (характеристики материала); N – число циклов до разрушения; σ_a – амплитуда напряжений, с помощью (9.7) можно получить выражение для отношения накопленного повреждения за цикл нагружения со средним напряжением σ_m к накопленному повреждению за цикл с нулевым средним напряжением и такой же амплитудой:

$$F\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_a}\right) = \frac{\omega_{\sigma_m}}{\omega_{\sigma_m=0}} = \left(1 + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_a}\right)^{m_B}. \quad (9.8)$$

По результатам расчетов были получены значения коэффициентов k_0 и t_0 для материалов, различающихся значениями m_B и m , а также коэффициента приведения ψ . Эти данные представлены в табл. 9.3 и на рисунке 9.3. Приведенное на рисунке сопоставление зависимости (9.6) с результатами, полученными с помощью предлагаемой модели, подтверждает их качественное и количественное соответствие.

Таблица 9.3

ψ	$m_B = 4$				$m_B = 5$				$m_B = 6$			
	$m = 0,1$		$m = 0,15$		$m = 0,1$		$m = 0,15$		$m = 0,1$		$m = 0,15$	
	k_0	t_0	k_0	t_0	k_0	t_0	k_0	t_0	k_0	t_0	k_0	t_0
0,1	0,95	1,3	0,95	1,3	0,90	1,3	0,90	1,5	0,90	1,6	0,90	1,6
0,2	0,90	2,6	0,90	2,7	0,90	2,6	0,90	2,7	0,90	2,2	0,90	2,3
0,3	0,90	4,0	0,90	4,0	0,90	3,8	0,90	3,9	0,90	3,4	0,90	3,6

Описанная выше методика позволяет получить оценку средней долговечности детали. Однако известно, что характеристики усталостной прочности характеризуются большим рассеянием. В связи с этим при расчетной оценке ресурса необходимо оценивать его отклонение от среднего значения. Для решения этой задачи могут быть использованы различные методы, например, метод статистических испытаний (метод Монте–Карло), предполагающий проведение серии расчетов для различных значений характеристик материала с последующей статистической обработкой их результатов.

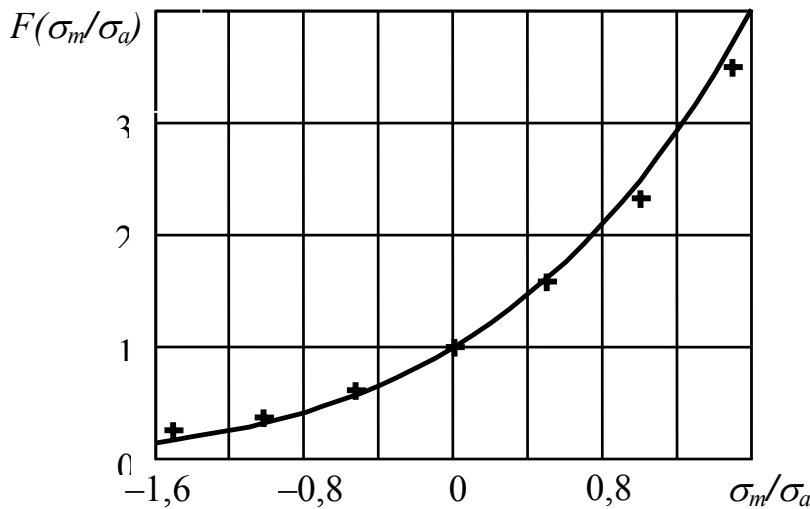


Рис. 9.3. Влияние среднего напряжения на относительное накопленное повреждение:

— — зависимость по выражению (9.8), + — по выражению (9.6)

Рассмотрим подход, позволяющий учесть наиболее значимый фактор – рассеяние предела выносливости детали σ_{-1} . Среди коэффициентов выражения

(9.1), определяемых при идентификации модели, от предела выносливости зависит только коэффициент K . эта зависимость имеет следующий вид:

$$K = F \cdot (\sigma_{-1})^{-m_B},$$

где F – коэффициент, не зависящий от σ_{-1} . Таким образом, в соответствии с (3) и (4) средний ресурс детали определяется выражением:

$$L_{cp} = (\sigma_{-1})^{m_B} \cdot \left[F \cdot \sum_i v_i^\beta \cdot \Delta \lambda_i \cdot (1 + k_0 \cdot \sigma_0 / \sigma_{0T})^{t_0} \right]^{-1}.$$

Анализ этого выражения показывает, что в случае, когда предел выносливости детали σ_{-1} имеет нормальное распределение, рассеяние ее долговечности подчинено логарифмически нормальному распределению. При этом в соответствии с [90, 91] оценка среднеквадратического отклонения логарифма долговечности может быть получена по формуле:

$$\sigma_{\lg L} = 0,43 m_B \nu_{\sigma_{-1}},$$

где $\nu_{\sigma_{-1}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали.

Функция надежности описывается выражением:

$$P(\lg L) = 1 - (\lg L_{cp} + u_F \sigma_{\lg L}),$$

где u_F – квантиль нормального распределения.

9.2. Проверка адекватности модели

Для проверки справедливости предлагаемой методики при плоском напряженном состоянии использованы результаты испытаний тонкостенных трубчатых образцов из сталей Ст.10 и 45, опубликованные в [137, 138]. При проведении испытаний образцы нагружались силой, направленной вдоль оси, и внутренним давлением. Во время всех испытаний окружное напряжение σ_θ изменялось по гармоническому закону с коэффициентом асимметрии $R_\theta = 0$ (пульсирующий цикл):

$$\sigma_{\theta}(t) = \sigma_{\theta a}(\cos(2\pi f_{\theta}t) + 1),$$

где $\sigma_{\theta a}$ – амплитуда напряжений, f_{θ} – частота. Осевое напряжение σ_x изменялось либо по гармоническому закону с различными значениями коэффициента асимметрии цикла R_x фазе или в противофазе с σ_{θ} , либо по бигармоническому закону. В последнем случае процесс $\sigma_x(t)$ описывается выражением:

$$\sigma_x(t) = \sigma_{xa1} \cos(2\pi f_{x1}t) + \sigma_{xa2} \cos(2\pi f_{x2}t),$$

где σ_{xa1} , σ_{xa2} – амплитуды напряжений, f_{x1} , f_{x2} – частоты. В результате получены средние значения долговечности при одно- и двухчастотном нагружении.

Приведенные в [137, 138] экспериментальные данные были сопоставлены с расчетными оценками числа циклов до разрушения, полученными по предлагаемой методике. Результаты для некоторых случаев представлены в табл. 9.4 и 9.5. Анализ этих данных показывает, что расхождение расчетной и средней экспериментальной долговечности не превышает 40 %, что при расчетной оценке усталостной долговечности является вполне допустимым.

Таблица 9.4

Результаты экспериментов и расчетов при одночастотном нагружении

№ п/п	$ \sigma_x _m$ ах, МПа	R_x	$ \sigma_{\theta} _{ma}$ х, МПа	Среднее экспериментальное число циклов до разрушения, $\times 10^{-6}$	Расчетное число циклов до разрушения, $\times 10^{-6}$
Сталь Ст. 10, синфазное нагружение					
1	268	0	268	1,38	1,62
2	159	-0,5	259	3,54	3,83
3	120	-1	240	3,08	3,6
Сталь Ст. 10, противофазное нагружение					
4	180	-1	160	1,44	1,84
5	145	∞	145	2,23	2,58
6	70	-1	140	4,64	6,02
Сталь 45, противофазное нагружение					
7	120	-1	240	0,81	0,74
8	100	-1	235	2,31	2,44

Результаты экспериментов и расчетов при двухчастотном нагружении (сталь Ст. 10)

№ П/ П	σ_{xa1} , МПа	f_{x1} , Гц	σ_{xa2} , МПа	f_{x2} , Гц	$\sigma_{\theta a}$, МПа	f_{θ} , Гц	Среднее экспериментальное число циклов до разрушения, $\times 10^{-6}$	Расчетное число циклов до разрушения, $\times 10^{-6}$
1	120	10	60	0,5	120	10	2,69	3,06
2	131	10	66	0,5	131	10	1,03	1,22
3	85	20	85	5	85	20	0,73	0,96
4	85	20	85	10	85	20	0,71	0,98

9.3. Проверка эффективности мероприятий по усилению балансиров подвески снегоболотоходной машины

В данном разделе рассматриваемая методика иллюстрируется на примере исследований динамики и долговечности тяжелонагруженных деталей ходовой части скоростной снегоболотоходной машины нового поколения ТМ-120, выпуск которой начат на Курганском машиностроительном заводе. Машина предназначена для эксплуатации в условиях Крайнего Севера, в связи с чем к ней предъявляются дополнительные экологические требования по обеспечению сохранности растительного покрова тундры. В рассматриваемой машине снижение удельного давления на почву достигается за счет использования гусениц увеличенной ширины, в связи с чем балансиры подвески имеют увеличенный поперечный вылет. Для уменьшения веса балансиры выполнены сварными и тонкостенными (рис.9.4). Отмеченные особенности резко увеличивают напряженность конструкции, и при испытаниях опытных образцов ТМ-120 наблюдались усталостные разрушения стебля балансира в области головки (рис.9.5). В связи с этим в конструкцию разработчиками было предложено внести ряд изменений: ввести усиливающие накладки в области головки и внутренняя поперечная перегородка, а для крайних подвесок- и внутренние продольные ребра в области изгиба. Для предварительной оценки эффективности предлагаемых мероприятий была использована разработанная в

диссертации методика [15]. В связи с тем, что балансир работает в условиях сложного многопараметрического нагружения, для расчетной оценки усталостной долговечности была использована описанная выше модель накопления повреждений.

В соответствии с рассматриваемой методикой выполнялось моделирование движения машины по трассе, характеристики которой соответствовали трассе испытательного полигона Курганского машиностроительного завода. Полученные процессы изменения обобщенных координат по методике, изложенной в гл. 7, преобразовывались в процессы изменения напряжений в опасных зонах.

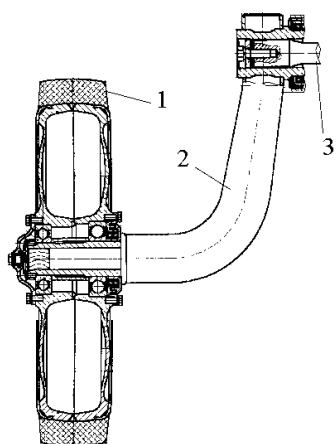


Рис.9.4. Элементы подвески снегоболотоходной машины: 1- опорный каток, 2- балансир, 3- торсион.



Рис.9.5. Разрушенный балансир.

Анализ напряженного состояния позволил выделить опасные зоны:

- 1) зона головки балансира, у сварного шва накладки на наружной поверхности балансира;
- 2) зона головки балансира, у сварного шва накладки на внутренней поверхности балансира;
- 3) зона изгиба тела балансира к оси катка.

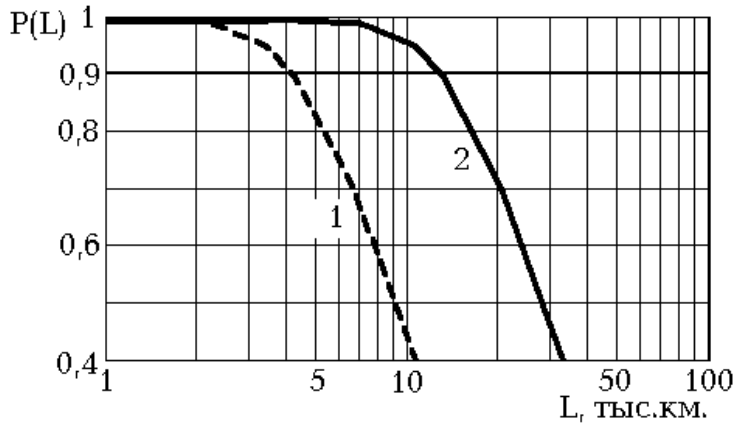


Рис. 9.6. Функции вероятности безотказной работы балансира. 1– исходный вариант; 2– усиленный вариант конструкции балансира

В соответствии с описанной методикой определены функции вероятности безотказной работы для первоначального и модифицированного вариантов конструкций балансиров (рис. 9.6). В качестве исходных

данных использовались усталостные характеристики стали 30ХГСА, имеющей коэффициент вариации предела выносливости $\mathcal{G}_{\sigma_{-1}} = 0,1$; наличие сварных швов учитывалось ведением соответствующих коэффициентов концентрации. Анализ полученных результатов показывает, что гаммапроцентный ресурс ($\gamma = 90\%$) новой конструкции повысился в 3 раза и достиг значений, необходимых для надежной эксплуатации машины. В дальнейшем этот результат был подтвержден результатами опытной эксплуатации модернизированных машин.

10. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГУСЕНИЧНОЙ ЛЕНТЫ С ПОДАТЛИВЫМИ УШИРИТЕЛЯМИ

В предыдущих разделах диссертации описана методика расчетной оценки эксплуатационной нагруженности и прогнозирования долговечности основных элементов традиционного движителя быстроходных машин, имеющих гусеничные ленты, состоящие из металлических траков. Такие машины получили наибольшее распространение и широко эксплуатируются на местности с достаточно жестким грунтом. Машины, специально предназначенные для эксплуатации на местности со слабонесущим грунтом (болото, снежная целина и т.п.) имеют широкие гусеничные ленты, обеспечивающие малое удельное давление. В одном из вариантов конструкции подобной гусеницы используются траки с податливыми эластомерными уширителями. Подобная конструкция обеспечивает не только малое удельное давление, но и наносит минимальное повреждение растительному покрову местности, что особенно важно при эксплуатации в условиях крайнего севера. При проектировании траков такой гусеницы возникают специфические задачи по обеспечению прочности уширителей.

Наиболее интенсивное нагружение уширителей в опорной ветви обвода происходит при преодолении машиной участков трассы со слабонесущим грунтом. Расчет на прочность уширителей для такого вида нагружения в настоящее время хорошо разработан. Так, например, вопросам проходимости и нагруженности уширителей в опорной ветви при движении по снегу посвящены работы Л.В. Барахтанова, А.А. Аникина [22, 23, 28]. При этом рассматривается трак, лежащий на упругом основании, нагруженный со стороны опорного катка машины. Поскольку участки со слабонесущим грунтом обычно преодолеваются на низкой скорости, задачу можно рассматривать в статической постановке.

При движении по участкам трассы с жестким грунтом машина может развивать достаточно большую скорость. При этом уширители практически не взаимодействуют с грунтом в опорной ветви, но испытывают динамические нагрузки в других зонах гусеничного обвода. Данная глава диссертации посвящена экспериментальным и расчетным исследованиям динамики и прогнозированию долговечности гусеничной ленты с уширителями скоростной машины.



Рис.10.1 Снегоболотоходная машина ТМ–120

Исследования выполнены для снегоболотоходной машины ТМ–120, выпускаемой Курганским машиностроительным заводом (рис.10.1). Один из вариантов комплектации машины предусматривает использование гусеницы с податливыми уширителями. Трак такой гусеницы (рис.10.2) имеет центральную металлическую часть, аналогичную траку БМП–2, к которой методом объемной вулканизации присоединены податливые резиновые уширители. Машина обладает хорошей проходимостью по снегу и заболоченным участкам, а также позволяет преодолевать большие расстояния на высокой скорости (до 40 км/ч). При испытаниях опытных образцов машины были отмечены случаи отрыва резиновой части трака с уширителем от металлической сердцевины. В связи с этим в рамках договора между ЮУрГУ и ОАО СКБМ (г.Курган) были

проведены экспериментальные и расчетные исследования, направленные на обеспечение долговечности траков.

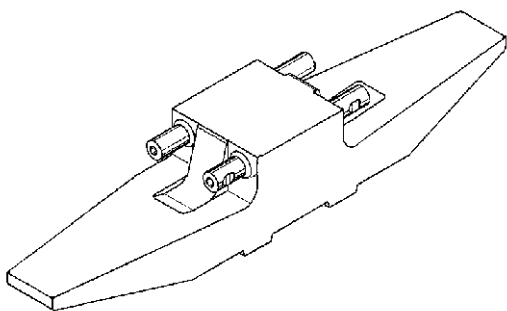


Рис.10.2. Трак с уширителями

Предварительные расчеты показали, что при взаимодействии уширителей с грунтом напряжения в наиболее нагруженной зоне резинового массива невелики и не могут привести к разрушению. На основе этих данных, а также анализа характера разрушения

было сделано предположение об определяющем влиянии инерционных нагрузок, действующих на уширители при движении машины с высокой скоростью. В дальнейшем были проведены экспериментальные исследования нагруженности уширителей в условиях реальной эксплуатации, а также расчетные исследования, на основе которых предложены новые схемы расположения корда в резиновом массиве и разработана программа ускоренных стендовых испытаний [2, 6, 160, 161].

10.1. Экспериментальные исследования динамики гусеничной ленты с податливыми уширителями

Перед проведением экспериментальных исследований было необходимо выбрать способ изменения деформаций резинового массива. В результате опробования ряда методов установлено, что наиболее приемлемым для проведения лабораторных и натурных испытаний траков является электротензометрический метод. В связи с тем, что величина деформаций в точках поверхности резиновых траков на порядок превышает деформации, обычно измеряемые на металлических деталях, была разработана специальная методика тензометрических исследований.

10.1.1. Комплекс аппаратуры для исследований в ходовых условиях

Для регистрации процессов изменения напряжений в траках при движении машины использован разработанный на кафедре ПМиДПМ ЮУрГУ специальный комплекс измерительных устройств и аппаратуры, позволяющий передавать сигналы датчиков, установленных на вращающейся гусенице, к усилительной и регистрирующей аппаратуре, размещенной в кузове машины. Общая схема измерительного комплекса представлена на рис. 10.3. В связи с ограниченными возможностями аппаратуры измерение деформаций на поверхности тензометрируемого трака выполнено только в зоне действия максимальных напряжений и образования усталостных трещин. Наклейка датчиков осуществлялась по упомянутой ранее технологии, их защита от влаги и внешних механических воздействий выполнялась путем заливки слоем силиконового герметика. Соединительные провода от датчиков подведены к штепсельному разъему, закрепленному с помощью специального кронштейна на наружной стороне гусеничного обвода (п.1 на рис. 10.4).

Основным элементом передающей части измерительного комплекса является токосъемное устройство (п. 3 на рис.10.4, которое посредством кабеля, спирально обвивающего резиновый жгут (п.2 на рис. 10.4) соединено с упомянутым штепсельным разъемом. Токосъемник струнного типа снабжен следящим приводом, частота вращения которого соответствует скорости вращения гусеничного обвода. От неподвижной части токосъемника сигнал по проводам передается к усилительной и регистрирующей аппаратуре, размещенной в кузове машины.

При проведении исследований применялся тензометрический усилитель 8АНЧ–26 и шлейфовый осциллограф Н–071. Блок питания включал аккумуляторную батарею и преобразователи напряжения. В процессе испытаний использовался отметчик положения тензометрического трака в гусеничном обводе.

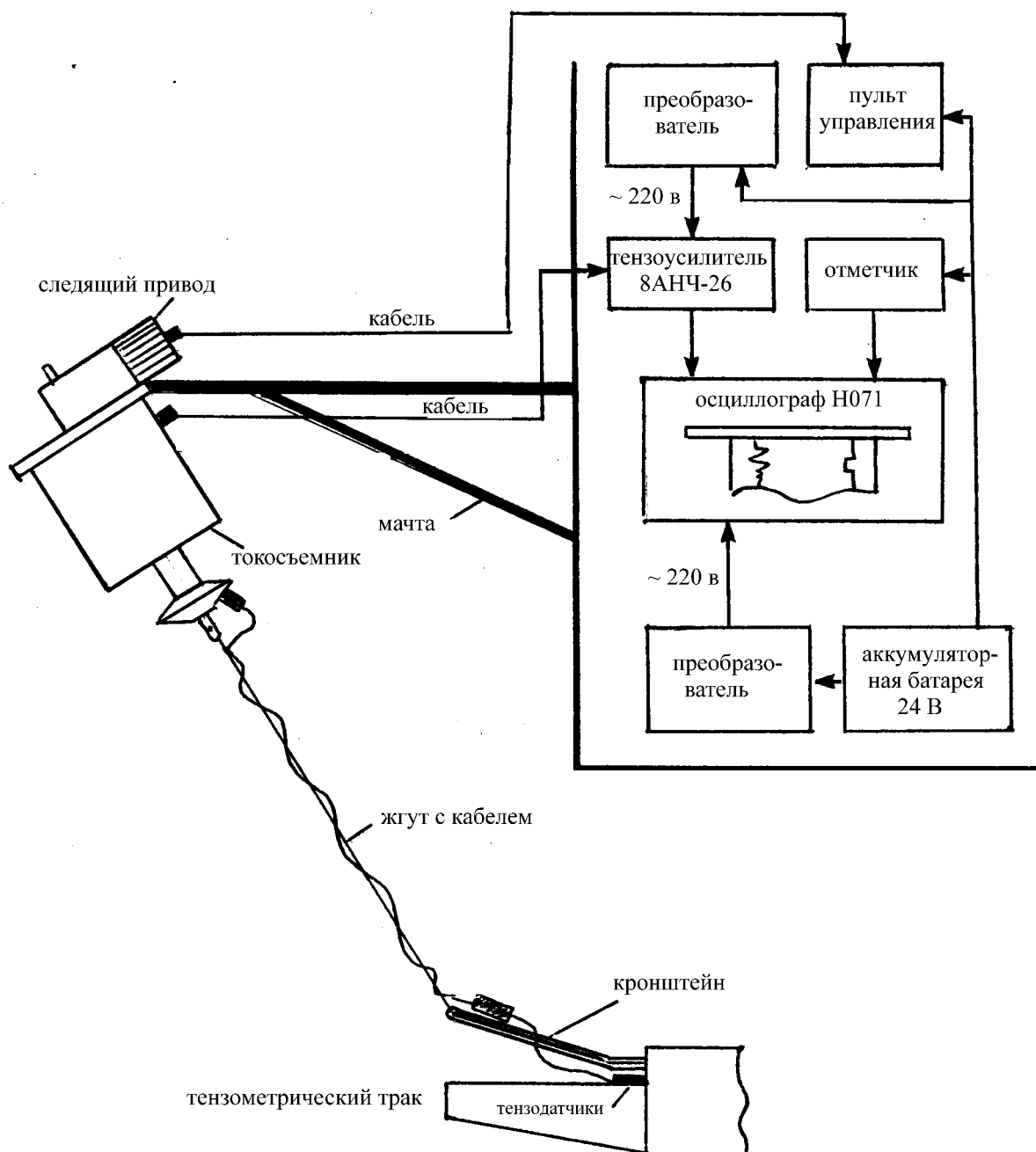


Рис. 10.3. Блок –схема аппаратуры.

Разработанный комплекс аппаратуры в дальнейшем был модернизирован; в качестве регистрирующей аппаратуры в настоящее время используется блок АЦП и ноутбук. Аппаратура также использовалась для проведения других экспериментальных исследований. В частности, по договору с ЧТЗ (г.Челябинск) выполнялись исследования нагруженности рамы и корпусов бортовых редукторов промышленного трактора [204, 205].



Рис. 10.4. Транспортная машина, оборудованная комплектом аппаратуры: 1– исследуемый трак и кронштейн; 2– резиновый жгут с кабелем, 3– токосъемное устройство.

10.1.2. Методика тензометрических исследований деформированного состояния резинового массива

При исследованиях использовались стандартные фольговые датчики типа КФ4П–3–200–ХА с базой 3 мм и сопротивлением 200 Ом. Приклейка датчиков выполнялась клеем “ЦИАКРИН–АО”. Как показала лабораторная проверка, линейность характеристики и механическая прочность тензометров сохранялись приемлемыми при линейных относительных деформациях, достигающих 10%–ной величины.

Вторым важным методическим вопросом является задача определения коэффициента тензочувствительности фольгового датчика на резиновой поверхности, поскольку отношение их жесткостей принципиально отличается от соотношения жесткостей датчика и металлической поверхности.

Тарировочные зависимости определялись при испытаниях призматического стержня, вырезанного из трака гусеницы, при действии растягивающей нагрузки. Рассмотрены две схемы расположения термокомпенсирующего датчика: с наложенным (I) и вынесенным (II) компенсатором (рис. 10.5). Очевидно, при ходовых испытаниях измерение по схеме I требует передачи через токосъемное устройство трех каналов, а по схеме II только двух. Однако, учитывая значительный разогрев траков при их интенсивном циклическом нагружении, решено использовать схему I, как обеспечивающую более качественную температурную компенсацию.

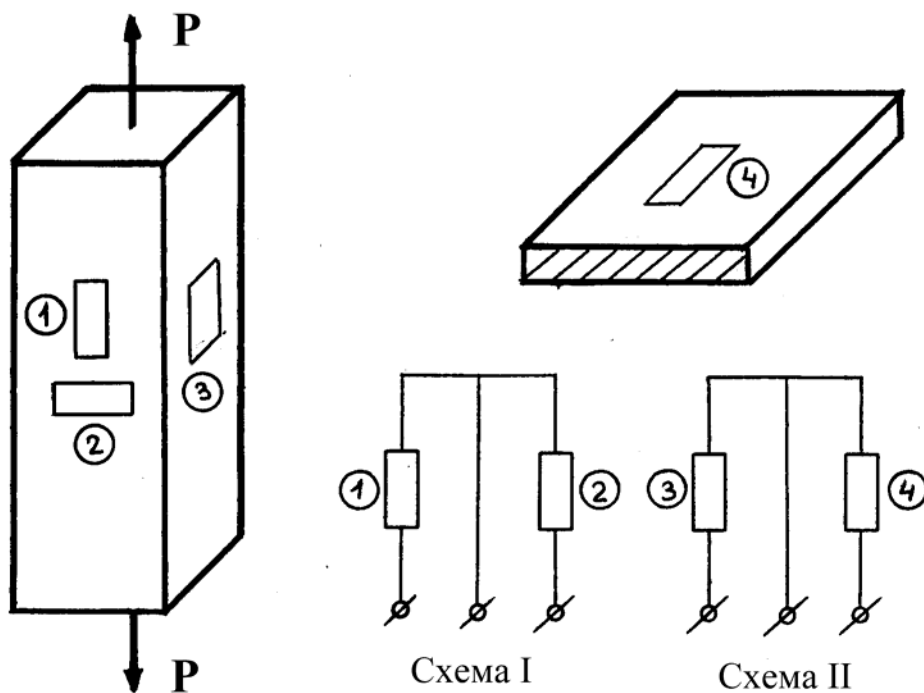


Рис. 10.5 Схемы приклейки датчиков с наложенным (I) и вынесенным (II) термокомпенсирующим датчиком.

Для исключения больших погрешностей определялся комплексный коэффициент тензочувствительности (S_T), включающий все элементы системы “резина – тензодатчик – коммутационные каналы – токосъемное устройство – усилитель – осциллограф”. На рис. 10.6. показана тарировочная зависимость, напрямую связывающая измеряемые напряжения с отклонением луча осциллографа (α). Результаты обработки сведены в таблицу 10.1.

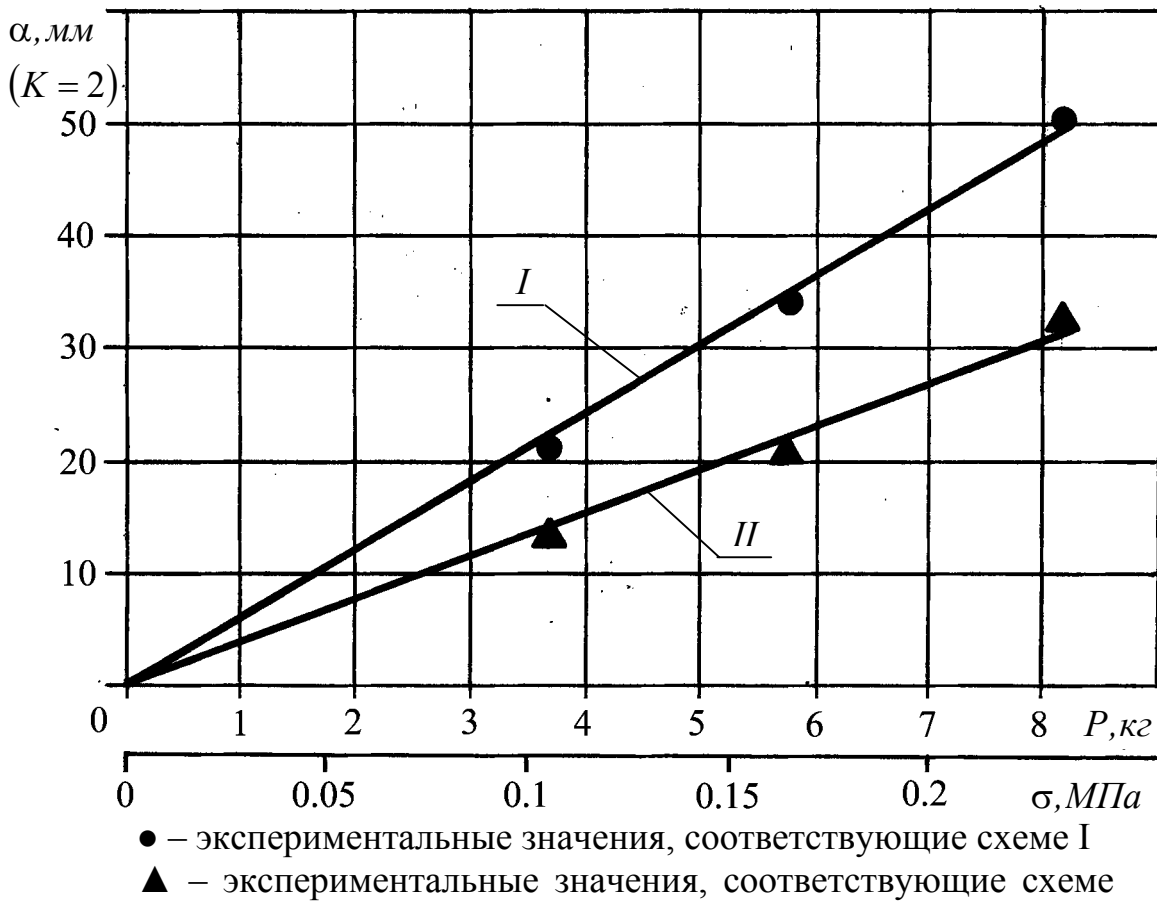


Рис. 10.6. Тарировочные зависимости для I и II схем подключения термокомпенсирующего датчика.

Таблица 10.1.

Схема Измерения	Коэффициент ослабления усилителя 8АНЧ	Коэффициент тензочувствительности $\left[\frac{\text{МПа}}{\text{мм осц}} \right]$
I	$K = 2$	$S_{T2}^I = 0.0048$
II	$K = 2$	$S_{T2}^{II} = 0.0073$

Отметим, что соотношение $S_{T2}^{II}/S_{T2}^I = 1.52$ хорошо согласуется с представлением о работе тензометрических полумостов с учетом эффекта поперечной деформации (значение коэффициента Пуассона для резины можно принять $\mu = 0.48...0.5$).

10.1.3. Результаты экспериментальных исследований в ходовых условиях

Натурные исследования включали движение машины по бетонному шоссе с фиксированными скоростями 10, 20 и 30 км/час. На рис. 10.7 представлен фрагмент характерных осциллограмм процессов изменения напряжений в траках, на которых отчетливо видны участки гусеничного обвода: ведущего колеса (ВК), свободной ветви (СВ), направляющего колеса (НК) и опорной ветви (ОВ). Анализ осциллограмм подтверждает факт, что в зонах ведущего и направляющего колес происходит резкое повышение растягивающих напряжений, обусловленное действием центробежных сил.

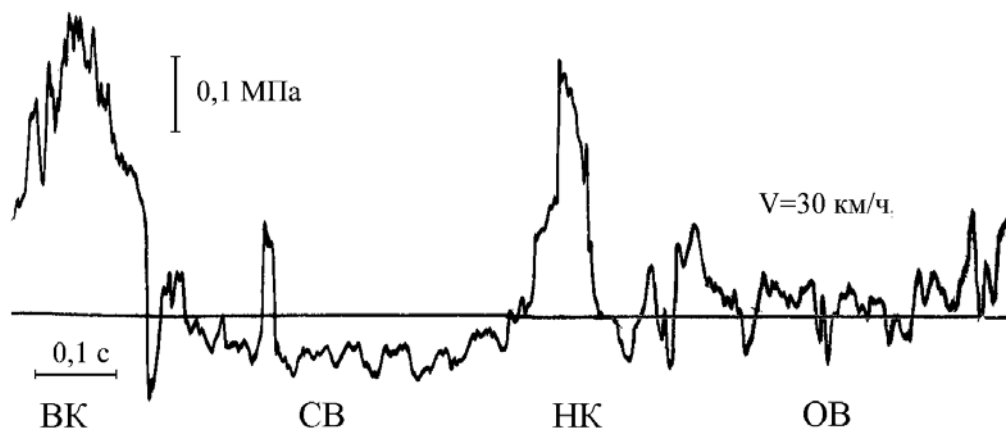


Рис.10.7. Пример осциллограммы процесса изменения напряжений в корневом сечении уширителя

Отмеченное явление хорошо подтверждается результатами внешнего наблюдения (рис.10.8). В зоне свободной ветви наблюдается смена знака напряжений; очевидно, этот факт объясняется провисанием гусеницы, вследствие чего происходит смена знака кривизны и изменение направления центростремительного ускорения. В опорной ветви наблюдается циклическое изменение напряжений, что обусловлено деформированием резинового массива трака под действием опорных катков. Средние значения напряжений по результатам 3–5 заездов приведены в табл. 10.2.

Результаты ходовых испытаний

№ опыта	V_m , км/ч	Размах напряжений, σ_{2x} , МПа	Амплитуда напряжений, σ_{ax} , МПа
1	10	0,15	0,075
2	20	0,25	0,125
3	30	0,43	0,215



Рис. 10.8 Деформации уширителей в зоне ведущего колеса

10.1.4. Результаты экспериментальных исследований при стендовых испытаниях

В ходе выполнения доводочных работ по гусенице ТМ–120 важные результаты были получены на созданном в СКБМ динамическом стенде. Стенд представляет собой гусеничный обвод небольшой длины, приводимый во вращение с помощью электропривода (рис. 10.9, а). При работающем стенде трак, перемещаясь по обводу, подвергается действию инерционных сил, аналогично тракам в обводе реальной машины. В данном исследовании была поставлена задача провести измерение напряжений в траках при различных режимах работы стенда, чтобы в дальнейшем и установить эквивалент между стендовыми и натурными испытаниями.

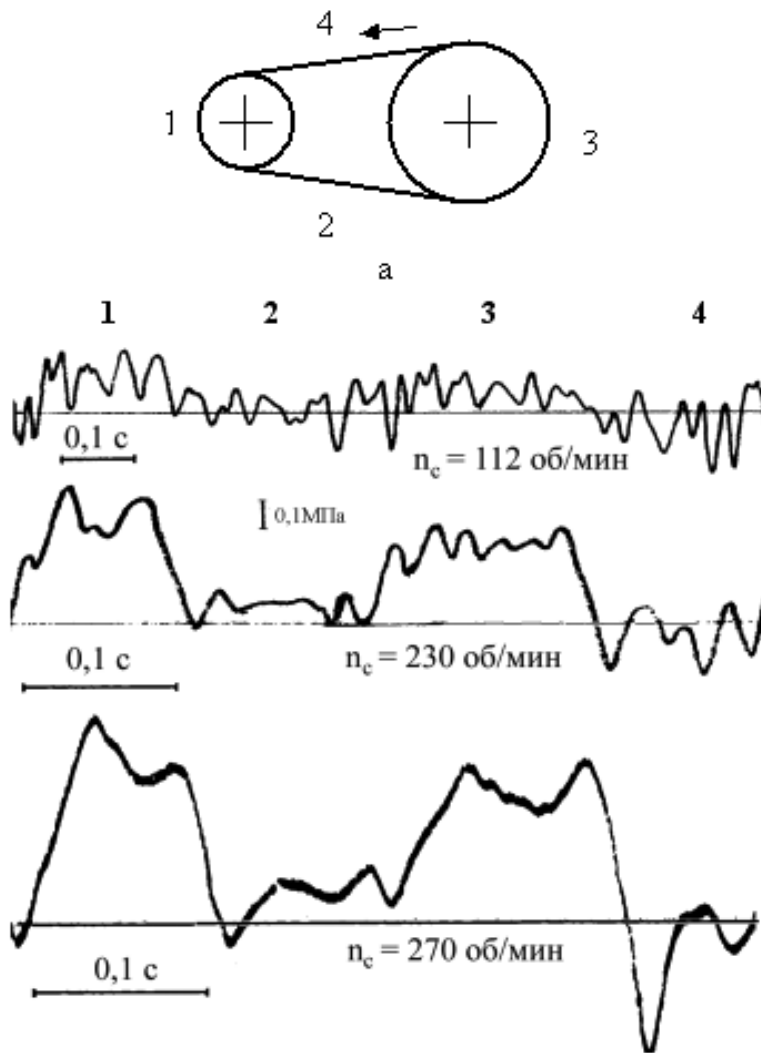


Рис. 10.9. Примеры осциллограмм процессов изменения напряжений при испытаниях трака на стенде. а– схема стенда; б– примеры осциллограмм, соответствующих одному обороту обвода. 1,2,3,4– характерные участки обвода; масштабы по напряжениям на всех графиках одинаковые.

Измерение напряжений в корневых сечениях уширителей выполнено с помощью описанных выше измерительных устройств и аппаратуры. При проведении стендовых испытаний использовался трак с наклеенными на него тензодатчиками, который ранее применялся при ходовых испытаниях.

Регистрацию напряжений производили в установившемся режиме после разгона стенда до заданной скорости вращения. Стенд был дополнительно оборудован отметчиком, позволяющим фиксировать положение тензометрического трака в обводе.

Анализ полученных осциллограмм выявил стационарный характер процессов изменения напряжений при установившемся режиме вращения. На рис. 10.9 представлены фрагменты осциллограмм, соответствующие одному обороту ленты на стенде, на которых отчетливо видны зоны, соответствующие прохождению траком криволинейных и прямых участков обвода. Для испытаний на стенде типовым является регулярный характер изменения напряжений в виде многочастотного периодического процесса. Однако форма этих процессов изменяется в зависимости от значения фиксированной частоты вращения стенда.

Из анализа осциллограмм следует, что с увеличением скорости вращения стенда преобладающей становится низкочастотная составляющая периодического процесса, обусловленная действием центробежных сил. Высокочастотные составляющие процесса, независимо от скорости вращения стенда, находятся в узком диапазоне частот (около 20 Гц), что, очевидно, обусловлено резонансными колебаниями уширителей относительно тела трака.

Расчетная оценка показала, что при расчетах долговечности высокочастотная составляющая процесса вносит незначительный вклад в усталостное повреждение по сравнению с низкочастотным импульсным нагружением на криволинейных участках. В связи с этим для приближенного расчета долговечности можно, по аналогии с ходовыми испытаниями, схематизировать процесс в виде двух пульсирующих циклов за один обвод.

Результаты стендовых испытаний трака приведены в таблице 10.3.

Таблица 10.3

Результаты стендовых испытаний

№ опыта	n_c , об/мин	Амплитуда напряжений, σ_{ac} , МПа
1	112	0,16
2	230	0,35
3	270	0,45

10.2. Математическая модель гусеничной ленты с податливыми уширителями. Результаты расчетных исследований.

Приведенный выше расчет усталостной долговечности гусеничной ленты базировался на данных натурального эксперимента. Очевидно, что проведение таких экспериментов возможно только при наличии действующего экземпляра машины и требует больших затрат времени и средств. Для оценки нагруженности уширителей на ранних этапах проектирования необходимо использовать математическое моделирование динамики ленты с уширителями [160, 161].

Моделированию динамики обычной гусеницы посвящен ряд работ. В них используется один из следующих подходов: рассматривается либо совокупность жестких траков, соединенных упругими элементами [147] (“дискретная модель”), либо податливая лента [172] (“континуальная модель”), в которой распределенные по длине упруго– демпфирующие и инерционные характеристики соответствуют приведенным характеристикам реальной гусеницы. Первый подход позволяет наиболее адекватно описать динамику гусеничной ленты, однако даже при линейной постановке его реализация требует громоздких вычислений. Вторым подход, при принятии ряда серьезных допущений, позволяет достаточно просто оценить собственные частоты гусеничных лент, а также форму упругой линии при различных режимах движения машины. В рассматриваемом случае гусеничные ленты содержат присоединенные к каждому траку уширители, обладающие инерционными и упруго– вязкими свойствами. В связи с этим моделирование гусеницы какой– либо континуальной системой потребует принятия ряда принципиальных допущений. Поэтому в настоящем исследовании рассматривается “дискретная модель” гусеничной ленты, в которой уширители каждого трака представлены сосредоточенными массами с нелинейными упруго– вязкими характеристиками. Расчетная схема модели, описывающей динамику гусеничной ветви при прямолинейном движении машины, показана на рис. 10.10. Рассматривается участок ленты, содержащий $N+1$ трак. Траки номер «0»

и « N » (на концах участка) находятся на ведущем и направляющем колесе (или на поддерживающих катках), траектория их движения известна. Каждый i -й трак моделируется элементом, обладающим массой m_t и моментом инерции I_t относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести O_i .

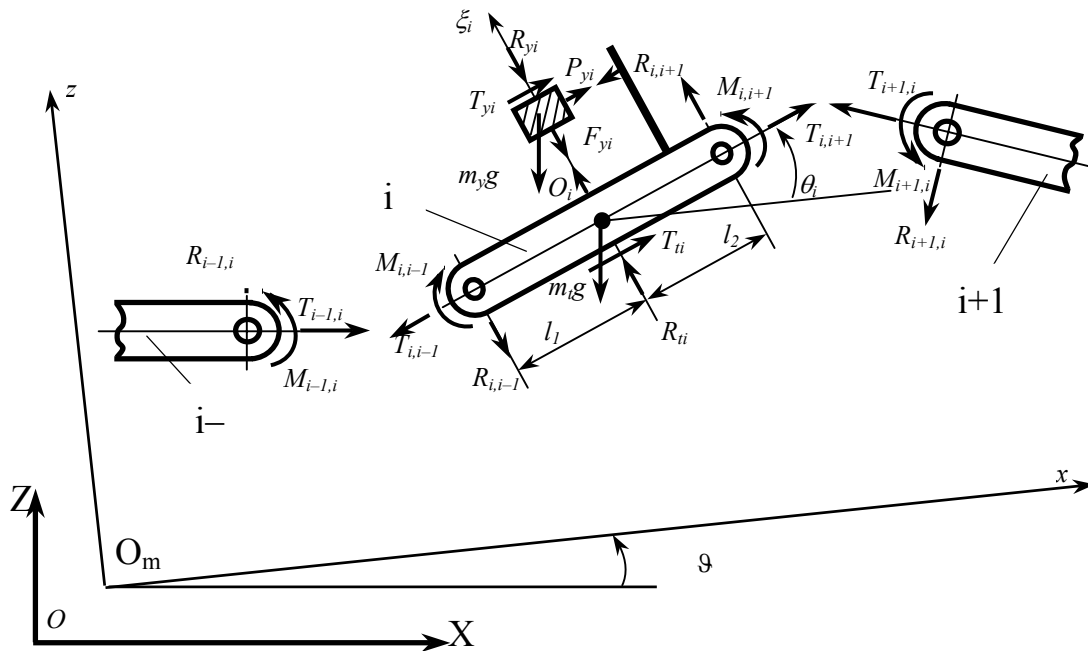


Рис. 10.10

Гусеницы рассматриваемых машин имеют симметричную конструкцию, в связи с чем оба уширителя каждого трака совершают синфазные колебания. В связи с необходимостью передавать значительные тяговые силы уширители имеют повышенную жесткость в плоскости трака и деформируются преимущественно в направлении, перпендикулярном его плоскости. Это позволяет моделировать оба уширителя каждого трака одним сосредоточенным инерционным элементом, обладающим массой m_y и связанным с траком нелинейным упруго-вязким элементом. В качестве обобщенных координат i -го трака приняты координаты его центра тяжести x_i и z_i относительно центра тяжести машины и угол поворота θ_i . Координата массы уширителя m_y – перемещение ξ_i относительно трака. При взаимодействии уширителя с траком возникает сила F_{yi} , являющаяся нелинейной функцией перемещения ξ_i и

скорости $d\xi_i/dt$, а также сила P_{yi} , обусловленная действием инерционных нагрузок. Со стороны соседних траков на трак действуют силы $T_{i,i-1}$, $R_{i,i-1}$, $T_{i,i+1}$, $R_{i,i+1}$ и моменты $M_{i,i-1}$, $M_{i,i+1}$, являющиеся нелинейными функциями взаимного перемещения траков. Кроме того, на трак и уширитель действуют силы тяжести $m_t g$ и $m_y g$, а также силы T_{ti} , R_{ti} , T_{yi} , R_{yi} , возникающие в случае их взаимодействия с надгусеничной полкой и другими элементами движителя. Движение центра тяжести машины O_m определяется координатами X , Z и \mathcal{G} в неподвижной системе отсчета $O-X-Z$. Процессы изменения $X(t)$, $Z(t)$ и $\mathcal{G}(t)$ могут быть получены при расчете движения машины по местности с помощью соответствующей математической модели и в рассматриваемом случае считаются заданными. Возникающие при движении машины ускорения ее корпуса вызывают дополнительные инерционные нагрузки на траки и уширители.

Уравнения движения i -го трака имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & m_t (\ddot{x}_i + \ddot{X} \cos \mathcal{G} + \ddot{Z} \sin \mathcal{G} - \dot{\mathcal{G}}^2 \rho_i \cos \alpha_i - \ddot{\mathcal{G}} \rho_i \sin \alpha_i - 2\dot{\mathcal{G}} V_i \sin \beta_i) = \\
 & = (T_{i,i+1} - T_{i,i-1}) \cos \theta_i + (R_{i,i-1} - R_{i,i+1}) \sin \theta_i - m_t g \sin \mathcal{G} - F_{yi} \sin \theta_i - \\
 & - P_{yi} \cos \theta_i + T_{ti} \cos \theta_i - R_{ti} \sin \theta_i ; \\
 & m_t (\ddot{z}_i - \ddot{X} \sin \mathcal{G} + \ddot{Z} \cos \mathcal{G} - \dot{\mathcal{G}}^2 \rho_i \sin \alpha_i + \ddot{\mathcal{G}} \rho_i \cos \alpha_i + 2\dot{\mathcal{G}} V_i \cos \beta_i) = \\
 & = -(T_{i,i+1} - T_{i,i-1}) \sin \theta_i + (R_{i,i+1} - R_{i,i-1}) \cos \theta_i - m_t g \cos \mathcal{G} + F_{yi} \cos \theta_i - \\
 & - P_{yi} \sin \theta_i + T_{ti} \sin \theta_i + R_{ti} \cos \theta_i ; \\
 & I_t (\ddot{\mathcal{G}} + \ddot{\theta}_i) = M_{i,i+1} - M_{i,i-1} + R_{i,i+1} l_2 + R_{i,i-1} l_1 + P_{yi} \xi_i ; \\
 & m_y (\ddot{\xi}_i - \dot{\theta}_i^2 \xi_i - \ddot{x}_i \sin \theta_i - \ddot{X} \sin(\mathcal{G} + \theta_i) + \ddot{z}_i \cos \theta_i + \ddot{Z} \cos(\mathcal{G} + \theta_i) - \\
 & - \dot{\mathcal{G}}^2 \rho_i \sin(\alpha_i - \theta_i) + \ddot{\mathcal{G}} \rho_i \cos(\alpha_i - \theta_i) + 2\dot{\mathcal{G}} V_i \cos(\beta_i - \theta_i)) = \\
 & = -m_y g \cos(\mathcal{G} + \theta_i) - F_{yi} - R_{yi} ; \\
 & m_y (-2(\dot{\theta}_i + \dot{\mathcal{G}}) \ddot{\xi}_i - \ddot{\theta}_i \xi_i + \ddot{x}_i \cos \theta_i + \ddot{X} \cos(\mathcal{G} + \theta_i) + \ddot{z}_i \sin \theta_i + \\
 & + \ddot{Z} \sin(\mathcal{G} + \theta_i) - \dot{\mathcal{G}}^2 \rho_i \cos(\alpha_i - \theta_i) - \ddot{\mathcal{G}} \rho_i \sin(\alpha_i - \theta_i) - \\
 & - 2\dot{\mathcal{G}} V_i \sin(\beta_i - \theta_i)) = -m_y g \sin(\mathcal{G} + \theta_i) + T_{yi} + P_{yi} , \quad i = 1 \dots N-1,
 \end{aligned}$$

где $V_i = (\dot{x}_i^2 + \dot{z}_i^2)^{1/2}$ – линейная скорость трака относительно центра тяжести машины, $\rho_i = (x_i^2 + z_i^2)^{1/2}$ – расстояние от центра тяжести трака до центра тяжести машины.

Идентификация модели эластомерного уширителя

В использованной в математической модели расчетной схеме ленты, каждый уширитель описывается приведенной сосредоточенной массой m_y , при этом упругие и демпфирующие характеристики задаются зависимостью $F_{yi}(\xi_i, d\xi_i/dt)$. Таким образом, в процессе идентификации необходимо определить значение m_y , и зависимость $F_{yi}(\xi_i, d\xi_i/dt)$.

При необходимости замены линейной континуальной системы, совершающей колебания по заданной собственной форме, на одномассовую модель, инерционные и упругие характеристики приводят к какой-либо точке. Приведенную массу определяют исходя из равенства кинетических энергий исходной системы и модели при одинаковой скорости модели и точки приведения, а приведенную жесткость – из равенства потенциальных энергий при одинаковом отклонении. В случае нелинейной системы непосредственное использование такого подхода затруднительно, так как приведенные масса и жесткость оказываются непостоянными величинами, зависящими от перемещений в системе. В связи с этим необходимо принять некоторые допущения. Так, в данном расчете приведенная масса предполагается постоянной. Силу $F_{yi}(\xi_i, d\xi_i/dt)$ можно разделить на две составляющие, зависящие от относительного перемещения и относительной скорости уширителя:

$$F_{yi}(\xi_i, d\xi_i/dt) = F_{y1i}(\xi_i) + F_{y2i}(d\xi_i/dt) \quad .$$

Определение зависимости $F_{y2i}(d\xi_i/dt)$, характеризующей демпфирующие свойства, является наиболее сложным. В данной работе предлагается использовать линейную зависимость:

$$F_{y2i}(d\xi_i/dt) = b_y(d\xi_i/dt) \quad ,$$

где b_y – коэффициент эквивалентного вязкого трения. Величина b_y может быть приближенно определена по полученному экспериментально декременту колебаний уширителя .

Зависимость $F_{y1i}(\xi_i)$ определяется особенностями конкретной конструкции уширителя. В рассматриваемом случае это резиновый массив, армированный несколькими слоями корда. Нелинейность его упругих характеристик обусловлена в основном тем, что при изгибе в разные стороны работают разные слои корда. В связи с этим упругие характеристики возможно описать билинейной зависимостью:

$$F_{1yi}(\xi_i) = \begin{cases} c_{y1} \cdot \xi_i, & \xi_i > 0 \\ c_{y2} \cdot \xi_i, & \xi_i \leq 0 \end{cases},$$

где c_{y1} , c_{y2} – постоянные величины (жесткости).

Значения жесткостей ищут из условия равенства потенциальных энергий уширителя и модели при перемещениях в соответствующую сторону. Потенциальная энергия уширителя может быть определена расчетным путем, с использованием метода конечных элементов. Поскольку в реальной конструкции уширителя нагружаются силами инерции, а первая собственная форма колебаний обычно близка к форме статического прогиба от действия сил собственного веса [48], при расчете методом конечных элементов уширитель следует нагружать инерционными силами. Полученные в ходе расчета приведенные характеристики должны также обеспечивать равенство собственных частот реального объекта и модели.

Таким образом, приведенные характеристики одного уширителя могут быть найдены из следующих выражений:

$$c_2 = k \cdot c_1, \quad f = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m}} (1 + \sqrt{k}), \quad E_1 = \frac{(a \cdot m)^2}{2 \cdot c_1}, \quad E_2 = \frac{(a \cdot m)^2}{2 \cdot k \cdot c_1},$$

где f – собственная частота уширителя, m – приведенная масса, a – ускорение,

c_1 и c_2 – жесткости, E_1 и E_2 – потенциальные энергии при перемещении уширителя в сторону положительного и отрицательного направлений координаты ξ_i .

После преобразований получаем следующие расчетные формулы:

$$k = E_1 / E_2 \quad , \quad m = \frac{32\pi^2 f^2 E_1}{a^2 (1 + \sqrt{k})^2} \quad , \quad c_1 = \frac{(a \cdot m)^2}{2 \cdot E_1} \quad , \quad c_2 = k \cdot c_1 \quad . \quad (10.1)$$

Поскольку при описании гусеницы предполагается, что оба уширителя каждого трака колеблются синхронно и синфазно, входящие в модель ленты с уширителями величины m_y , c_{y1} , c_{y2} равны удвоенным значениям m , c_1 , c_2 .

Конечноэлементная модель уширителя

Для расчета потенциальной энергии уширителя, нагруженного инерционными силами, использован метод конечных элементов. Каждый уширитель является резиновым массивом, армированным сверху и снизу кордом из отдельных нитей. Тело уширителя – это массив из изотропного материала с характеристиками, соответствующими резине (модуль упругости – 13 МПа, коэффициент Пуассона – 0.5). Корд моделируется пластиной и оболочкой из изотропного материала, которые расположены внутри уширителя и деформируются вместе с ним. Толщина оболочек – 1 мм, модуль упругости в продольном направлении – 1200 МПа, в поперечном – 13 МПа. Чтобы описать одностороннюю работу корда, при расчете продольный модуль упругости слоя, работающего на сжатие, приравнивался к модулю упругости резины. Длина уширителя – 320 мм, ширина и высота в корневом сечении – 145 и 70 мм, на свободном конце – 80 и 20 мм.

Расчеты уширителя выполнялись в пакете программ Ansys 5.6. На первом этапе исследований было выполнено сопоставление расчетных и экспериментальных значений прогибов уширителя. Расхождение результатов не превысило 5%, что свидетельствует об адекватности модели. Анализ приведенных результатов подтверждает существенную нелинейность рассматриваемого объекта: при изменении направления одной и той же нагрузки прогибы отличаются более чем в 1,5 раза.

Результаты идентификации

В результате проведенных расчетов были получены данные, необходимые для расчетов по формулам (10.1):

$$a = 250 \text{ м/с}^2, \quad E_1 = 0,638 \text{ Дж}, \quad E_2 = 1,044 \text{ Дж}.$$

Поскольку при колебаниях уширителя нити корда работают попеременно, расчет собственной частоты затруднен. В связи с этим в дальнейшем использовалось найденное экспериментально значение частоты $f = 23 \text{ Гц}$.

С использованием полученных значений определены следующие параметры модели уширителя:

$$m = 0,537 \text{ кг}, \quad c_1 = 14130 \text{ Н/м}, \quad c_2 = 8635 \text{ Н/м}.$$

Эти значения в дальнейшем предполагается использовать в качестве исходных данных при моделировании динамики гусеничной ленты с уширителями.

Полученная система уравнений описывает движение ветви гусеницы с уширителями с учетом как геометрической нелинейности, обусловленной большими перемещениями, так и физической нелинейности, обусловленной особенностями упруго– вязких характеристик эластомеров. При этом отображаются взаимосвязанные динамические процессы– продольные и поперечные колебания гусеничной ленты, а также колебания уширителей. В связи с наличием нелинейностей интегрирование уравнений проводилось численно, с помощью специально разработанной программы для ПЭВМ.

10.2.1. Моделирование динамики гусеничной ленты с податливыми уширителями

В настоящее время с помощью разработанной модели и программных средств проведена серия тестовых расчетов, соответствующих прямолинейному движению машины с постоянной скоростью по ровному участку трассы.

В качестве примера рассмотрим результаты расчетов для скорости движения 8 м/с . На рис. 10.11 показан процесс изменения перемещения одного из уширителей $\xi(t)$ относительно ленты при его движении по свободной ветви

обвода. В начале ленты трак движется по поверхности подающего колеса и его уширитель получает начальное смещение под действием центробежной силы, далее он совершает затухающие колебания с частотой, близкой к его собственной частоте.

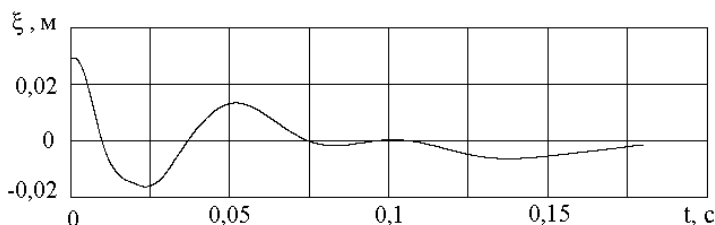


Рис. 10.11

Анализ тестовых результатов показывает, что они достаточно хорошо соответствуют результатам измерений и наблюдений, выполненным в ходе

натурного эксперимента. В дальнейшем разработанная математическая модель может быть использована для анализа динамических процессов в гусеничном движителе вновь создаваемых машин.

10.2.2. Расчетная оценка усталостной долговечности. Методика ускоренных стендовых испытаний

Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили предположение о том, что наибольший вклад в общую нагруженность уширителей вносят инерционные нагрузки, действующие в зонах ведущего и направляющего колес машины. На основе полученных данных была выполнена расчетная оценка усталостной долговечности уширителей траков, разработана методика ускоренных стендовых испытаний и разработаны предложения по изменению армирования резинового массива, направленные на повышение усталостной долговечности.

Анализ вида многочисленных разрушений резиновых траков гусеницы ТМ-120 сформировал упрощенное представление о двухстадийном характере повреждения, обусловленного действием центробежных сил: на первом этапе под действием изгибных напряжений ($\sigma_{изг}$) происходит зарождение и развитие магистральных усталостных трещин, на втором под действием напряжений отрыва ($\sigma_{отр}$) происходит отслоение резинового массива по поверхности

отрыва. Следовательно, приближенную оценку долговечности резиновых траков рационально проводить по критерию зарождения усталостных трещин.

Анализ осциллограмм и предварительные расчеты показывают, что высокочастотные составляющие процесса нагружения малозначимы по сравнению с пиками напряжений, действующих в зонах ведущего и направляющего колес. В связи с этим для приближенного расчета можно использовать схематизацию процесса в виде двух пульсирующих циклов нагружения, приходящихся на каждый оборот гусеничной ленты.

При расчете усталостной долговечности были приняты следующие значения параметров кривой усталости:

- базовое число циклов $N_o = 2 \cdot 10^6$;
- предел выносливости $\sigma_{-1} = 0,3$ МПа;
- показатель наклона кривой выносливости $m = 2$.

Поскольку при измерениях по технологическим причинам тензодатчики наклеивались со смещением относительно зоны концентрации напряжений, то предел выносливости для трака определялся с учетом коэффициента концентрации $K\sigma$ по формуле: $\sigma_{-1\partial} = \sigma_{-1} / K\sigma$. Значение $K\sigma = 1,7$ определено расчетным путем с помощью метода конечных элементов. Таким образом $\sigma_{-1\partial} = 0,3/1,7 = 0,176$ МПа. Средняя долговечность траков определяется:

$$L_{cp} = N \cdot l,$$

где N – число циклов нагружения до момента образования усталостной

трещины, определяется по формуле $N = N_o (\sigma_{-1\partial} / \sigma_{ax})^m$;

l – величина пробега, приходящаяся на один цикл нагружения. При длине обвода, равной 10 м – $l = 5 \cdot 10^{-3}$ км/цикл.

Подстановка значений дает $L_{cp} = 5,5$ тыс. км. пробега при средней скорости движения машины 30 км/час. Отметим, что полученная в данном расчете средняя долговечность соответствует 50 – % вероятности образования усталостных трещин в траках гусеницы. С учетом большого числа траков в каждой гусеничной ленте полученные данные подтверждают недостаточную

долговечность траков, первоначально спроектированных без учета инерционных нагрузок.

Использование стенда для для ускоренных испытаний траков потребовало установления соответствия между пробегом машины в 1000 км с заданной скоростью V_x и числом часов стендовых испытаний t с фиксированной частотой вращения стенда n_c .

Условие равнозначности ходовых и стендовых испытаний по накопленному повреждению имеет вид:

$$v_{x1000}/N_x = v_c/N_c, \quad (10.2)$$

где v_{x1000} – число циклов нагружения, приходящееся на 1 тыс. км пробега;

v_c – эквивалентное по повреждениям число циклов нагружения на стенде с заданной скоростью вращения n_c ;

N_x, N_c – числа циклов до появления усталостной трещины при ходовых и стендовых испытаниях соответственно.

Учитывая выражения для уравнения кривой выносливости в виде:

$$N_x = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{ax}} \right)^m, \quad N_c = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{ac}} \right)^m,$$

где $N_0, \sigma_{-1д}, m$ – параметры кривой выносливости;

σ_{ax}, σ_{ac} – амплитудные значения напряжений в ходовых и стендовых условиях.

Преобразуем условие равнозначности (10.2) к виду:

$$v_{x1000} \sigma_{ax}^m = v_c \sigma_{ac}^m \quad (10.3)$$

В рассматриваемом случае $v_{x1000} = 2 \cdot 10^5$ циклов/1000км.

Параметр v_c определим как $v_c = t \cdot \eta$,

где t – эквивалентное тысяче километров пробега число часов испытаний на стенде,

η – число циклов нагружения за один час работы стенда.

Выражение для η через параметры стенда имеет следующий вид:

$$\eta = \frac{120 \cdot \pi \cdot D \cdot n_c}{a \cdot k},$$

где $D = 0,56$ м – диаметр ведущего колеса стенда,

n_c , об/мин – частота вращения,

a , м – шаг гусеницы,

k – число траков в обводе стенда ($a \cdot k = 3,8$ м).

После соответствующих подстановок и преобразований получим выражение для эквивалентного одной тысяче километров пробега числа часов стендовых испытаний при фиксированной скорости вращения n_c :

$$t = \frac{V_x 1000 \cdot a \cdot k}{120 \cdot \pi \cdot D \cdot n_c} \left[\frac{\sigma_{ax}}{\sigma_{ac}} \right]^m. \quad (10.4)$$

Для выполнения расчетов по формуле (10.4) необходимо располагать зависимостями амплитуд напряжений от скорости движения машины для случая ходовых испытаний $\sigma_{ax}(V_x)$, а также амплитуд напряжений от частоты вращения для стендовых испытаний $\sigma_{ac}(n_c)$. Указанные зависимости получены путем математической обработки экспериментальных данных; аппроксимирующие выражения имеют вид:

$$\sigma_{ax}(V_x) = 0,065 - 0,001 V_x + 2 \cdot 10^{-4} V_x^2, \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_{ac}(n_c) = 0,125 - 3,15 \cdot 10^{-4} n_c + 5,63 \cdot 10^{-3} n_c^2, \text{ [МПа];}$$

где V_x – скорость машины, км/ч;

n_c – частота вращения ведущего колеса стенда, об/мин.

На рис. 10.12 приведены графики этих зависимостей. Использование приведенных зависимостей поясним на примере: пусть необходимо определить продолжительность испытаний на стенде при частоте его вращения $n_c = 200$ об/мин, которая будет эквивалентна по повреждающему действию пробегу машины в одну тысячу километров со скоростью 25 км/час. Из графиков следует, что искомая продолжительность испытаний составит $t \approx 7$ часов.

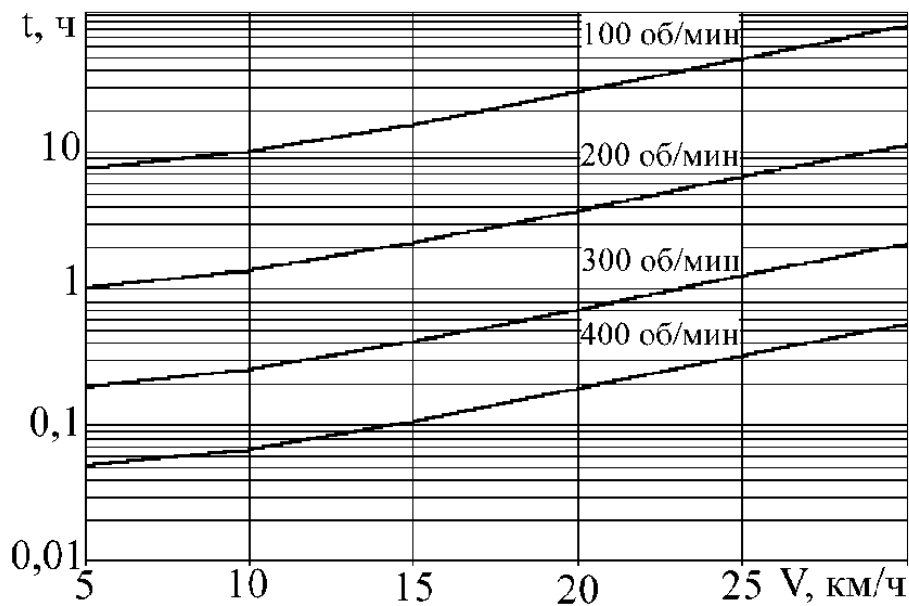


Рис.10.12 Зависимость времени испытаний на станде, эквивалентного 1000 км. пробега машины от скорости ходовых испытаний для различных частот вращения станда

Опыт работы на станде СКБМ показывает, что его использование позволяет оперативно получать информацию о видах разрушений различных вариантов конструкций. Однако, использование станда для ресурсных испытаний гусениц ограничено определенным диапазоном скоростей сверху и снизу. Так для трака, армированного по первому варианту, нижний предел скорости вращения станда находится вблизи $n_c = 150$ об/мин, так как при этой скорости амплитуда напряжений лишь незначительно превышает предел выносливости. При меньших скоростях продолжительность испытаний окажется неоправданно большой. Верхний предел скорости вращения станда ограничен величиной амплитуд напряжений. Так, при $n_c = 250$ об/мин амплитуда напряжений и деформаций трака на станде в 2... 2,5 раза превышает амплитуды и деформации в ходовых условиях, а также более чем в 2 раза превышает предел выносливости детали. В этих условиях возможен переход к режиму малоциклового усталости, что приводит к смене механизма разрушения, интенсивному тепловыделению и разогреву трака.

Указанные границы скоростей вращения станда следует корректировать в зависимости от изменения конструкции траков и прочностных характеристик

примененной резины. Однако приведенные на рис. 10.12 графики остаются неизменными для различных конструкций траков, так как в выражение (10.4) входит соотношение амплитуд напряжений в ходовых и стендовых условиях.

10.3. Практические рекомендации по изменению армирования уширителей

Долговечность первоначального варианта траков с уширителями, использованных в гусеницах снегоболотоходной машины ТМ–120, оказалась недостаточной. Это связано с тем, что система армирования траков кордом разрабатывалась без учета инерционных нагрузок. Для повышения долговечности траков был предложен ряд вариантов конструкции, отличающихся схемами армирования, а также формой перехода от уширителя к центральной части трака. В связи с этим возникла необходимость расчетного анализа различных вариантов с учетом концентрации напряжений и реального распределения инерционных нагрузок. Для таких исследований был использован метод конечных элементов (МКЭ) с традиционными для него исходными допущениями. Внешнее воздействие задавалось в виде гравитационной нагрузки, соответствующей ускорению в 400 м/с^2 ($40g$) при прохождении траками ведущего и направляющего колес машины на скорости $V = 36 \text{ км/ч}$. С помощью МКЭ были выполнены расчеты шестнадцати вариантов существующих и находящихся в стадии разработки уширителей, отличающихся разнообразием конструктивных и технологических решений. На рис. 10.13 в качестве примера приведены поля напряжений для двух вариантов: трака с галтелью в прямоугольном переходе от уширителя к металлической части трака (рис. 10.13, а), а также трака с плавным подъемом и разгрузочной выточкой (рис. 10.13, б).

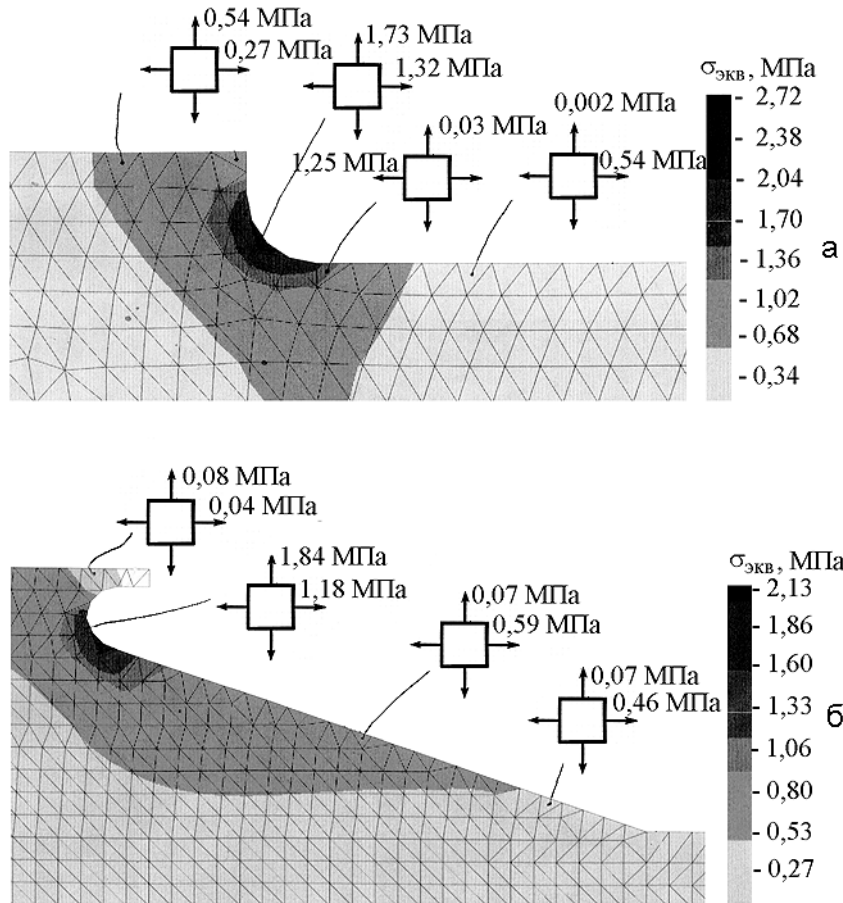


Рис. 10.13. Результаты расчетов двух вариантов конструкции уширителей траков

Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными указывает на их удовлетворительную сходимость. Анализ полей напряжений показал, что в ходе совершенствования конструкции траков достигается снижение уровня изгибных и отрывных напряжений. По результатам исследований определены перспективные направления разработки новых типов гусениц для снегоболотоходной машины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

В диссертации разработана прикладная теория и практические методы, на основе которых предложен принципиально новый подход к обеспечению прочностной надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Применение этого подхода в практике конструкторских бюро отрасли обеспечит повышение научно-технического уровня сопровождения инновационных проектов, позволит на ранних стадиях проектирования обеспечивать требуемые показатели надежности элементов ходовой системы, осуществлять опережающую отработку конструкций, сокращать сроки освоения новых поколений быстроходных гусеничных машин. По результатам работы сформулированы следующие выводы:

1. Созданный комплекс измерительных устройств и аппаратуры позволил непрерывно регистрировать силовые и кинематические процессы в подвесках и гусеницах быстроходных машин в условиях реальной эксплуатации. Путем анализа результатов экспериментальных исследований, выполненных в широком диапазоне условий и режимов эксплуатации, выявлены важные закономерности нагружения ответственных элементов гусеничного движителя, механизмы возникновения повреждений и факторы, влияющие на интенсивность их накопления. В частности, установлено следующее:

– Наиболее интенсивное накопление усталостного повреждения в траках гусениц происходит не в наиболее нагруженной продольной силой тяговой ветви, а в зоне опорной ветви обвода под действием случайной катковой нагрузки, вызванной колебаниями корпуса. Напряжения, возникающие в опасных зонах трака, зависят от скорости движения машины, колебаний корпуса, а также от случайного характера взаимодействия трака с грунтом. При эксплуатации машин в условиях жесткого каменистого грунта скорость накопления усталостного повреждения в опорной ветви в 4–5 раз превышает этот показатель для зон ведущего и направляющего колес.

– Причиной разрушения эластомерных уширителей траков гусеницы снегоболотоходной машины являются инерционные нагрузки, действующие в зонах ведущего и направляющего колес при движении с большой скоростью.

– Балансиры подвески работают в условиях многопараметрического стохастического нагружения, вызванного комплексом случайных нагрузок, действующих на опорные катки машины при криволинейном движении, а также изменением угла поворота балансира по случайному закону. В связи с этим процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных зонах балансира являются слабокоррелированными случайными процессами. Отмеченная особенность требует применения соответствующих подходов при оценке накопленного усталостного повреждения.

– Движение машины по трассе сопровождается непрерывным варьированием скорости, а также регулярными корректировками траектории движения. Так, для машины класса 14 тонн с механической трансмиссией и планетарным механизмом поворота на 1 км трассы приходится от 3 до 8 переключений передач и до 37 включений фрикционных элементов механизма поворота. Установлено, что переходные процессы в трансмиссии сопровождаются импульсными нагрузками высокого уровня, существенно влияющими на нагруженность гусеничных лент.

Таким образом, установлено, что уровень эксплуатационной нагруженности, характер динамических процессов, механизмы повреждаемости ответственных узлов и деталей ходовой части машин принципиально отличаются от принятых в настоящее время в нормативных отраслевых документах, базирующихся на традиционных статических расчетах.

На основе полученных результатов сформулированы новые требования, предъявляемые к математическим моделям, применяемым для получения нагрузок, действующих на элементы движителя, а также к используемому при моделировании комплексу внешних воздействий и рассматриваемым режимам движения.

2. Разработанная математическая модель достаточно полно описывает динамику связанной нелинейной системы «гусеничный движитель – поддрессоренный корпус – трансмиссия – двигатель» при многопараметрическом случайном воздействии внешней среды. При этом корпус машины рассматривается как тело, имеющее шесть степеней свободы, учитываются нелинейные характеристики элементов системы поддрессоривания, гусеничного движителя и силовой установки. Отличительными особенностями модели являются:

- учет изменения крутящего момента двигателя в соответствии с его характеристикой при движении машины по местности с переменной скоростью;

- описание переходных процессов, вызванных изменением подачи топлива, изменением передаточных отношений трансмиссии, работой фрикционных элементов коробки передач и механизма поворота,

- возможность моделирования движения машины с различными видами трансмиссий;

- описание машины как единой динамической системы, что позволяет учесть влияние переходных процессов в силовой установке на динамику поддрессоренного корпуса.

Предложенная модель комплексно отображает динамические процессы в шасси гусеничной машины и ориентирована на получение процессов изменения нагрузок, которые используются в дальнейшем для расчета напряженно- деформированного состояния в опасных зонах ответственных деталей ходовой системы.

Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчетов с данными имеющихся натуральных экспериментов. Различие между расчетными и экспериментальными значениями силовых и кинематических параметров не превышает 10–15%.

3. Разработанная модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом, представленным в виде континуальной нелинейной среды, позволяет

определять процессы силового и кинематического взаимодействия в контакте. В расчетах используется метод конечных элементов (пакет программ LSDYNA), учитывающий нелинейные свойства грунта при больших деформациях.

Выполнена серия тестовых расчетов для трака машины класса 14 тонн и различных видов грунта. При этом моделировались процессы погружения трака, его сдвиг, нагребание грунта боковой поверхностью трака и др. Анализ результатов расчетов показал, что используемый подход отображает влияние свойств грунта, высоты и формы грунтозацепов, а также направления сдвига на нагрузки, возникающие в контакте. Установлено, что при наличии грунтозацепов на опорной поверхности направление вектора силы, препятствующей сдвигу трака относительно грунта, может не совпадать с направлением перемещения.

По результатам расчетов получены зависимости, связывающие нагрузки, действующие на трак с его перемещением относительно грунта. Эти соотношения использованы в математической модели гусеничной машины для определения сил сопротивления при криволинейном движении. Применение такого подхода позволяет учесть влияние перераспределения давления по опорной поверхности гусеницы, свойств грунта, формы и высоты грунтозацепов на динамические процессы, траекторию движения и нагрузки, действующие на элементы ходовой части при криволинейном движении машины.

4. Предложенная математическая модель, описывающая управляющие воздействия со стороны водителя, существенно повышает достоверность определения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы машины. Модель является подсистемой, используемой для формирования управляющих воздействий на силовую установку при интегрировании уравнений движения с целью приведения функции изменения скорости и траектории движения машины к заданной дорожной ситуации. Сопоставление результатов моделирования движения по участку трассы с данными натурального

эксперимента показало, что отличие средней скорости движения не превышает 9%.

5. Концепция задания многопараметрического нестационарного случайного воздействия внешней среды, разработанная в диссертации, основана на формализации картографического описания типовых испытательных полигонов, применяемых для ресурсных испытаний опытных образцов техники. Такой подход позволяет на ранних стадиях проектирования прогнозировать характеристики надежности разрабатываемых изделий применительно к различным природно-климатическим условиям.

6. Разработанный комплекс вычислительных программ реализует предложенные в диссертации математические модели и алгоритмы. Интегрирование дифференциальных уравнений движения осуществляется численно, с оценкой точности полученных результатов. Достоверность результатов моделирования подтверждена анализом и сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

7. Методика преобразования многопараметрического случайного воздействия в процессы изменения компонентов тензора напряжений, разработанная в диссертации, базируется на методе конечных элементов и моделях взаимодействия с нелинейной средой. Применение данной методики для траков гусениц, контактирующих с грунтом, позволяет получать процессы изменения напряжений в опасных зонах с учетом случайного характера опирания.

8. Разработанный в диссертации метод прогнозирования усталостной долговечности позволяет получать результаты для случая сложного многоциклового нагружения, когда компоненты тензора напряжений являются независимыми случайными процессами. Метод основан на структурной модели материала и расчете микропластических деформаций; его использование позволяет получать оценку ресурса деталей, работающих в условиях многопараметрического стохастического нагружения. Достоверность метода подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными

данными; отличие средней долговечности не превышает 40%, что является вполне допустимым в случае многоциклового усталости. Учет рассеяния свойств материала позволяет получать результаты в виде функций надежности, связывающих вероятность возникновения усталостного разрушения с наработкой детали. Это дает возможность на ранних стадиях проектирования оценивать ресурс изделия и при необходимости корректировать проект по динамическим свойствам машины, а также по применяемым материалам и технологиям.

9. Результаты работы внедрены при проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в следующих предприятиях и конструкторских бюро: Челябинском тракторном заводе, Конструкторском бюро транспортного машиностроения (г. Омск), Курганском машиностроительном заводе, Специальном конструкторском бюро машиностроения (г. Курган).

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы

В диссертационной работе предложен комплексный подход к проблеме обеспечения безотказности элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин, включающий прикладную теорию и методы обеспечения надежности, комплексы аппаратуры для экспериментальных исследований и вычислительные программы. Данный подход рекомендуется к использованию при проектировании и инженерной отработке перспективных образцов быстроходных гусеничных машин. В дальнейшем он может быть использован при создании и внедрении отраслевых нормативных материалов для применения в практике конструкторских бюро головных предприятий отрасли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абуханов, А.З. Механика грунтов / А.З. Абуханов // Ростов–на Дону: Изд-во Феникс, 2006. – 350 с.
2. Абызов, А.А. Динамика гусеничной ленты с эластомерными уширителями / А.А. Абызов, И.Я. Березин, В.И. Бывальцев, Е.Е. Рихтер // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 5. – С. 36-38.
3. Абызов, А.А. Динамика нелинейных связанных систем гусеничной машины (применительно к задаче имитационных ресурсных испытаний). : дис. ... канд. техн. наук: 01. 02. 06 / А.А. Абызов – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 166 с.
4. Абызов, А.А. Использование метода конечных элементов для моделирования взаимодействия гусеницы с грунтом при криволинейном движении машины. // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 15 всероссийской научно– практической конференции. – Т. 3. Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт-Петербург: НПО Спецматериалов, 2012. – С. 184–190.
5. Абызов, А.А. Концепция и методы обеспечения надежности мобильной техники при проектировании / А.А. Абызов, И.Я. Березин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Вып. 13. – №2. – С. 19–27.
6. Абызов, А.А. Моделирование динамики гусеничной ленты с эластомерными уширителями / Абызов, А.А. // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №7. – С. 48–51.
7. Абызов, А.А. Моделирование процесса корректирования скорости и траектории движения быстроходной гусеничной машины по местности в соответствии с изменяющимися дорожными условиями / Абызов А.А., Березин И.Я. // Материалы всероссийской научно– технической конференции. Курган: Изд-во КГУ, 2003. – С. 153–156.

8. Абызов, А.А. Модель накопления усталостного повреждения при произвольной истории напряжений. Идентификация и верификация / А.А. Абызов, О.С. Садаков, Н.О.Фельк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 6. – №6(46). – С. 73–79.

9. Абызов, А.А. О влиянии первого инварианта напряжений на малоцикловую усталость / А.А. Абызов, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – №2(42). – С. 69–72.

10. Абызов, А.А. Обеспечение надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин на стадиях проектирования // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 14 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт-Петербург: НПО Спецматериалов, 2011. – С. 222–230.

11. Абызов, А.А. Применение метода имитационного моделирования испытаний к расчету ресурса ходовой части транспортных машин/ А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – №11(66). – С. 122–129.

12. Абызов, А.А. Применение метода имитационного моделирования испытаний для обеспечения надежности элементов ходовых систем гусеничных машин / А.А. Абызов, И.Я. Березин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Вып. 13. – №2. – С. 87–94.

13. Абызов, А.А. Применение структурной модели для оценки усталости при многопараметрическом случайном воздействии / А.А. Абызов, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – №2(42). – С. 73–79.

14. Абызов, А.А. Прогнозирование и управление надежностью движителей быстроходных гусеничных машин на этапах проектирования и испытаний. / Абызов А.А., Березин И.Я., Бондарь В.Н. // Вестник академии военных наук. – 2008. – №3(24) (спецвыпуск). – С. 33–36.

15.Абызов, А.А. Расчет ресурса деталей при случайном независимом многопараметрическом нагружении / А.А. Абызов, И.Я.Березин, О.С. Садаков //Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – №11(66). – С. 30–36.

16.Абызов, А.А. Расчетная оценка нагруженности и прогнозирование ресурса элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин / А.А. Абызов, И.Я. Березин // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 13 всероссийской научно-практической конференции. – Т. 3. Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт-Петербург: НПО Спецматериалов, 2010. – С. 119–127.

17.Аврамов, В.П. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям / В.П. Аврамов, Н.Б. Калейчев. – Харьков: Выща школа. Изд-во при Харьковском университете, 1989. – 112 с.

18.Адамович, Н.В. Управляемость машин / Н.В. Адамович. – М.: Машиностроение, 1977. – 280 с.

19.Айзерман, М.А. Теория автоматического регулирования / М.А. Айзерман. –М.: Наука, 1966. – 315 с.

20.Алексеева, С.В. Силовые передачи транспортных машин. Динамика и расчет / С.В.Алексеева, В.Л. Вейц, Ф.Р. Геккер. – Л.: Машиностроение, 1982. – 256 с.

21.Алисин, В.В. Трение, изнашивание и смазка: в 2 т. / В.В.Алисин, А.Я. Алябьев, А.М. Архаров и др. // под ред И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 400 с.

22.Аникин, А.А. Проходимость гусеничных машин по снегу / А.А. Аникин, Л.В.Барахтанов, И.О.Донато. – Н.–Новгород: Изд-во "Омега", 2009. – 362 с.

23.Аникин, А.А. Разработка научных методов повышения проходимости по снегу особо легких гусеничных машин: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05. 05. 03 / А.А. Аникин. Н. – Новгород: Изд-во НГТУ, 2010 – 30 с.

24.Анисимов, Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора / Г.М. Анисимов. – М.: Лесная промышленность, 1975. – 167 с.

25.Анохин, В.И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных сельскохозяйственных тракторах / В.И. Анохин. – М.: Машиностроение, 1972. – 303 с.

26.Антонов, А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет / А.С. Антонов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.

27.Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Высшая школа, 1981. – 335 с.

28.Барахтанов, Л.В. Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, А.П. Куляшов, С.В. Рукавишников. – Горький: Волго – Вятское книжное изд-во, 1986, – 191 с.

29.Барахтанов, Л.В. Сравнительный анализ вероятностных характеристик микропрофиля пересеченной местности / Л.В. Барахтанов, В.И.Ершов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1971. – №3 – С. 125–128.

30.Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

31.Бахшиян, Б.Ц. Определение и коррекция движения гарантирующий подход / Б.Ц. Бахшиян, Р.Р. Назиров, П.Е. Эльясберг. – М.: Наука, 1980. – 360 с.

32.Бекетов, С.А. Пат. 2158682 Российская федерация МПК 7В 60К 41/00А. Автоматическая система управления поворотом гусеничной машины / С.А. Бекетов, А.А. Дмитриев, В.Ф. Ягубов, Л.А. Масленников.– № 99105097/28; заявл. 11.03.1999

33.Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность-машина / М.Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

34.Белоутов, Г.С. Программа расчёта динамических процессов в переходных режимах работы моторно-трансмиссионных установок транспортных машин / Г.С. Белоутов, М.Н. Гусев, О.А. Усов // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 10 всероссийской научно–практической конференции. – Т. 3. Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт–Петербург: НПО Спецматериалов, 2007. – С. 169–173.

35.Березин, И.Я. К расчету динамических нагрузок в гусеничном обводе / И.Я. Березин, В.А. Колодкин // Расчеты на жесткость и прочность в машиностроении: межвуз. сб. научн. тр. – Омск: Изд-во ОПИ, 1981. – С. 102–108.

36.Березин, И.Я. Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение 1) / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. 1996. – № 2. – С.61–68.

37.Березин, И.Я. Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение 2) / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. 1997. – №3. – С.75–82.

38.Березин, И.Я. Корректирование скорости в модели движения транспортной машины / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** //Материалы XXVI Международного научно-технического совещания по динамике и прочности двигателей. – Самара, 1996. – С. 21–22.

39.Березин, И.Я. Моделирование динамических процессов в ходовой системе транспортной гусеничной машины / И.Я. Березин, В.А. Колодкин, П.В. Усольцев // Прочность машин и аппаратов при переменных нагрузениях. Сборник трудов ЧПИ.– Челябинск, 1983.– С. 109–112.

40.Березин, И.Я. Моделирование процесса эксплуатации при имитационных ресурсных испытаниях мобильной техники / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). – М.: МАДИ, 2000. – С. 56–74.

41.Березин, И.Я. Особенности натуральных исследований сил взаимодействия гусеницы с опорными катками при повороте гусеничной машины / И.Я. Березин, А.А. Дворниченко // Автомобили, тракторы и двигатели. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – Вып. 148. – С. 64–67.

42.Березин, И.Я. Прогнозирование долговечности и остаточного ресурса по критериям усталостного разрушения / И.Я. Березин, Д.А. Гохфельд, В.Г. Сергеев // Материалы XI международного коллоквиума «Механическая усталость металлов». – Киев, 1991. – С. 27–40.

43.Березин, И.Я. Расчетная оценка долговечности деталей при нестационарном сложном напряженном состоянии / И.Я. Березин // Труды ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ. – 1974. – Вып. № 139. – С.25–29.

44.Березин, И.Я. Регулирование скорости в задаче моделирования движения транспортной машины по случайному профилю / И.Я. Березин, С.Ю. Будинский, П.В. Усольцев. // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. – Челябинск, 1985. – С. 118–121.

45.Березин, И.Я. Тепловое состояние и прогнозирование работоспособности эластомерных конструкций по критерию термомеханического разрушения / И.Я. Березин, Е.Е. Рихтер // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2004. – Вып. 5. – №5 – С. 11–22.

46.Березин, И.Я. Тепловой расчет и прогнозирование предельного состояния эластомерных конструкций / И.Я. Березин, Е.Е.Рихтер // Материалы международной конференции «Современное состояние и инновации в транспортном комплексе». – Пермь: Изд- во ПГТУ, 2008. – С. 94–100.

47. Библиук, Н.И. Обобщенные статистические характеристики микропрофилей лесных дорог / Н.И. Библиук, О.А. Стыранинский, Б.Т. Перетятко // Известия вузов. Лесной журнал. – 1986. – № 4. – С. 44–48.

48. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

49. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

50. Благонравов, А.А. Динамика регулируемого движения гусеничной машины / А.А. Благонравов, В.Б. Держанский. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. – 162 с.

51. Богданофф, Дж. Вероятностные модели накопления повреждений / Дж. Богданофф, Ф. Козин. – М.: Мир, 1989. – 344 с.

52. Бойко, А.А. Статистическая модель поперечного микропрофиля лесовозных дорог / А.А. Бойко, Н.И. Библиук, Б.Т. Перетятко // Известия вузов. Лесной журнал. – 1987. – № 6. – С. 44–48.

53. Бойцов, Б. В. Прогнозирование долговечности напряженных конструкций : Комплекс. исслед. шасси самолета / Б.В. Бойцов. – М. : Машиностроение, 1985 – 231 с.

54. Болгов, А.Т. Влияние взаимодействия движителя с грунтом на динамические явления в силовой передаче гусеничного трактора / А.Т. Болгов, Ю.С. Ворона // Труды Алтайского политехнического института. Вып. 7. Динамическая нагруженность узлов трактора. – Барнаул: Алтайское книжное издательство, 1983. – С. 141–167.

55. Болдырев, Г.Г. Моделирование деформационных процессов в грунтах с использованием программ ANSYS и LS-DYNA / Г.Г. Болдырев, А.Ю. Муйземнюк, И.М. Малышев. –

http://www.npp-geotek.ru/upload/iblock/eaf/modeling_deformation.pdf

56.Болотин, В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин – М.: Стройиздат, 1971. – 255 с.

57.Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

58.Болотов, В.В. Автоматизированный измерительно–регистрирующий комплекс для исследования нагрузочных режимов гусеничных машин / В.В. Болотов, Л.Б. Чернов, И.А. Шалаева и др. // Автоматизированные системы управления технологическими процессами и роботизации в машиностроении. – Курган: Изд-во КМИ, 1981. – С. 204–208.

59.Боровских, В.Е. Оценка долговечности и совершенствование несущих систем мобильных машин на стадии проектирования: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 01. 02. 06 / В.Е. Боровских. Саратов: Изд-во СГТУ, 1994. – 39 с.

60.Бочаров, Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф.Бочаров, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зуев – М.: Машиностроение, 1992. – 352 с.

61.Быков, В.В. Цифровое моделирование в статистической радиотехнике / В.В. Быков. – М.: Советское радио, 1971. – 326 с.

62.Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.

63.Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура – Л.: Машиностроение, 1976. – 384 с.

64.Вейц, В.Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В.Л. Вейц, М.З. Коловский, А.Е. Кочура. – М.: Наука, 1984. – 352 с.

65.Гольдин, И.И. Моделирование управляющих действий водителя автомобиля / И.И. Гольдин, Р.В. Ротенберг, Ш.И. Хубелашвили // Автомобильная промышленность. – 1977. – №7 – С. 15-19.

66.ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1976. – 62 с.

67.Гохфельд, Д.А. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении. Справочник // Гохфельд Д.А., Ребяков Ю.Н., Садаков О.С. и др.– Екатеринбург: УрО РАН, 1996. – 408 с.

68.Гохфельд, Д.А. Модификации деформационной теории. Принцип подобия при непропорциональном нагружении / Д.А. Гохфельд, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – Вып. 1. – № 6(06). – С. 16–24.

69.Гохфельд, Д.А. Пластичность и ползучесть при переменных нагружениях / Д.А. Гохфельд, О.С. Садаков. – М.: Машиностроение, 1984. – 325 с.

70.Гриненко, Н.И. Суммирование усталостных повреждений при нагружении квазистационарными случайными процессами / Н.И. Гриненко, В.Г. Ежов, Л.А. Шефер // Проблемы прочности. – 1977. – № 8. – С. 22–25.

71.Гусев, А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций / А.С.Гусев. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2009. – 224 с.

72.Гусев, А.С. О расчете усталостной долговечности при плоском напряженном состоянии / А.С. Гусев, В.В. Никонов, С.С. Дмитриченко, И.М. Илинич // Машиноведение. – 1979. – № 2. – С.81–86.

73.Гусев, А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1984. – 239 с.

74.Гусев, А.С. Соппротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках / А.С. Гусев. – М.: Машиностроение, 1989. – 249 с.

75.Гуськов, В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

76.Гуськов, В.В. Тракторы теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

77. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

78. Дмитриев, А.А. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.

79. Дроздов, Ю.Н. Теоретико-инвариантный метод расчета интенсивности поверхностного разрушения твердых тел при трении / Ю.Н. Дроздов, К.Н. Фролов // Поверхность. Физика, химия, механика. – 1982. – № 5. – С. 138–147.

80. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.

81. Зайцев В.А., Куртц Д.В. Базовая модель динамики пространственного движения гусеничной машины на местности со сложным рельефом и произвольной формой неровностей / Труды 15 Всеросс. научно-практической конф. НПО Спецматериалов. – Т. 3. – Бронетанковая техника и вооружение, Санкт-Петербург, 2012. – С.174–180.

82. Заславский, В.И. Краткий курс расчета танков и их механизмов / В.И. Заславский – М.: Госвоениздат, 1932. – 128 с.

83. Злотник, М.И. К вопросу о работе двигателя промышленного трактора при неустановившейся нагрузке / М.И. Злотник, В.Н. Рай // Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. – Челябинск: Южно-Уральское кн. изд-во, 1973. – С. 55–60.

84. Злотник, М.И. Трансмиссии современных промышленных тракторов / М.И. Злотник, И.С. Кавьяров. – М.: Машиностроение, 1971. – 248 с.

85. Зорин, Д. В. Метод определения долговечности элементов ходовой части гусеничных машин : автореферат дис. ... канд техн. наук : 05. 05. 03; 01. 02. 06 / Д.В. Зорин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 16 с.

86.Исаев, Е.Г. Вопросы общей теории поворота гусеничного трактора: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05. 05. 03 / Е.Г. Исаев. – М.: МАДИ, 1969. – 24 с.

87.Исследование динамики быстроходной гусеничной машины с управляемой системой поддресоривания / К.С. Жебелев, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Вестник Курганского гос. университета. Серия «Технические науки». – 2005. – № 2. – С. 207–209.

88.Кавьяров, И.С. Исследование режимов работы двигателя и трансмиссии трактора Т–130 в агрегате с бульдозером / И.С. Кавьяров, А.И. Ложкин, Г.С. Сартаков // Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. – Челябинск: Южно-Уральское книжное изд-во, 1971. – С. 96–100.

89.Кацыгин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В.В. Кацыгин – Минск: Урожай, 1965. – Т. 13 – С. 31–64.

90.Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.

91.Когаев, В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

92.Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

93.Колебания автомобиля. Испытания и исследования / под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.

94.Коллинз, Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз – М.: Мир, 1984. – 624 с.

95.Колодкин, В.А. Исследование нагруженности движителя транспортной машины и разработка методов прогнозирования надежности гусениц по

критерию усталостного разрушения траков: автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05. 05. 03 / В.А. Колодкин. – Челябинск: ЧПИ, 1982. – 22 с.

96. Кондаков, С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения: монография / С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 101 с.

97. Корчунов, С.С. Несущая способность и деформация низинной торфяной залежи / С.С. Корчунов // Труды ВНИИТП. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1948. – Вып. 10.

98. Котиев, Г.О. Метод прогнозирования нагруженности элементов системы поддресоривания транспортных гусеничных машин: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05. 05. 03 / Г.О. Котиев. – М.: МГТУ им. Баумана, 1993. – 16 с.

99. Котиев, Г.О. Повышение быстроходности транспортной техники многоцелевого назначения за счет совершенствования системы поддресоривания / Г.О. Котиев, А.В. Сухоруков, Н.О. Гаврин // Сб. тр. кафедры «Колесные машины». – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – С.30.

100. Котиев, Г.О. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы поддресоривания с «нецелым числом степеней свободы» / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач, А.В. Сухоруков // Известия ВУЗов. Машиностроение.– 2002. – №7. – С.40-45.

101. Котиев, Г.О. Прогнозирование долговечности деталей транспортных машин / Г.О. Котиев, Д.В. Зорин // Мир транспорта. – 2008. – № 1. – С. 4–9.

102. Котиев, Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддресоривания ВГМ: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05. 05. 03 / Г.О. Котиев. – М.: МГТУ им. Баумана, 2000. – 32 с.

103. Крагельский, И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – М.: Машгиз, 1962. – 383 с.
104. Крагельский, И. В. Узлы трения машин. Справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
105. Красеньков, В.И. Математическая модель криволинейного движения транспортной гусеничной машины по деформируемому основанию / В.И. Красеньков, С.А. Харитонов, А.В. Шумилин // Известия вузов. Машиностроение. – 1989. – № 11. – С. 94–99.
106. Красеньков, В.И. Уравнения движения транспортной гусеничной машины по недеформируемому основанию / В.И. Красеньков, В.В. Егоркин, С.А. Харитонов // Известия вузов. Машиностроение. – 1981. – № 6. – С. 106–111.
107. Кристи, М.К. Испытание гусеничных машин / М.К. Кристи – М.: Изд-во АН СССР, 1933. – Ч. 1. – 67 с.
108. Кристи, М.К. Новые механизмы трансмиссий / М.К. Кристи, В.И. Красеньков. – М.: Машиностроение, 1967. – 216 с.
109. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
110. Ксенович, И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А.Скотников, М.И.Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
111. Кутин, Л.Н. Влияние колебаний остова трактора на его буксование / Л.Н. Кутин, А.В. Кобзарев, Г.А. Барышникова // Тракторы и сельхозмашины. – 1984. – № 12. – С. 5–6.
112. Кутьков, Г.М. Исследование влияния колебаний в трансмиссии на колебания остова гусеничного трактора класса 3–4 / Г.М. Кутьков, А.Н. Кожуханов, Е.Н. Фалеева // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 10. – С. 6–7.

113. Кутьков, Г.М. Тяговая динамика тракторов / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

114. Лаврищев, Б.П. Активная система поддрессорования танка / Б.П. Лаврищев, П.К. Марецкий, Ю.А. Перевозчиков, С.В.Рождественский, С.В. Федосеев // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 9 всероссийской научно– практической конференции. – Т. 3. Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт–Петербург: НПО Спецматериалов, 2006. – С. 151–157.

115. Лаврищев, Б.П. Обоснование требований к системе поддрессорования танков и БМПТ с целью повышения их боевой эффективности / Б.П.Лаврищев, Ю.Д. Перевозчиков, С.В. Рождественский // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 9 всероссийской научно– практической конференции. – Т. 3. Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт–Петербург: НПО Спецматериалов, 2006. – С. 190–197.

116. Лаптев, Ю.Н. Автотракторные гидротрансформаторы / Ю.Н. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

117. Лаптев, Ю.Н. Динамика гидромеханических передач / Ю.Н. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1983. – 104 с.

118. Лифшиц, Г.И. Влияние характеристик гидротрансформатора на переходные режимы движения машины / Г.И. Лифшиц // Тракторы и сельхозмашины. – 1986.– № 1. – С. 13–16.

119. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – Л.: Колос, 1970. – 375 с.

120. Лурье, А.И. Аналитическая механика / А.И.Лурье. – М.: Гос. изд-во физико-математич. литературы, 1961. – 824 с.

121. Лысов, А.М. Об учете динамической характеристики двигателя при исследовании процесса трогания и разгона трактора с места / А.М. Лысов // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. – № 2. – С. 9–11.

122. Львов, Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1960.– 252 с.
123. Макеев, В.П. Статистические задачи динамики упругих конструкций / В.П. Макеев, Н.И. Гриненко, Ю.С. Павлюк. – М.: Наука, 1984. – 232 с.
124. Мак-Кракен, Д. Численные методы и программирование на фортране / Д. Мак-Кракен, У. Дорн. – М.: Мир, 1977. – 584 с.
125. Мацепуро, М.Е. Процесс взаимодействия гусеничных тракторов с минеральными грунтами / М.Е. Мацепуро, С.С. Селицкий // Вопросы земледельческой механики. – Минск: АСХН БССР, 1961. – Т. 6. – С.5–49.
126. Медведев, М.И. Гусеничное зацепление тракторов / М.И. Медведев – Киев: Машгиз, 1959. – 248 с.
127. Москвичев, В.В. Новые подходы к проектным расчетам в горном машиностроении / В.В. Москвичев, С.В. Доронин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. Отдельный выпуск 7: Кузбасс. – С. 63–70.
128. Наумов, В.Н. Развитие теории взаимодействия движителя с грунтом и ее реализация при повышении уровня проходимости транспортных роботов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05. 05. 03 / Наумов В. Н. ; МГТУ им. Н. Э. Баумана. - М., 1993. – 81 с.
129. Несмеянов, А.С. Структурная модель неупругой разрушающейся среды / А.С. Несмеянов, С.С. Садаков // Проблемы прочности, 1985. – №5 – С. 20–23.
130. Никитин, А.О. К вопросу исследования динамических качеств танка при повороте / А.О. Никитин // Труды ВАБТВ. – М.: ВАБТВ, 1960. – № 180 – С. 13–25.
131. Никитин, А.О. Теория подрессоривания корпуса танка / А.О. Никитин – М.: Изд-во Академии БТВ, 1960. – 186 с.

132. Никонов, В.В. Оценка усталостной долговечности металлоконструкций в условиях плоского напряженного состояния / В.В. Никонов, И.М. Илинич, В.Я. Тетерятников // Проблемы прочности. – 1980. – № 12. – С. 32–39.

133. Носов, С.А. Взаимодействие колесных, гусеничных и дорожных машин с деформируемым опорным основанием (научные основы): автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05. 05. 03 / С.А. Носов. – СПб: СПГПУ, 2008. – 34 с.

134. Оганесян, Г.М. Закономерности формирования нагрузок в механической и гидромеханической трансмиссии гусеничного энергонасыщенного сельскохозяйственного трактора на примере трактора ДТ-75с: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05. 05. 03 / Г.М. Оганесян. – М.: НАТИ, 1984. – 26 с.

135. Опейко, Ф.А. Математическая теория трения / Ф.А. Опейко. – Минск: Наука и техника, 1971. 149 с.

136. ОСТ В3-5971-85. Трансмиссии ВГМ. Методика расчета динамических процессов в моторно-трансмиссионной установке в переходных режимах работы. Отраслевой стандарт. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 150 с.

137. Павлов, П.А. Многоцикловая усталость углеродистых сталей при плоском напряженном состоянии. Сообщение 1 / П.А. Павлов, А.К. Маликбеков // Проблемы прочности. – 1986. – № 1. – С. 55–60.

138. Павлов, П.А. Многоцикловая усталость углеродистых сталей при плоском напряженном состоянии. Сообщение 2 / П.А. Павлов, А.К. Маликбеков // Проблемы прочности. – 1986. – № 8. – С. 41–45.

139. Павлюк, Ю.С. Аналитическая оценка случайных колебаний подрессоренных экипажей / Ю.С. Павлюк, В.Д. Сакулин, Е.К. Резников // Известия Вузов. Машиностроение. – 1977. – № 1. – С. 141–145.

140. Пархиловский, И.Г. Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространенных типов дорог и их сравнительный анализ / И.Г.

Пархиловский // Труды семинара по подвескам автомобилей. – М.: ОНТИ НАМИ, 1968. – Вып. 15. – С. 22-48.

141. Певзнер, Я.М. Результаты обследования профилей основных типов дорог / Я.М. Певзнер // Труды семинара по подвескам автомобилей – М., 1963. – С. 43–52.

142. Петров, В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.

143. Пинегин, С.В. Трение качения в машинах и приборах / С.В. Пинегин. – М.: Машиностроение, 1976. – 262 с.

144. Пинигин, Б.Н. Теория трактора. Исследование свойств гусеничных движителей / Б.Н. Пинигин. – Челябинск: ЧПИ, 1985. – 92 с.

145. Писаренко, Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 415 с.

146. Планетарные передачи. Справочник / Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.

147. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

148. Плужников, Б.И. Итерактивное имитационное моделирование динамики машинного агрегата / Б.И. Плужников, В.В. Сеницын // Известия Вузов. Машиностроение. – 1990. – № 10. – С. 42–47.

149. Подвойский, А.О. Методы прогнозирования ресурса несущих систем транспортных машин при стохастическом нагружении с учетом исчерпания прочностных характеристик объекта: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / А.О.Подвойский. – Саратов: Изд-во СГТУ, 2011. – 19 с.

150. Подвойский, А.О. Правило исчерпания предела выносливости объекта в условиях стохастической изменчивости поля напряжений / А.О.

Подвойский, В.Е. Боровских // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2009. – №3(41). – Вып. 2. – С. 156-160.

151. Позин, Б.М. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом при повороте / Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение» – Челябинск: ЮУрГУ, 2005. – Вып. 7. – № 14(54) –С. 93–96.

152. Позин, Б.М. О применении метода Даламбера к составлению уравнений криволинейного движения транспортных машин / Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение» – Челябинск: ЮУрГУ, 2006. –Вып. 8. – № 11(66) – С. 37–39.

153. Польцер, Г. Основы трения и изнашивания / Г. Польцер, Ф. Мейснер. – М.: Машиностроение, 1984. – 263 с.

154. Попов, А.Г. О влиянии гидротрансформатора на плавность хода скоростного гусеничного сельскохозяйственного трактора / А.Г. Попов // Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники. М., 1984. – С. 6–10.

155. Почтенный, Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения / Е.К.Почтенный. – Минск, Наука и техника, 1973. – 213 с.

156. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжело нагруженных элементов движителя быстроходных гусеничных машин / **Абызов А.А.**, Березин И.Я., Бывальцев В.И. и др. // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). М.: МАДИ, 2002. – С.143–154.

157. Проников, А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

158. Проскуряков, В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / В.Б. Проскуряков. – Л.: Машиностроение, 1972. – 395 с.

159. Прочность, ресурс, живучесть и безопасность машин. Монография / Н. А. Махутов и др.; отв. ред. Н. А. Махутов. – М.: РАН, Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова, 2008. – 576 с.

160. Разработка единой математической модели связанной нелинейной динамической системы мобильной машины, включающей элементы двигателя. Разработка программных средств, идентификация модели и исследования динамики: отчет о НИР (итоговый) № ГР 01.2002207631; инв. № 02.2004 03844 / ЮУрГУ; рук. **А.А. Абызов**, исполн.: А.А.Абызов.– Челябинск, 2003. – 37 с.

161. Разработка математической модели динамики гибкого стержня с присоединенными эластомерными элементами и его взаимодействия с нелинейной вязкоупругой средой: отчет о НИР (промежуточ). № ГР 01.200207631; инв. № 02.2003 04184 / ЮУрГУ; рук. **А.А. Абызов**, исполн.: А.А.Абызов. – Челябинск, 2002. – 35 с.

162. Райхер, В.Л. Гипотеза спектрального суммирования и ее применение для определения усталостной долговечности при действии случайных нагрузок / В.Л. Райхер // Труды ЦАГИ. – М.: ЦАГИ, 1960. – Вып. 1134. – 38 с.

163. Расчетное обоснование варианта управляемой системы поддрессирования быстроходной гусеничной машины / К.С. Жебелев, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Военная техника, вооружение и технологии двойного применения: Материалы III международного технологического конгресса. В 2 ч. Ч. 2. – Омск: ОмГУ, 2005. – С.213–216.

164. РД 50-607-86. Вероятностные методы расчета усталостной долговечности деталей машин методические указания. – М.: Издательство стандартов, 1986. – 213 с.

165. Рихтер, Е.Е. Энергетический критерий разрушения для оценки усталостной прочности конструкций с эластомерами / Е.Е.Рихтер, И.Я. Березин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13. – №11(144) – С. 73–78.

166. Ротенберг, Р.В. Основы надежности системы водитель-автомобиль-дорога-среда / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.
167. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972.– 392 с.
168. Рукавишников, С.В. Классификация микропрофиля бездорожья территории Советского Союза / С.В. Рукавишников, В.И.Ершов, Л.В. Барахтанов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1975. – №5 – С. 132–136.
169. Рыков, С.П. Моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог / С.П. Рыков, Р.С. Бекирова, В.С. Коваль // Системы. Методы. Технологии, 2010. – №4(8). – С. 33–37.
170. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993.– 235 с.
171. Сарач, Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы поддрессоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин: автореферат дис. ... д-ра техн. наук / Е.Б. Сарач. – М.: МГТУ им. Баумана, 2010.– 34 с.
172. Светлицкий, В.А. Механика гибких стержней и нитей / В.А. Светлицкий – М.: Машиностроение, 1978. – 222 с.
173. Светлицкий, В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
174. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2013617900. Программа моделирования движения быстроходной гусеничной машины / **А.А.Абызов**. Зарегистрировано 27.08.2013.
175. Семенов, В.М. Моделирование – перспективный вариант проектирования авиомобильной техники / В.М. Семенов, В.В. Немцов, Е.Ф. Волобуев // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 6. – С. 18–20.

176. Семенов, В.М. Прогнозирование ресурса деталей автомобиля на основании метода имитационного моделирования / В.М. Семенов:, Е.Ф. Волобуев, Л.В. Мартиросян // Известия вузов. Машиностроение. – 1989. – № 2. – С. 76–81.

177. Семенов, М.Ф. Статистические характеристики микропрофилей волоков и нагруженность силовой передачи трактора ТБ– 1М / М.Ф. Семенов, В.И. Солдатенков // Известия вузов. Лесной журнал. – 1979. – № 6. – С. 35–39.

178. Сергеев, В.Г. К расчету ресурса деталей, работающих в условиях нерегулярного нагружения и плоского напряженного состояния / В.Г. Сергеев, И.Я. Березин // Машиноведение. – 1980. – № 4. – С.67–73.

179. Сергеев, В.Л. Теория танка / В.Л. Сергеев – М.: Издательство Академии БТВ, 1973. – 494 с.

180. Серебрянный, В.В. Исследование характеристик криволинейного движения мобильного робототехнического комплекса / В.В. Серебрянный, Г.О. Котиев, И.В. Рубцов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2002. – Вып. 4. – С. 25–31.

181. Серенсен С.В. Об условиях прочности при переменных нагрузках для плоского и объемного напряженных состояний / С.В, Серенсен // Инженерный сборник, 1941. – Т. 1. – Вып. 1. – С. 13–34.

182. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975.– 488 с.

183. Серенсен, С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению / С.В. Серенсен. – М.: Атомиздат, 1975. – 192 с.

184. Серенсен, С.В. Усталость материалов и элементов конструкций / С.В. Серенсен // Избр. тр. – Киев: Наук. думка, 1985. – Т.2. – 256 с.

185. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

186. СНиП 2.02.01–83 Основания зданий и сооружений. – М.: Стройиздат, 1995. – 41с.
187. Соболев, И.М. Численные методы Монте-Карло / И.М. Соболев. – М.: Наука, 1973. – 311 с.
188. Справочник по материалам гусеничных машин / под ред. А.Т. Ларина. – М.: Авангард, 1972. – 398 с.
189. Статистические методы в проектировании нелинейных систем автоматического управления / под ред. Б.Г. Доступова. – М.: Машиностроение, 1970. – 320 с.
190. Сухоруков, А.В. Управление демпфирующими элементами в системе подрессоривания быстроходных гусеничных машин: автореферат дисс. ... канд.техн. наук / А.В. Сухоруков. – М.: МГТУ им. Баумана, 2003. – 16 с.
191. Тарасик, В.П. Математическая модель трактора для исследования тяговой динамики / В.П. Тарасик // Тракторы и сельхозмашины. – 1981. – № 4. – С. 5–8.
192. Тарасик, В.П. Моделирование рабочей ветви гусеничного движителя / В.П. Тарасик, И.П. Лисовский // Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 1. – С. 20–23.
193. Тараторкин, И.А. Динамическая нагруженность гидромеханических трансмиссий транспортных машин: монография / И.А. Тараторкин. – Курган: Издательство Курганского Государственного Университета, 2009.– 150 с.
194. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 478 с.
195. Трощенко, В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Трощенко. – Киев: Наукова Думка, 1973. – 216 с.
196. Трояновская, И.П. История развития теории поворота гусеничных машин / И.П. Трояновская // Вестник машиностроения. – 2010. – №7.– С. 90-94.

197. Трояновская, И.П. Методология моделирования криволинейного движения тракторных агрегатов: автореферат дисс. ... д-ра техн. наук: 05. 05. 03 / И.П.Трояновская. – Челябинск: ЮУрГУ, 2011. – 35 с.

198. Трояновская, И.П. Механика криволинейного движения тракторных агрегатов. – Челябинск: ЧГАУ, 2009. – 152 с.

199. Трояновская, И.П. Силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом на повороте / И.П. Трояновская // Тракторы и сельхозмашины, 2007. – № 12. – С. 19-20.

200. Усов, О.А. Математическая модель системы поддрессирования для расчета переходных режимов работы моторно- трансмиссионных установок военных гусеничных машин / О.А. Усов, Г.С.Белоутов // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 15 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт– Петербург: НПО Спецматериалов, 2013, с. 172–180.

201. Фаробин, Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

202. Фролов, К.В. Методика расчетной оценки износостойкости поверхностей трения деталей машин / К.В. Фролов, И.В. Крагельский, Г.М. Харач. – М.: Издательство стандартов, 1979. – 100 с.

203. Фролов, К.В. Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин / К.В. Фролов, С.В. Пинегин, А.В. Чичинадзе. – Л.: Наука, 1982. – 306 с.

204. Халтурин, В.К. Применение методов математического моделирования к задачам повышения надежности элементов несущей системы трактора Т–10М в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, А.А. Абызов и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №4. – С. 42–45.

205. Халтурин, В.К. Эксплуатационная нагруженность и моделирование динамики гусеничного бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №2. – С. 16–19.
206. Харин, Ю.С. Основы имитационного и статистического моделирования / Ю.С. Харин, В.И. Малюгин, В.П. Кирлица. – Минск: Дизайн ПРО, 1997. – 288 с.
207. Цибулевский, И.Е. Человек как звено следящей системы / И.Е. Цибулевский. – М.: Наука, 1981. – 288 с.
208. Чернышев, В.Л. Математическая модель движения гусеничной машины по пластичному грунту / В.Л. Чернышев // Динамика и прочность машин: сб. науч. тр. – Харьков, 1987. – № 46. – С. 32–37.
209. Шалыгин, А.С. Прикладные методы статистического моделирования / А.С. Шалыгин, Ю.И. Пальгин. – М.: Машиностроение, 1986. – 235 с.
210. Шароглазов, Б. А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, В. В. Шишков. – Челябинск : Издательский Центр ЮУрГУ, 2011. – 524 с.
211. Швед, А.И. Исследование распределения тяговых сопротивлений при работе трелевочного трактора методом статистического моделирования / А.И. Швед, М.Т. Ибатулин, А.В. Шарин // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 11. – С. 21–23.
212. Шеннон, Р. Имитационное моделирование систем – искусство и наука / Р. Шеннон. – М.: Мир, 1978. – 418 с.
213. Шеридан, Т.Б. Системы человек–машина / Т.Б. Шеридан, У.Р. Феррел. – М.: Машиностроение, 1980. – 400 с.
214. Шефер, Л.А. Оценка ресурса элементов конструкций в условиях случайного нагружения / Л.А. Шефер, И.Г. Завалич // Методы обеспечения

надежности и снижения веса машин на этапе конструирования. – Челябинск: ЧПИ, 1982. – С. 33–34.

215. Шефер, Л.А. Прогнозирование усталостной долговечности на основе характеристических параметров процессов нагружения / Л.А. Шефер, И.Г. Завалич // Проблемы прочности. – 1982. – № 10. – С. 25–30.

216. Шефер, Л.А. Статистические задачи расчета ресурса и запасов прочности элементов конструкций транспортных систем: автореферат дис. ... д-ра техн. наук / Л.А. Шефер. – Челябинск: ЧПИ, 1991. – 24 с.

217. Шлюшенков А.П. Механика многоциклового усталостного разрушения / А.П. Шлюшенков. – Брянск: БИТМ, 1990. – 156 с.

218. Шумилин, А.В. Математическая модель криволинейного движения транспортной гусеничной машины по деформируемому основанию / А.В. Шумилин // Тракторы и сельхозмашины. – 1993. – №5. – С. 8–11.

219. Шумилин, А.В. Уточненные характеристики поворота гусеничной машины / А.В. Шумилин, Н.А. Володин // Тракторы и сельхозмашины. – 1993. – № 7. – С. 9–11.

220. Adams Tracked Vehicle Toolkit
http://www.mscsoftware.com/sites/default/files/flyer_adams_atv_20130729_r1.pdf

221. Aeck, R.T. Cross-country mobility on various snow conditions for validation of a virtual terrain / R.T. Aeck, R.A. Melloh, S.A. Shoop // Journal of Terramechanics. – 2009. – № 46. – P. 203–210.

222. Al-Milli, S. Track-terrain modelling and traversability prediction for tracked vehicles on soft terrain / S. Al-Milli, L.D. Seneviratne, K. Althoefer // Journal of Terramechanics. – 2010. – № 47. – P. 151–160.

223. ANSYS. User's Guide/– ANSYS, Inc. (Canonsburg, PA), 2000.

224. Asaf, Z. Evaluation of link-track performances using DEM / Z. Asaf, D. Rubinstein, I. Shmulevich // Journal of Terramechanics – 2006. – № 43. – P. 141–161.

225. Bacon, S.N. Desert terrain characterization of landforms and surface materials within vehicle test courses at U.S. Army Yuma Proving Ground, USA / S.N. Bacon, E.V. McDonald, S.E. Baker, T.G. Caldwell, G. Stullenbarger // Journal of Terramechanics. – 2008. – № 45. – P. 167–183.

226. Case Study II. Dynamic Analysis and Design of Tracked Vehicles / ARC conference Critical Technologies for Modeling and Simulation of Ground Vehicles, Automotive research Center, University of Michigan, 1998 <http://arc.engin.umich.edu/events/archive/annual/conf98/case2.pdf>

227. Gokhfeld, D.A. Coupled Mathematical Models for Cyclic Inelastic Deformation and Damage Accumulation Processes / Gokhfeld D.A., Kononov K.M., Poroshin V.B., Sadakov O.S. // Trans. 10th Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology. – Anaheim, USA, 1989. – Vol. L. – P. 19–24.

228. Grecenko, A. Re-examined principles of thrust generation by a track on soft ground / A. Grecenko. // Journal of Terramechanics. – 2007. – № 44. – P. 123–131.

229. Hambleton, J.P. Modeling wheel-induced rutting in soils: Indentation / J.P. Hambleton, A. Drescher // Journal of Terramechanics. – 2008. – № 45. – P. 201–211.

230. Janarthanan, B. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment / B. Janarthanan, C. Padmanabhan, C. Sujatha // Journal of Terramechanics – 2012. – №49. – P. 63–72.

231. Kitano, M. Lane-change maneuver of high speed tracked vehicles / M. Kitano, K. Watanabe, Y. Takaba, K. Togo. // Journal of terramechanics. – 1988. – V. 25. – № 2. – P. 91-102.

232. LMS Durability Technologies. Virtual prototyping solutions for a more efficient and better quality durability engineering process. / ARC conference Critical Technologies for Modeling and Simulation of Ground Vehicles, Automotive research Center, University of Michigan, 1999

<http://arc.engin.umich.edu/events/archive/annual/conf99/lms2.pdf>

233. LMS Virtual.Lab 11-SL1. Online Help. Durability.

<http://www.mes-online.ru/soft/durability/>

234. LS-DYNA user's manual. Version970 – USA, Livermore CA: Livermore Software Technology Corp., 2003 – 1564 p.

235. Maclaurin, B. A skid steering model with track pad flexibility / B. Maclaurin // Journal of Terramechanics. – 2007. – № 44. – P. 95–110.

236. Mezyk, A. Modelling and Investigation of Dynamic Parameters of Tracked Vehicles / A. Mezyk, E. Switoski, S. Kciuk, W. Klein // Mechanics and Mechanical Engineering. – 2011. – Vol. 15. – №. 4. – p. 115–130.

237. Wong, J.Y. Theory of ground vehicles / J.Y. Wong. 3rd ed. John Wiley & Sons, 2001 – 528 p.

238. U. Solomon, Chandramouli Padmanabhan. Semi-active hydro-gas suspension system for a tracked vehicle. // Journal of Terramechanics –225–239.

239. Zhang, R. Simulation on mechanical behavior of cohesive soil by Distinct Element Method / R. Zhang, J. Li. // Journal of Terramechanics. – 2006. – № 43. – P. 303-316.