

Акционерное общество
«Специальное конструкторское бюро машиностроения»
(АО «СКБМ»)

На правах рукописи



Тараторкин Алексей Игоревич

**МЕТОД СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ВИБРАЦИОННОЙ
НАГРУЖЕННОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН
ПУТЕМ СТАБИЛИЗАЦИИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ
ПРОЦЕССОВ В ДВИЖИТЕЛЕ**

Специальность 2.5.11. – Наземные транспортно-технологические
средства и комплексы (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Сарач Евгений Борисович

Курган – 2026

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
Глава 1. Динамические процессы в движителе быстроходных гусеничных машин, анализ существующих методов исследования, особенности рассматриваемых динамических эффектов и постановка задач исследования	15
1.1 Динамические процессы в движителе быстроходных гусеничных машин	15
1.2 Анализ методов исследования колебательных процессов в гусеничном движителе БГМ	17
1.2.1 Аналитические методы.....	18
1.2.2 Численные Методы (компьютерное моделирование).....	19
1.2.3 Экспериментальные методы	20
1.3 Особенности рассматриваемых в работе динамических процессов в гусеничном движителе БГМ	21
1.3.1 Продольные и поперечные колебания свободной и рабочей ветвей гусеничного обвода.....	22
1.3.2 Параметрические резонансные колебания опорного катка.....	24
1.4 Постановка задач исследования	31
Глава 2. Теоретическое исследование динамических процессов в движителе быстроходных гусеничных машин	34
2.1 Теоретическое исследование динамического процесса поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода БГМ при переднем расположении ведущего колеса	34
2.1.1 Аналитическая модель поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода.....	34

2.1.2 Имитационная математическая модель динамики гусеничного движителя в программном комплексе «Универсальный механизм»	39
2.1.3 Моделирование динамики гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный механизм»	47
2.1.4 Теоретическое обоснование технических решений, направленных на стабилизацию динамических процессов в ветвях гусеничного обвода гусеничной машины.....	50
2.2 Теоретическое исследование колебательных процессов опорных катков (неподдрессоренных масс) движителя быстроходной гусеничной машины	53
2.2.1 Методика определения тепловой нагруженности шины опорного катка при движении по твердым грунтам	53
2.2.2 Математические модели для определения переменной жесткости упругого взаимодействия опорного катка и гусеницы при движении по твердым грунтам	56
2.2.3 Анализ устойчивости динамических колебаний опорных катков по диаграмме Айнса-Стретта.....	64
2.3 Теоретическое исследование высокочастотного вибрационного нагружения на «траковой» частоте специального оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины.....	68
2.3.1 Разработка расчетной схемы и аналитической математической модели системы подрессоривания БГМ.....	68
2.3.2 Имитационная модель для определения частотных передаточных функций от неподдрессоренных масс к корпусу машины и специальному оборудованию, устанавливаемому на нем	79
2.4 Выводы по главе 2.....	84
Глава 3. Экспериментальное исследование динамики движителя быстроходной гусеничной машины	86

3.1	Объект, цель и задачи экспериментального исследования	86
3.2	Разработка методик экспериментального исследования	86
3.2.1	Разработка методики экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока с применением технологии компьютерного зрения.....	87
3.2.2	Разработка методики экспериментального определения временных и частотных параметров взаимодействия опорного катка с гусеницей БГМ при движении по твердой опорной поверхности.....	94
3.3	Экспериментальные исследования динамической и виброакустической нагруженности движителя быстроходной гусеничной машины	99
3.3.1	Экспериментальное определение кинематических параметров ветвей гусеничного обвода.....	99
3.3.2	Экспериментальное определение динамической и вибрационной нагруженности опорных катков, приборов и устройств, расположенных на или в подрессоренном корпусе машины при движении по твердому опорному основанию	105
3.4	Выводы по результатам экспериментальных исследований.....	116
Глава 4.	Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования.....	118
4.1	Метод стабилизации динамических процессов в ветвях гусеничного обвода быстроходных гусеничных машин.....	118
4.2	Метод исключения параметрических резонансных колебаний опорных катков быстроходных гусеничных машин	124
4.3	Теоретическое обоснование пути распространения вибраций от подрессоренных масс к корпусу машины и специальному оборудованию, устанавливаемому на нем	131

Основные результаты и выводы по работе	133
Список использованных источников	136
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	146
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	147
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	152

Введение

Актуальность темы. Реализация потенциальных скоростных свойств быстроходных гусеничных машин (БГМ) высокой проходимости ограничивается рядом динамических явлений, возникающих в гусеничном движителе (ГД) и приводящих к значительным нагрузкам и снижению долговечности элементов конструкции, а в отдельных случаях к их мгновенному разрушению. Одним из таких сложных и недостаточно изученных явлений являются поперечные и продольные колебания в ветвях гусеничного обвода со значительными амплитудами перемещений траков, что приводит к нарушению устойчивости периодических режимов и возникновению не допустимых динамических нагрузок. В некоторых случаях это является причиной сбрасывания гусениц с ведущего или направляющего колес и «захвату» гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса как при носовом, так и кормовом его расположении [1-3]. Другим недостаточно исследованным эффектом, возникающим при движении машины по твердой опорной поверхности (скалистые горные дороги, бетонные или обледенелые трассы), и оказывающим существенное влияние на динамические процессы взаимодействия опорного катка и зубчатой беговой дорожки гусеницы является явление высокочастотного вибрационного нагружения на «траковых» частотах с амплитудами, в отдельных случаях превышающими статическую нагрузку на каток.

Применение обрешеченных беговых дорожек и резино-металлических шарниров (РМШ) в конструкциях гусениц приводит к усложнению процесса формирования динамических высокочастотных нагрузок, температурных перегрузок в ходовой части и усложнению математических моделей, вследствие возникновения не учитываемых ранее явлений, например отрыва катков от беговой дорожки. В результате повышенного вибрационного нагружения выходят из строя не только элементы конструкции гусеничного движителя и системы поддресоривания, но и различное оборудование, устанавливаемое на базовом шасси. Характер взаимодействия опорного катка

с беговой дорожкой гусеницы носит не линейный характер, что может привести к параметрическим резонансным колебаниям. При этом фактический ресурс гусениц, опорных и поддерживающих катков, ведущих и направляющих колес как правило в разы ниже чем у большинства остальных агрегатов и узлов машины, гарантийный ресурс этих элементов как правило не превышает 6 ... 8 тыс. км. В настоящее время острота данного положения обусловлена существенным увеличением скоростей движения машин, изменением компоновочных решений, созданием роботизированных и беспилотных комплексов на гусеничном ходу.

Таким образом, дальнейшее глубокое изучение колебательных процессов ветвей гусеничного обвода, обоснование технических решений, направленных на стабилизацию и обеспечение устойчивости динамических процессов в гусеничном движителе является актуальной задачей как при разработке опытных образцов гусеничных машин, так и при модернизации существующих.

Целью является снижение динамической и вибрационной нагруженности быстроходной гусеничной машины, направленное на повышение надежности, путем стабилизации динамических процессов в движителе.

Достижение поставленной цели реализовано решением следующих задач:

1) разработана имитационная модель в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел, позволяющая учитывать влияние внешних и внутренних силовых факторов на модальные характеристики ветвей гусеничного обвода при исследовании динамического процесса поперечных и продольных колебаний гусеничного обвода БГМ.

2) разработан метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода БГМ с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом.

3) разработан комплекс математических моделей для исследования динамического процесса возбуждения высокочастотных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности:

- модели расчета МКЭ для определения жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной ленты при движении по твердым грунтам с различными характеристиками;

- математическая модель для описания параметрических колебаний опорного катка при движении гусеничных машин по твердой опорной поверхности.

4) разработан метод исключения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности посредством оценки устойчивости динамической системы по диаграмме Айнса-Стретта и ее обеспечения регулированием глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков со звенчатой беговой дорожкой гусениц.

5) разработана имитационная модель для получения частотных передаточных функций вертикальных колебаний от неподрессоренных масс к корпусу машины и специальному технологическому оборудованию, устанавливаемому (на) в нем, отличающаяся от общепринятых моделей учетом пути распространения вибраций через параллельные жесткие связи по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – поддрессоренная масса – оборудование».

6) проведен комплекс экспериментальных исследований динамических процессов в ГД при ходовых испытаниях образцов быстроходных гусеничных машин объектов исследования, осуществлена верификация и валидация разработанных математических моделей.

7) обоснованы конструкторско-технологические решения по совершенствованию конструкции ходовой части объектов исследования для исключения эффекта «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом и возникновения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных

масс при движении по твердой опорной поверхности, обеспечивающие снижение динамической нагруженности элементов конструкции ГД.

Методология и методы исследования.

При решении задач диссертационного исследования имитационное моделирование динамики системы выполнено на основе разработанного комплекса математических моделей с использованием методов исследования устойчивости динамических систем. Имитационное моделирование динамики нелинейной системы и анализ динамических процессов осуществлялся с применением прикладных программных продуктов «Универсальный механизм», MatLab, LMS Imagine.Lab Amesim, MathCad. Конечно-элементное моделирование системы «опорный каток – гусеница – опорное основание» выполнено в пакете NX Nastran. Верификация математических моделей и обоснование принимаемых допущений производилась на основе результатов экспериментального исследования динамики гусеничного движителя. Ходовые испытания проводились на полигоне АО «Курганмашзавод» с использованием аттестованных средств измерения. При автоматизированной обработке результатов экспериментальных исследований применялись методы математической статистики, теории вероятности и модального анализа. Обработка осуществлялась в прикладном программном обеспечении Power Graph, MatLab, Mathcad и др.

Объектами исследования являются опытные образцы быстроходных гусеничных машин – семикатковая с носовым расположением ведущего колеса и шестикатковая с кормовым расположением ведущего колеса, оснащенные гусеничным движителем с параллельным резино-металлическим шарниром.

Предмет исследования – взаимосвязи и закономерности взаимного влияния конструктивных параметров элементов гусеничного движителя с уровнем динамической нагруженности и устойчивости колебательных процессов в ветвях гусеничного обвода.

Научную новизну результатов работы составляют:

- математическая (имитационная) модель движения гусеничной машины, отличающаяся возможностью исследования влияния успокоителя на динамические процессы в гусеничном движителе с учетом звенчатости гусеницы и упругодемпфирующего взаимодействия между траками. Наличие данной модели позволило разработать метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода машины с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом;

- математическая модель нелинейного упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы при движении машины по твердому опорному основанию, отличающаяся возможностью учета переменной по длине трака жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной ленты, описывающая возбуждение параметрических резонансных колебаний;

- частотная имитационная модель быстроходной гусеничной машины, отличающаяся от общепринятых моделей учетом пути распространения вибраций через параллельные жесткие связи по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование», позволяющая исследовать высокочастотные резонансы подрессоренной массы, возникающие вследствие динамического нагружения опорных катков, и оценить эффективность распространения вибраций от неподрессоренных масс к специальному технологическому оборудованию, установленному на (в) корпусе машины;

- метод исключения высокочастотных резонансных колебаний опорных катков путем обеспечения устойчивости динамической системы за счет выбора рационального значения глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков со звенчатой беговой дорожкой гусениц посредством оценки устойчивости по диаграмме Айнса-Стретта.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и результатов обуславливаются использованием фундаментальных уравнений механики и теории колебаний; используемых методов нелинейной теории колебаний, основанных на фундаментальных исследованиях иностранных и отечественных ученых; обоснованностью допущений, принятых при подготовке математических моделей; сходимостью результатов имитационного моделирования динамики системы с данными, полученными при экспериментальном исследовании.

Практическая ценность исследования заключается:

- в разработанном и программно-аппаратно реализованном методе экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода на основе технологии компьютерного зрения с применением алгоритма Лукаса-Канаде для анализа оптического потока;
- в программно и аппаратно реализованном методе определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, математических алгоритмов избирательной фильтрации и интегрирования результатов измерений. Метод позволяет с большей точностью задавать возмущающее воздействие на объект при сравнении результатов экспериментальных и теоретических исследований;
- в разработанных практических рекомендациях применительно к объекту исследования – семикатковой БГМ, по снижению динамической нагруженности элементов конструкции ГД, исключая такие явления как «захват» свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса и «сброс» гусеницы при поперечных колебаниях ветвей гусеничного обвода;
- в разработанных практических рекомендациях по снижению динамической и тепловой нагруженности опорных катков, а также вибронгруженности элементов конструкции машины и специального

технологического оборудования применительно к объектам исследования – опытными образцами БГМ, путем снижения глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков с траками гусеницы и исключением параметрических резонансов;

- в разработанной конструкции трака с «зигзагообразным» перекрытием и выступами, исключающими «натяжение» смежных траков при огибании ведущего колеса. Для объекта исследования достигнуто значение параметра глубины модуляции жесткости $h=0,01$, что гарантированно исключает параметрические резонансные колебания и создаёт предпосылки для снижения динамической и тепловой напряжённости шин опорных катков.

Реализация результатов работы: Результаты работы использованы АО «СКБМ» при выполнении опытно конструкторских работ по доводке конструкции движителей модернизируемых и перспективных образцов гусеничных машин. При выполнении опытно-конструкторских работ реализованы технические предложения по повышению надежности и долговечности гусеничного движителя (патент РФ на изобретение №2813388). Метод экспериментального исследования динамики движения элементов конструкции гусеничного обвода на основе технологии компьютерного зрения разработанный автором, а также прибор для измерения температуры массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин (патент РФ на ПМ №141139) используется в АО «СКБМ» при проведении ходовых испытаний.

Результаты работы использованы так же в учебном процессе подготовки специалистов по направлению 23.05.02 в Курганском государственном университете.

На защиту выносятся: имитационная модель движения БГМ с подробным описанием гусеничного обвода; математическая модель нелинейного упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы при движении машины по твердому опорному основанию;

частотная имитационная модель БГМ; метод исключения высокочастотных резонансных колебаний опорных катков.

Личный вклад соискателя заключается в выполнении обзора по теме исследования, формировании идеологии исследования, обосновании способов и решения поставленных задач, получении основных научных результатов и непосредственное участие в экспериментальных исследованиях.

Апробация работы.

Основные положения и материалы работы докладывались и обсуждались: на FISITA 2021 World conference – Прага 2022; на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» - Севастополь 2021; на Международном Автомобильном Научном Форуме «Наземные инновационные транспортные средства с низким углеродным следом» - Москва 2021; на XXVI, XXVII, XXVIII Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» - Санкт-Петербург 2023, 2024, 2025 гг.; на X, XI и XII Международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении» - Минск 2023, 2024, 2025; на XV Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых «Развитие научной, творческой и инновационной деятельности молодежи» - Курган, декабрь 2023; на 78-й научной конференции Южно-Уральского государственного университета, апрель 2026.

Публикации по теме диссертации. По материалам диссертации опубликовано 13 научных работ, в числе которых 4 статьи по искомой научной специальности из перечня ВАК при Минобрнауки России, два патента на изобретения и один патент на полезную модель. Общий объем публикаций составляет 4,8 п.л.

Структура работы. Диссертация в своём составе имеет введение, четыре главы, список использованных источников и приложения. Работа изложена на 155 страницах основного машинописного текста, содержит 59

рисунков, 8 таблицы, три приложения. Список литературы включает в себя 86 источников.

Глава 1. Динамические процессы в движителе быстроходных гусеничных машин, анализ существующих методов исследования, особенности рассматриваемых динамических эффектов и постановка задач исследования

Одним из самых тяжело нагруженных узлов, определяющих надежность и эффективность быстроходных гусеничных машин является гусеничный движитель, а специфический характер динамических процессов, возникающих в нем определяется особенностями эксплуатации машин данного класса.

Решению вопросов повышения надежности ходовой части БГМ посвящено множество работ, выполненных в различное время в академии БТВ, в МВТУ им. Н.Э. Баумана, АО «ВНИИТрансмаш», в 21 НИИИ МО РФ и 38 НИИИ МО РФ, АО «СКБМ», НАТИ, АО «Уралвагонзавод», ЗАО «Метровагонмаш» и других научно-исследовательских организациях и заводах промышленности. В основном эти работы направлены на разработку и проверку конструктивных решений и улучшение технологии производства. Актуальным вопросом всегда являлась и является разработка теоретических положений и закономерностей для определения силовых и кинематических параметров гусеничного движителя. Поэтому при решении различных задач в рамках расчетно-экспериментальных исследований процессов, разработки математических моделей, имитационном моделировании, необходимо с обоснованной степенью детализации учитывать факторы, описывающие многообразие мощностных, силовых и кинематических параметров при движении БГМ.

1.1 Динамические процессы в движителе быстроходных гусеничных машин

Как всякая динамическая система (структура), ГД обладает упруго-инерционными свойствами, т. е. при движении сосредоточенных масс с различной мгновенной скоростью под действием периодических сил возникают силы и моменты сил инерции сосредоточенных масс и силы и

моменты сил упругости соединений между ними. Под действием этих факторов элементы конструкции ГД, выведенные из состояния покоя, приходят в колебательное движение [[1-8].

Свободные колебания, частота которых определяется параметрами системы, возникают под действием внутренних переменных факторов. Каждому значению свободных колебаний соответствует определенная форма — совокупность соотношений между амплитудами колебаний масс и деформациями соединений.

Многочисленность составных частей в ГД определяется, прежде всего, множеством сосредоточенных масс траков в гусеничном обводе, состоящем из свободной, рабочей и опорной ветвей. Особенностью гусеничного обвода является структурная неоднозначность математического представления его ветвей при движении в тяговом, тормозном режимах, а также при криволинейном движении. Данное обстоятельство, а также сложность взаимодействия с ведущим и ведомым колесами, опорными и поддерживающими катками определяет многообразие форм свободных колебаний, быстро затухающих под действием моментов сил трения различных элементов ГД.

Вынужденные колебания возникают под действием внешних переменных сил и моментов с частотами источников возмущений, которые, как правило, пропорциональны скорости движения машины. При совпадении частот вынужденных и свободных колебаний происходит резкое возрастание амплитуды колебаний, называемое резонансом.

Высокая нагруженность элементов ГД обусловлена широким диапазоном нагрузочных и скоростных режимов работы. Источниками вынужденных колебаний в ГД являются сложная совокупность сил и моментов, возбуждаемая неравномерностью профиля дорог и местности, переменным моментом сопротивления движению, возмущением со стороны двигателя и трансмиссии на переходных и установившихся режимах движения, нелинейным характером взаимодействия элементов движителя

между собой и системой поддресоривания, изменчивостью и неопределенностью структурного состояния и [[1-5,9,10].

Широкий скоростной диапазон режимов движения БГМ, многообразие форм свободных колебаний и источников возбуждения вынужденных колебаний определяют большую вероятность возникновения резонансов в ГД и других элементах ходовой части. Особое внимание в работе ГД уделяется переходным процессам, обусловленным частыми изменениями режима работы машины при поворотах, разгонах, торможениях, когда меняется структура гусеничного обвода (рабочая и свободная ветвь меняются местами и др.), при этом возникают продольные и поперечные колебания гусеничной цепи, приводящие к значительным нагрузкам, действующим на прочие элементы конструкции ГД (опорные и поддерживающие катки, ведущие и ведомые колеса, трансмиссию машины, а в отдельных случаях даже корпус машины). Переходные процессы в динамической системе ГД могут иметь неустойчивый характер. Например, при движении по периодическим неровностям могут возникать расходящиеся колебания ветвей гусеничного обвода или параметрические резонансные колебания неподдресоренных частей гусеничного движителя при движении БГМ по твердой опорной поверхности. Во многих случаях это приводит к возникновению опасных динамических эффектов, таких как «сброс» гусеницы, «захват» гусеницы ведущим колесом, что в отдельных случаях может привести к катастрофическим последствиям.

Таким образом, только корректным суммированием статических и динамических составляющих нагрузок, действующих на элементы конструкции ГД может быть выполнена адекватная оценка их нагруженности и долговечности.

1.2 Анализ методов исследования колебательных процессов в гусеничном движителе БГМ

Исследование динамических процессов в движителе БГМ (*к которому традиционно относят гусеничную ленту, ведущее колесо, направляющее*

колесо с натяжным механизмом, опорные и поддерживающие катки) является комплексной задачей. Все методы можно разделить на несколько классов.

1.2.1 Аналитические методы

Аналитические методы основаны на построении математических моделей, описывающих систему дифференциальными или алгебраическими уравнениями, включают в себя:

- Модели с сосредоточенными параметрами, когда система представляется как набор масс, пружин и демпферов [11]. Например, корпус машины — масса на упругом подвесе, гусеничная цепь — упруго-демпфирующий элемент. Преимущества такого подхода заключается в относительной простоте, возможности анализа общих закономерностей, устойчивости, собственных частот. Недостатком является то, что не учитывается распределенный характер массы гусеницы, волновые процессы в ней, локальные удары в зацеплении. В качестве примера можно привести модель продольных колебаний гусеничной цепи, когда гусеничная цепь рассматривается как упругая нить.

- Модели с распределенными параметрами, когда гусеничная лента рассматривается как непрерывная упругая среда (струна, балка). Это позволяет описывать волновые процессы. Преимущества такого подхода заключаются в большей точности при описании динамики собственно гусеницы, особенно на высоких скоростях. Недостатком является значительное усложнение математического аппарата (необходимость использования уравнений в частных производных), трудности с учетом дискретности траков и их соударений с элементами ходовой части.

- Модели, построенные на основе теории удара, применяются для анализа моментов соударения траков с зубьями ведущего колеса при входе в зацепление, а также с катками. Преимущества такого подхода заключаются в возможности оценить пиковые нагрузки, шум и износ. Недостаток

заключается в том, что данный подход, как правило, является дополнением к другим методам и при этом рассматривается кратковременный процесс.

1.2.2 Численные Методы (компьютерное моделирование)

Данный подход является наиболее мощным и распространенным на сегодняшний день инструментом и включает в себя следующие методы:

- Метод многотельных систем (Multi-Body Dynamics - MBD) [12-17], построенный на использовании программных комплексов (например, Adams, Simpack, Universal Mechanism), позволяющих создать виртуальную модель движителя, где все твердые тела (катки, колеса, траки) связаны между собой упруго-демпфирующими элементами и кинематическими парами. Преимуществом метода является наглядность, возможность учета сложной геометрии, нелинейных характеристик подвесок, контактного взаимодействия элементов, что позволяет получать зависимости сил, перемещений, скоростей и ускорений во временной области. Недостатком является необходимость подготовки точных входных данных (массы, моменты инерции, жесткости), большой вычислительной мощности, особенно для моделей с большим количеством тел.

- Метод конечных элементов (Finite Element Method - FEM). Используется для анализа напряженно-деформированного состояния отдельных деталей движителя (зуб ведущего колеса, проушина трака) под воздействием динамической нагрузки, полученной, например, из MBD-модели. Преимущества такого подхода заключается в высокой точности в прогнозировании прочности, усталостной долговечности, контактных напряжений. Недостатком является чрезвычайно высокая ресурсоемкость, невозможность применения для моделирования всей системы в динамике в режиме реального времени.

- Совместное моделирование (MBD + FEM).

Данный подход является наиболее современным. В этом случае MBD-модель предоставляет глобальные динамические нагрузки, которые

передаются в локальные FEM-модели критических компонентов для детального прочностного анализа [18].

1.2.3 Экспериментальные методы

Эти методы используются для подтверждения достоверности (валидации) расчетных моделей и проведения стендовых и натурных испытаний. При стендовых испытаниях исследуется динамика движителя или его узлов на специализированных стендах (например, стенд для исследования колебаний свободной или рабочей ветви, зацепления ведущего колеса с гусеницей и др.) [19]. Преимущество такого подхода заключается в контролируемости условий, возможности выделения влияния отдельных факторов. Недостатком является сложность моделирования реальных условий движения (грунт, неровности). При натурных испытаниях проводятся исследования динамики движителя полноразмерного образца БГМ на испытательных трассах. Техническая реализация экспериментального подхода осуществляется следующими методами:

- тензометрии для выполнения измерений динамических напряжений в критических сечениях элементов движителя;
- акселерометрии для измерений виброускорений на корпусе, катках, опорах и др.;
- высокоскоростной видеосъемки для визуализации процесса перематывания гусеницы, взаимодействия траков с катками и грунтом;
- измерениям усилий в гусенице с помощью специальных инструментальных траков.

Преимуществом экспериментального подхода заключается в возможности получения наиболее достоверных данных. Недостатком является высокая стоимость, сложность организации экспериментов, зависимость от внешних условий, трудности с измерением некоторых параметров [20-22].

Таким образом, на основе изложенного выше сформировавшегося общего представления о методах исследования динамических процессов в ГД БГМ в последующих разделах приводится анализ наиболее значимых

результатов исследований отечественных и зарубежных авторов в той или иной степени реализовавших перечисленные выше подходы при создании математических, имитационных моделей, позволяющих с разной степенью эффективности исследовать динамику рассматриваемых в диссертационной работе процессов в гусеничном движителе.

1.3 Особенности рассматриваемых в работе динамических процессов в гусеничном движителе БГМ

Для повышение подвижности современных БГМ увеличивается мощность двигателя, совершенствуются свойства трансмиссии, движителя, систем подрессоривания и управления движением. Однако реализация потенциальных скоростных качеств БГМ, обеспечение требуемого уровня функциональности и надежности узлов и агрегатов ограничивается рядом недостаточно изученных динамических явлений, возникающих в обводе гусеничного движителя и приводящих к значительным нагрузкам, снижению долговечности элементов конструкции, а в отдельных случаях к их мгновенному разрушению. На Рис. 1.1 приведен пример разрушения балансира опорных катков в следствие высокочастотного циклического нагружения зоны соединения стебля балансира с блоком подвески.



Рис. 1.1. Пример усталостного разрушения балансиров БГМ в следствие высокочастотного нагружения при движении по твердому грунту (бетонной трассе)

1.3.1 Продольные и поперечные колебания свободной и рабочей ветвей гусеничного обвода

Глубокое изучение колебательных эффектов в различных ветвях гусеничного обвода, обоснование технических решений, направленных на стабилизацию динамических процессов является актуальной задачей как при разработке опытных образцов гусеничных машин, так и при модернизации существующих. Одним из таких явлений являются поперечные колебания в ветвях гусеницы со значительными амплитудами перемещений траков, что приводит к нарушению устойчивости периодических режимов в обводе и ограничению скорости движения. В некоторых случаях это является причиной сбрасывания гусениц с ведущего или направляющего колес и «захвату» гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса как при носовом, так и кормовом его расположении [1,23] (см. Рис. 1.2). Поперечные и продольные колебания вызывают значительные динамические нагрузки в различных элементах

конструкции гусеничного движителя, при этом фактический ресурс движителей гусеничных машин как правило в разы ниже чем у большинства остальных агрегатов и узлов. В условиях абразивного воздействия грунта гарантийный ресурс таких элементов как венец ведущего колеса, траки гусеницы и др. не превышает 6 ... 8 тыс. км. В настоящее время острота данного положения обусловлена существенным увеличением скоростей движения машин, совершенствованием компоновочных решений, созданием роботизированных и беспилотных комплексов на гусеничном ходу.



Рис. 1.2. Пример захвата гусеницы ведущим колесом

Таким образом, для решения задачи исследования особенностей динамических процессов в гусеничном обводе движителя БГМ, выявления основных закономерностей процесса формирования продольных и поперечных колебаний, их зависимости от конструктивных параметров обвода и различных эксплуатационных факторов, необходима разработка модели гусеничного обвода с обоснованной степенью детализации.

1.3.2 Параметрические резонансные колебания опорного катка

Другим недостаточно исследованным динамическим явлением являются высокочастотные резонансные параметрические колебаний неподрессоренных масс ГД при движении БГМ по твердой опорной поверхности [18,24]. Ресурс опорного катка определяется ресурсом отдельных элементов его конструкции. Опыт эксплуатации БГМ, результаты многочисленных исследований как отечественных, так и зарубежных авторов показывают, что основными элементами, ограничивающими ресурс опорного катка в целом, являются наружная массивная шина для катков с внешней амортизацией или внутренний амортизатор и наружный металлический обод для катков с внутренней амортизацией [1,25]. Экспериментально установлено, что динамические нагрузки, возникающие при качении катка по звенчатой беговой дорожке гусеницы соизмеримы с нагрузками, действующими на ось катка при значительных колебаниях корпуса машины в случае движения по пересеченной местности, а по частоте в десятки раз (на порядок) выше. В частности, в работах [2,26,27] выявлены закономерности формирования динамических нагрузок при повышении скорости движения гусеничной машины. При этом основными показателями механической и тепловой напряженности массивных шин являются среднее давление в плоскости контакта с опорным основанием и максимальная температура нагрева. Таким образом, опорные катки современных БГМ имеют высокий уровень динамической нагруженности и, как следствие, тепловой и механической напряженности.

Данный эффект приводит к ограничению долговечности элементов конструкции движителя вследствие высоких динамических и температурных перегрузок, потере устойчивости движения машины и т.д. На Рис. 1.3 представлен пример разрушения серийного и опытного катков.



а)



б)

Рис. 1.3. Разрушенные серийный каток (а) и опытный каток (б) из композитного материала

Движение гусеничных машин осуществляется в основном вне дорог, на неподготовленных природных территориях, начиная от пустынного песка, заболоченной местности и заканчивая снегом [24]. Однако при движении по твердой поверхности – мерзлый грунт, бетонные трассы и др. возникают динамические явления, существенно ограничивающие ресурс элементов движителя [25-27].

Проблема взаимодействия движителя гусеничных машин с рельефом местности всегда привлекала значительное внимание исследователей. Новаторские работы были основаны прежде всего на эмпирическом подходе к предмету исследования. Первые публикации в этой области были сделаны Беккером [28] создали полуэмпирические модели взаимодействия движителя с местностью, которые являются основой террамеханики гусеничных транспортных средств. В своей работе они упростили процесс взаимодействия между движителем с опорной поверхностью, рассматривая опорный каток, как жесткую опору.

Вонг [29] гусеница также моделируется как гибкая и нерастяжимая нить. Данные математические модели позволяют описать взаимодействие гусеницы с опорным основанием.

Галастис [30] описал метод, который позволяет прогнозировать динамические нагрузки, возникающие в двигателе быстроходных гусеничных машин. Ли и соавт. [31] описали взаимодействие между звеньями гусеницы и другими элементами двигателя, такими как опорные катки. Они представили результаты компьютерного моделирования крупномасштабной гусеничной машины со ста шестнадцатью степенями свободы.

Уилер [32] представил компьютерную программу, которая позволяет имитировать динамику движения гусеничной машины. Современные разработки компьютерных методов и все более передовых технологий дают возможность проводить точное моделирование больших и сложных систем. В рамках данной концепции Ма и др. (2002, 2006) [33,34] представил модель взаимодействия «опорный каток - гусеница - опорное основание» на основе метода конечных элементов. Модель представляет собой сегмент гусеницы, который взаимодействует с опорной поверхностью и опорными катками при представлении гусеницы в виде непрерывной ленты с жесткими связями. В работе задействован так называемый силовой «суперэлемент», который включает в себя гусеничный сегмент, два опорных катка и грунт под гусеницей между опорными катками. Санду и Фриман [35] использовали метод моделирования «суперэлементов» для высокоскоростных военных гусеничных машин, предполагая, что гусеничная цепь может быть смоделирована как непрерывная гибкая нить. Таким образом, проведенный анализ показал, что известные модели описывают взаимодействие двигателя с опорным основанием при движении, как правило, по деформируемому грунту, когда контакт первого опорного катка с сегментом гусеницы приводит к погружению траков гусеницы в грунт. Следующие опорные катки двигаются по относительно ровной поверхности гусеницы. В таких условиях жесткость неподрессоренных элементов конструкции гусеничного двигателя не оказывает существенного влияния на характер динамического нагружения опорного катка и беговой дорожки гусеницы.

В тоже время при движении по жесткой опорной поверхности (скалистые горные дороги, обледенелые трассы) влияние звенчатости гусениц на динамические процессы становится существенным. Применение обрезиненных беговых дорожек и резино-металлических шарниров (РМШ) в конструкциях гусениц приводит к усложнению процесса формирования динамических высокочастотных нагрузок в ходовой части и усложнению математических моделей, вследствие возникновения не учитываемых ранее явлений, например отрыва катков от беговой дорожки [25,1,32].

В результате повышенного вибрационного нагружения выходят из строя не только элементы конструкции гусеничного движителя и системы подрессоривания, но и различное оборудование, устанавливаемое на базовом шасси. Несмотря на то, что в отечественной литературе, отраслевых стандартах гусеничная цепь тоже как правило рассматривается в виде деформируемой однородной ленты, Аврамов В.П. [23] в своих работах обратил внимание на существенное влияние звенчатости гусениц на уровень динамической и тепловой напряженности опорных катков. При этом в отдельных работах указывается, что характер взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы носит не линейный характер, что может привести к параметрическим резонансным колебаниям.

Таким образом, снижение динамической и тепловой нагруженности опорных катков гусеничных машин при движении по твердым грунтам является актуальной научной задачей. Для ее решения необходимо разработать новые математические модели, выполнить их верификацию, исследовать причины, приводящие к нарушению устойчивости периодических решений, обосновать варианты технических решений, позволяющих достичь поставленную цель.

Опорный каток - одна из основных сборочных единиц ходовой части быстроходной гусеничной машины. Он является подвижной опорой машины на гусеничной ленте и определяющим фактором для всех основных конструктивных параметров ходовой части машины. Количество опорных

катков, их типоразмер определяют не только многие основные функциональные характеристики БГМ, такие как проходимость, устойчивость, управляемость, затраты мощности, но также в значительной мере уровень виброакустической нагруженности машины в целом, обитаемых отделений и специального высокоточного оборудования, устанавливаемого на и в машине. В существующих математических моделях БГМ, не учитывается возможность передачи высокочастотных колебаний на корпус машины, поскольку неподрессоренные и поддрессоренные массы соединяются через упругий элемент подвески, обладающий высокой податливостью. Это обеспечивает эффективную фильтрацию низкочастотных колебаний (является фильтром низких частот). В тоже время, опыт эксплуатации БГМ, а также выполненные автором экспериментальные исследования позволяют выдвинуть гипотезу о важности пути распространения высокочастотных вибраций (на «траковой частоте») через элементы конструкции, обладающие высокой жесткостью. Этими элементами являются подшипниковые опоры катка, стембель балансира и верхняя опора блока подвески в корпусе машины. При этом, современные БГМ являются, как правило, плавающими и авиадесантируемыми, и соответственно имеют легкие, ажурные элементы конструкции корпусных деталей, имеющих высокочастотные формы колебаний. Эти модальные тоны эффективно возбуждаются возмущением со стороны неподрессоренных масс подвески и распространяют эти вибрации на прочие элементы конструкции машины, в том числе и на смонтированное на ней специальное оборудование. На Рис. 1.4 показан спектр вибраций на элементе конструкции спецоборудования при движении по малодеформируемому грунту, полученный при испытаниях опытного образца БГМ в отделе исследований АО «СКБМ», который с высокой степенью коррелируется с «траковой» частотой, возбуждаемой при упругом взаимодействии опорного катка со звенчатой беговой дорожкой гусеницы.

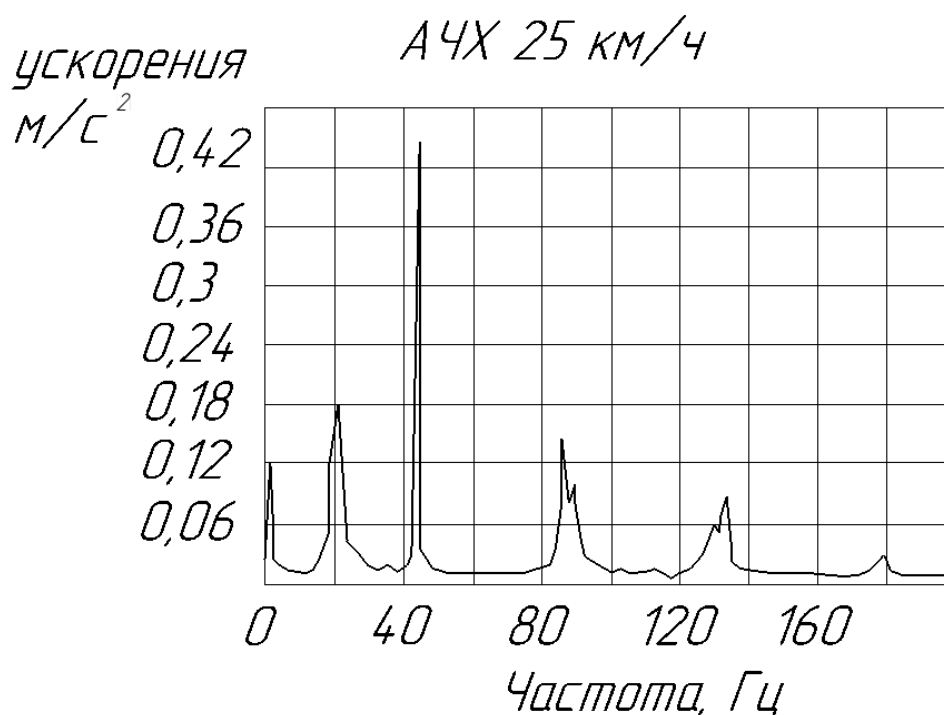


Рис. 1.4. Спектр вибраций на элементе конструкции специального оборудования, установленного на подрессоренной массе машины

Общепринято основной причиной вибраций подрессоренной массы БГМ считать взаимодействие гусеницы с опорными катками и грунтом, когда при «обкатывании» неровностей микропрофиля генерируется случайный вибрационный сигнал с частотой до 30 Гц. В тоже время, на основании анализа собственных результатов исследований (см. предыдущий раздел), и результатов, полученных многими отечественными и зарубежными авторами установлено, что определяющим высокочастотные вибрации является динамический процесс, формирующийся при перекатывании катков через звенья гусеницы. Экспериментально установлено, что частота данного процесса (траковая частота) достигает значений 150 Гц, а с учетом супергармонических составляющих может достигают 300 ... 450 Гц соответственно.

Вибрации от опорных катков через ходовую часть и подвеску передаются на подрессоренную массу БГМ, где установлено различное оборудование - электронные блоки, прицельные комплексы, системы связи, датчики и т.д. Эти вибрации вызывают усталостные разрушения паяк,

креплений и самих электронных компонентов; снижение точности работы высокоточного оборудования - гироскопов, оптики; сбои в работе электроники из-за нарушения контактов; преждевременный износ механических узлов.

В работах многих отечественных и зарубежных авторов [37,38,25] указывается, что при движении по твердым грунтам, уровень динамического и вибрационного нагружения различного технологического оборудования определяется характером упругого взаимодействия опорного катка (обрезиненного или с внутренней амортизацией) с беговой дорожкой гусеницы. Например, результаты сравнительных испытаний вибронегруженности танка «Леопард-2» с гусеницами с разным шагом траков и разными способами их соединения между собой показали, что существует значительный резерв в снижении вибраций. Так, для башни танка во всём диапазоне скоростей движения по бетонной трассе при реализации резерва было достигнуто двукратное уменьшение уровня среднеквадратических ускорений [38]. Это явилось основанием введения дополнительного требования к гусеницам нового поколения по включению в перечень совершенствуемых характеристик, таких, как долговечность, вес, затраты на техническое обслуживание при ремонте, также «внутреннюю неровность» беговой дорожки [36].

В работах [36,37,38] исследуется влияние на вибронегруженность опорных катков и подрессоренного оборудования износа элементов подвески и эластомеров башмаков гусеничных звеньев. В работах [39-43] приводятся результаты моделирования с учетом различных особенностей гусеничных движителей, в работах [44-48] приведены результаты многочисленных экспериментальных исследований. Необходимо отметить, что отдельные авторы обращают внимание на нелинейный характер взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы [49,37,25], что приводит к возникновению резонансных колебаний, в том числе параметрических.

Таким образом, существующие модели не позволяют в должной мере оценить вибронегруженность элементов корпуса машины. В связи с этим

требуется дальнейшее исследования в данном направлении, разработка новых моделей, учитывающих упруго-инерционные параметры элементов конструкции блока подвески (балансир и подшипниковые узлы оси катка и соединения балансира с корпусом).

1.4 Постановка задач исследования

На основе выполненного анализа литературных источников и результатов собственных расчетно-экспериментальных исследований сделано следующее заключение: исследование динамических процессов в движителе БГМ является итерационным процессом, сочетающим численное моделирование (MBD-FEM) и натурный эксперимент (стендовые и ходовые испытания). Постановка задач должна быть направлена на создание адекватной модели, позволяющей не просто описывать, но и выполнять прогноз динамики поведения системы с целью ее конструктивного совершенствования для достижения высоких скоростных и эксплуатационных показателей.

Для достижения сформулированной цели исследования, представленной во введении, необходимо решить следующие задачи:

1) разработать имитационную модель в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел, позволяющую учитывать влияние внешних и внутренних силовых факторов на модальные характеристики ветвей гусеничного обвода при исследовании динамического процесса поперечных и продольных колебаний гусеничного обвода БГМ;

2) разработать метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода БГМ с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом;

3) разработать комплекс математических моделей для исследования динамического процесса возбуждения высокочастотных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности:

- модели расчета МКЭ для определения жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной ленты при движении по твердым грунтам с различными характеристиками;

- математическую модель для описания параметрических колебаний опорного катка при движении гусеничных машин по твердой опорной поверхности;

4) разработать метод исключения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности посредством оценки устойчивости динамической системы по диаграмме Айнса-Стретта и ее обеспечения регулированием глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков со звенчатой беговой дорожкой гусениц;

5) разработать имитационную модель для получения частотных передаточных функций вертикальных колебаний от неподрессоренных масс к корпусу машины и специальному технологическому оборудованию, устанавливаемому (на) в нем, отличающаяся от общепринятых моделей учетом пути распространения вибраций через параллельные жесткие связи по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование»;

6) провести комплекс экспериментальных исследований динамических процессов в ГД при ходовых испытаниях образцов быстроходных гусеничных машин – объектов исследования, осуществить верификацию и валидацию разработанных математических моделей;

7) обосновать конструкторско-технологические решения по совершенствованию конструкции ходовой части объектов исследования для исключения эффекта «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом и возникновения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных масс при движении по твердой опорной поверхности, обеспечивающие снижение динамической нагруженности элементов конструкции ГД.

Научный подход, лежащий в основе решения, сформулированных цели и задач, основанный на глубоком понимании динамических процессов и не исследованных эффектов в гусеничном движителе современными методами моделирования и эксперимента, позволит уточнить методы проектирования движителя БГМ нового поколения: более скоростных, надежных, экономичных и с низким уровнем шума.

Глава 2. Теоретическое исследование динамических процессов в движителе быстроходных гусеничных машин

На основе представленных выше результатов анализа методов теоретического и экспериментального исследования динамических процессов, в данном разделе, для достижения цели и решения научных задач, сформулированных в работе, разрабатывается комплекс математических моделей и выполняется теоретическое исследование динамических процессов в ГД БГМ.

2.1 Теоретическое исследование динамического процесса поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода БГМ при переднем расположении ведущего колеса

В рамках исследования динамики гусеничного движителя в целом, решается задача разработки математической модели гусеничного обвода и ее реализация на примере решения частной задачи исследования динамика взаимодействия элементов гусеничного движителя быстроходной гусеничной машины при носовом расположении ведущего колеса. В этом случае, при движении на спусках, по неровностям и при торможении возникает недостаточно изученного ранее эффект «захвата» свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса, приводящий к разрушению элементов конструкции энергосилового блока и ходовой части.

2.1.1 Аналитическая модель поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода

На начальном этапе с целью получения аналитического решения принята к рассмотрению расчетная схема динамической системы как упругого стержня на безынерционном упругом основании при учете внешнего фактора в виде внешних инерционных динамических нагрузок на гусенице,

формируемых микропрофилем грунта. Разработанная модель позволяет с удовлетворительной точностью выполнить анализ динамического процесса возбуждения поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода БГМ.

При рассмотрении участка гусеницы как упругого стержня траки не являются точечными массами, поэтому возможен учет их моментов инерции относительно центра масс каждого трака. В пределе считается, что стержень (свободная ветвь гусеницы) нагружена инерционными моментами каждого трака и приложенной сосредоточенной в центре свободной ветви нагрузкой [50,51,52,53]. Дифференциальное уравнение малых поперечных свободных колебаний свободной ветви гусеницы с учетом инерции поворота сечений описывается уравнением второго порядка:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{C}{m_0} y = -a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^2} \quad (2.1)$$

где m_0 масса свободной ветви гусеницы; C – поперечная жесткость гусеницы, определяемая как отношение веса свободной ветви гусеницы к «стреле провисания» и зависящая от текущей длины и силы натяжения ветви; параметр a , характеризующий скорость распространения волны (интенсивность сил инерции стержня), который изменяется по его длине и в общем случае определяется выражением

$$a = \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{A \cdot \gamma}} \cdot K, \quad (2.2)$$

где E – модуль Юнга; J – момент инерции сечения; g – ускорение свободного падения; A – площадь поперечного сечения стержня; γ – вес единицы объема материала стержня; K – волновое число, зависящее от граничных условий. Применительно к гусенице с резино-металлическими шарнирами приведенная изгибная жесткость ветви с равно распределёнными параметрами и скорость

распространения поперечной волны согласно [1] определяется следующим образом:

$$EJ = \mu_0 \cdot l_0 \cdot b$$

$$a = \sqrt{\frac{EJ \cdot g}{q}} \cdot K, \quad (2.3)$$

где μ_0 – относительная угловая жесткость; l_0 – шаг гусеницы; b – ширина гусеницы. Необходимо отметить, что формула (2.3) не учитывает силы предварительного натяжения свободной ветви, которая является определяющей при формировании процесса возбуждения поперечных колебаний. Поэтому для определения параметра a может использоваться зависимость для скорости распространения волны в гибкой без инерционной струне $a^2 = \frac{T}{m_0}$, приведенная в работах [54, 55]. При моделировании в момент времени $t = 0$ к центру ветви прикладывается сосредоточенная сила P , определяемая как произведение массы свободной ветви на ее ускорение, возникающее при наезде (ударе) первого опорного катка об неровность. В этом случае дифференциальное уравнение (2.1) принимает вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^2} + \frac{c}{m_0} y = P_0 \cdot \delta\left(z - l/2\right), \quad (2.4)$$

где $l/2$ – расстояние до точки приложения сосредоточенной нагрузки, равное половине длины свободной ветви гусеницы. Разложив δ - функцию в ряд Фурье по собственным функциям [50-53] и подставив полученные коэффициенты разложения в уравнение (2.4) в конечном итоге приходим к однородному дифференциальному уравнению второго порядка для определения функций $y_k(t)$:

$$\frac{\partial^2 y_k}{\partial t^2} + a^2 \left(\frac{\pi k}{L}\right)^4 y_k + \frac{c}{m_0} y_k = \frac{2 \cdot P_0}{L \cdot m_0} \cdot \sin \frac{\pi k}{2} \quad (2.5)$$

где порядок гармоник k может быть любым натуральным числом. При наезде первым опорным катком на неровность микропрофиля длина свободной ветви может увеличиться в 1,2 ... 1,4 раза, при этом очевидно снижение растягивающего усилия в свободной ветви T , что приводит к изменению значения параметра a и, как следствие, к значительному уменьшению частоты свободных колебаний ветви, которая определяется зависимостью (2.6)

$$\omega = \sqrt{a^2 \left(\frac{\pi k}{L}\right)^4 + \frac{c}{m_0}}, \quad \text{где} \left(a = \sqrt{\frac{EJ \cdot g}{q}} \cdot K \text{ или } a = \sqrt{\frac{T}{m_0}} \right) \quad (2.6)$$

На основе расчета, выполненного по данной зависимости установлено, что частота возбуждения, формируемая скоростью движения и расстоянием между типовыми неровностями микропрофиля, расставленными в соответствии с типовой методикой, изложенной в отраслевом стандарте «Методы испытаний на плавность хода», варьируется в диапазоне от 1,2 Гц до 2,3 Гц при движении со скоростью 36 км/ч и от 2,6 Гц до 5,3 Гц при движении со скоростью 80 км/ч. При этом, при снижении силы натяжения в свободной ветви с 20 кН до 0,2 кН снижение собственной частоты колебаний определяется в диапазоне от 1,6 Гц до 5,6 Гц по низшей форме колебаний. Пересечение данных диапазонов определяет возможность возникновения резонансов, в том числе параметрических.

На Рис. 2.1 приведен результат модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви.

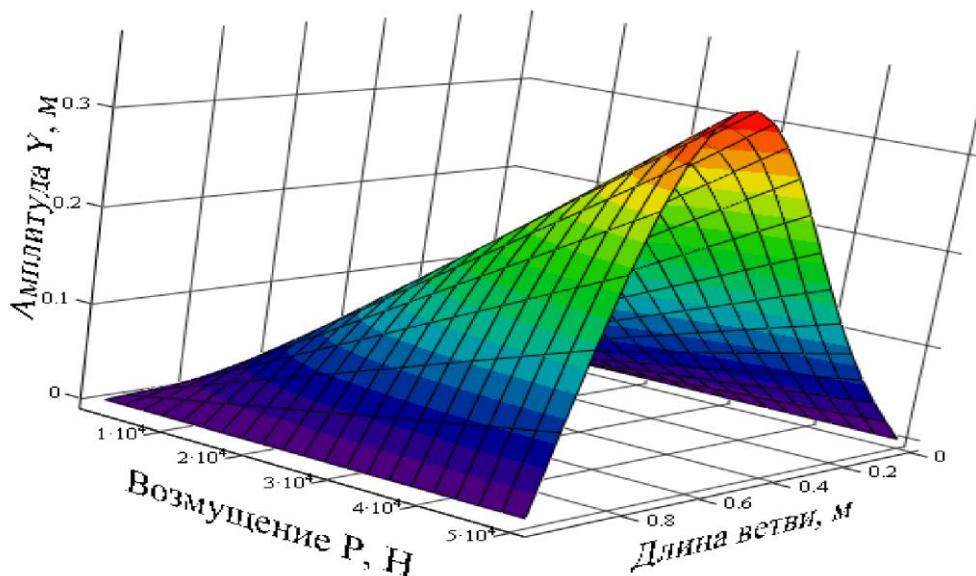


Рис. 2.1 Результаты модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви

Анализ представленных выше зависимостей и результатов моделирования позволил сделать ряд важных выводов и установить факторы, определяющие характер опасных вынужденных колебаний, в частности влияние силы растяжения в свободной ветви и скорости преодоления неровностей микропрофиля. Подробно результаты данного исследования изложены в ранней работе авторов статьи [27,56,57]. К сожалению, данные результаты, как и результаты других авторов, перечисленные выше, носят скорее качественный характер и не позволяют с требуемой точностью оценить поведение гусеничного обвода в реальных конструкциях, в том числе и при оценке эффективности тех или иных разрабатываемых технических решений, направленных на снижение колебаний свободной ветви при носовом расположении ведущего колеса и на улучшение динамических характеристик всего гусеничного движителя. Это обусловлено, как указывалось выше, невозможностью в моделях гибкой упругой безинерционной нити или упругого стержня (струны) учесть всю сложность совокупной динамики гусеничного обвода, вызванной значительными продольными и угловыми колебаниями корпуса, изменением геометрии обвода, влиянием

центробежных сил и т.д. Аналитическая модель не учитывает неопределенность растягивающих усилий, зависящих не только от характера взаимодействия машины с грунтом, но также и от процессов, происходящих в моторно-трансмиссионной установке, например, при переключении передач или движении в повороте (т.е. от типов механизмов переключения передач и управления поворотом и особенностей их функционирования).

Таким образом, с учетом обобщения результатов моделирования на первом этапе, посредством конкретизации расчетов для выявления закономерностей динамических процессов в обводе, их зависимости от конструктивных параметров и различных эксплуатационных факторов применительно к объекту исследования, разработана имитационная модель гусеничного движителя в программном комплексе «Универсальный механизм».

2.1.2 Имитационная математическая модель динамики гусеничного движителя в программном комплексе «Универсальный механизм»

Создание математической модели ходовой части гусеничной машины для определения динамики гусеничного движителя проводилось в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел «Универсальный механизм» [57,58].

Объектами моделирования данного комплекса являются системы абсолютно твердых тел. Тела системы могут быть как несвязанными друг с другом, так и связанными посредством шарниров и силовых элементов. В частном случае тела могут быть материальными точками.

Движение системы тел исследуется по отношению к неподвижному базовому телу (базе), под которым будем понимать некоторую инерциальную систему координат.

Для математического описания движения системы с каждым телом связывается прямоугольная декартова система координат, начало которой «помещается» в любую точку тела, а оси жестко связаны с телом. Таким

образом, тело является неподвижным относительно этой системы координат, и координаты всех его точек постоянны.

Предполагается, что моделируемая система твердых тел является *связной*, то есть каждое тело в системе связано посредством шарнира, по меньшей мере, с одним другим телом системы или с базовым телом. Для описания положения тела в пространстве достаточно знать положение связанной с ним системы координат относительно базовой системы. С точки зрения математики, для этого достаточно задать положение начала отсчета и ориентацию связанной системы координат относительно базовой системы координат, выразив их через некоторые переменные, называемые координатами. В программном комплексе с этой целью используются зависимости от координат радиус-вектора центра масс и матрицы направляющих косинусов (матрицы поворота). Для описания положения одного тела относительно другого используется понятие «шарнир». Большая часть шарниров, реализованных в программном комплексе, допускают описание положения одного тела относительно другого путем введения *шарнирных координат*. Если пара тел связана, например, вращательным шарниром, то в программном комплексе описывается положение связанной системы координат одного тела относительно связанной системы координат другого тела, и вводятся шарнирные координаты, то есть переменные, описывающие это положение. Полный набор координат для всего объекта при этом получается простым объединением локальных шарнирных координат. При этом не обязательно, чтобы существовал шарнир, связывающий *каждое* тело с базой. Достаточно, чтобы для каждого тела существовала цепочка попарно связанных тел, по которой можно «дойти» до базового тела.

Силы, с которыми тела объекта действуют друг на друга, общепринятым образом делятся на активные и силы реакций связей. В свою очередь, силы реакций представляются двумя компонентами: касательной составляющей, совершающей работу при движении системы (как правило, это силы трения) и идеальной или нормальной составляющей. Если все связи в системе

идеальные, то первая составляющая силы реакции отсутствует. С точки зрения ввода информации о моделируемом объекте, активные силы и неидеальные составляющие сил реакций имеют общие черты: они должны быть описаны, то есть должен быть описан способ их выражения через переменные и параметры системы. Наоборот, структура идеальных составляющих сил реакций полностью определяется типом связи, их вычисление автоматизировано.

Активная сила может быть функцией времени, координат и их первых производных по времени. В наиболее простых случаях (например, для силы тяжести и обобщенного линейного силового элемента) эти зависимости автоматически формируются программой, однако часто они являются весьма сложными и пользователю приходится создавать для их вычисления отдельные процедуры, подключаемые к программе.

После задания тел, шарниров и активных сил модели программный комплекс автоматически синтезирует уравнения движения модели.

Уравнения движения системы тел строятся с использованием формализма Ньютона-Эйлера и имеют вид дифференциально-алгебраических уравнений. Уравнения движения систем тел в общем случае можно представить в следующем виде (2.7):

$$\begin{aligned} M(q, t) \cdot \ddot{q} + k(q, \dot{q}, t) &= Q(q, \dot{q}, t) + \dot{G}^T(q) \lambda \\ h(q, p) &= 0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

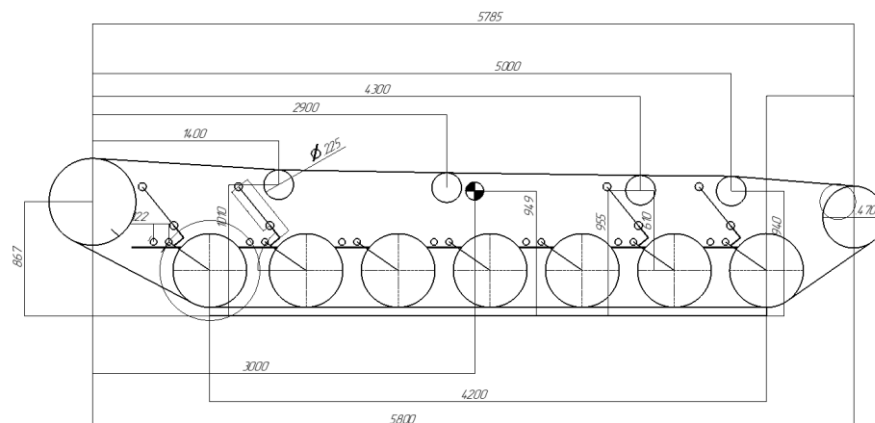
где q – основные координаты объекта, p – вспомогательные координаты (локальные координаты в разрезанных шарнирах); M – матрица масс, k , Q – столбцы сил инерции и обобщенных сил; λ – множители Лагранжа, соответствующие силам реакций в разрезанных шарнирах; второе уравнение системы – алгебраические уравнения связей или условия замыкания разрезанных шарниров. Матрица G является матрицей Якоби уравнений связей после исключения из них вспомогательных координат.

Анализ уравнений движения производится путем численного решения методом Парка с автоматическим контролем точности.

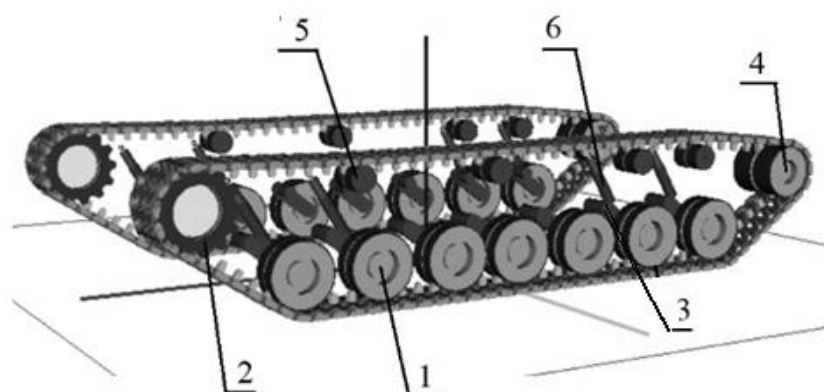
Таким образом, в программном комплексе «Универсальный механизм» с использованием модуля «Гусеничные машины» разработана математическая (пространственная имитационная) модель гусеничной машины – объекта исследования. На Рис. 2.2 а представлена кинематическая схема гусеничного движителя, на Рис. 2.2 б – имитационная модель, визуализированная в виде корпуса гусеничной машины и ходовой части, включающей в себя элементы двух гусеничных подсистем. Гусеничные подсистемы включают в себя опорные катки 1 звездочки (ведущие колеса) 2, балансиры 3, направляющие колеса с натяжными устройствами 4, поддерживающие катки 5 и элементы подвески, состоящие из торсионов (на схеме не показаны) и амортизаторов 6. Гусеничные ленты состоят из попеременно соединенных траков гусеницы. Связь между траками реализуется шарнирными элементами, обладающими радиальной и угловой податливостью.

В модели контур замкнутой гусеничной цепи образует гусеничный обвод, условно разделяемый на тяговую (рабочую) ветвь, передающую тяговое усилие, свободную ветвь (не передающую тяговое усилие) и опорную ветвь, реализующую силу тяги и передающую вертикальные нагрузки на опорные катки и далее через систему поддрессоривания на корпус гусеничной машины. Нагружение каждой из ветвей определяется сложной совокупностью эксплуатационных и конструктивных факторов, формирующих постоянные и динамические составляющие нагружения собственно гусеничной цепи и сопрягаемых с нею элементов конструкции гусеничного движителя.

Гусеничный обвод смоделирован как цепная система, состоящая из множества отдельных звеньев – траков длиной 0,15 м, высотой 0,065 м и шириной 0,45 м. Каждый трак представлен в модели как абсолютно твердое тело, имеющее шесть степеней свободы. Масса и тензор инерции каждого трака рассчитываются исходя из его геометрических и физических параметров.



а)



б)

Рис. 2.2. Кинематическая схема (а) и математическая (пространственная имитационная) модель гусеничной машины – объекта исследования (б)

1 – опорный каток с упругой шиной; 2 – ведущее колесо; 3 – баланси́р, 4 – направляющее колесо с натяжным устройством; 5 – поддерживающий каток; 6 – амортизатор

Соединение траков между собой осуществляется с помощью цилиндрических шарниров, которые моделируют пальцы гусеничной цепи. Эти шарниры позволяют тракам вращаться друг относительно друга, обеспечивая гибкость обвода при огибании ведущих, направляющих колес и опорных катков.

Для каждого трака задаются поверхности (или линии) контакта с грунтом. Взаимодействие с опорной поверхностью моделируется с использованием нелинейных упруго-диссипативных характеристик, определяющих нормальную реакцию, и законов сухого трения (например,

Кулона), определяющих тангенциальные силы. Это позволяет рассчитывать силы тяги и сопротивления движению.

Каждый опорный каток диаметром 0,56 м и массой 63 кг представлен как твердое тело (тело вращения), связанное с основным корпусом машины (рамой) через элементы подвески. Катки не имеют самостоятельного привода и их вращение является следствием взаимодействия с бегущей гусеничной лентой.

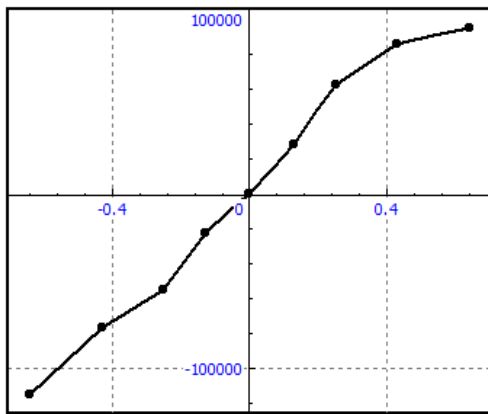
Направляющее колесо диаметром 0,47 м моделируется аналогично опорным каткам. Контакт между внутренней поверхностью гусеницы (беговыми дорожками) и катками также описывается контактными законами, учитывающими геометрию взаимодействия и силы трения.

Ведущее колесо диаметром 0,6 м с 12 зубьями моделируется как тело с заданным вращательным движением или к которому приложен крутящий момент от силовой установки. Взаимодействие ведущего колеса с гусеницей осуществляется через зацепление с грунтозацепами траков. Это зацепление может быть описано как кинематическая связь (для упрощенных моделей) или как сложный контакт, учитывающий геометрию зубьев и проушин траков.

Подвеска является ключевым элементом, определяющим динамические качества машины. В многомассовой модели подвеска каждого опорного катка описывается комплексно:

- упругий элемента представлен в видео торсиона и задается нелинейной жесткостной характеристикой $F = f(\Delta x)$, где Δx – деформация элемента;

- гидравлический амортизатор описывается диссипативной характеристикой $F = f(V)$, где V – скорость относительного перемещения катка и корпуса. Характеристика является нелинейной и учитывает разные силы сопротивления на ходе отбоя и сжатия.



а)

Скорость (м/с)	Усилие (Н)
0.64	95500
0.43	86000
0.25	63000
0.13	28500
0	0
-0.13	-22500
-0.25	-55000
-0.43	-77000
-0.64	-115500

б)

Рис. 2.3. Графическое и табличное представление демпфирующей характеристики амортизатора

Совокупность этих элементов, связывающая каждый опорный каток с корпусом, позволяет воспроизводить колебания корпуса, передачу нагрузок и влияние подвески на устойчивость контакта гусеницы с грунтом.

Корпус моделируется как центральное твердое тело, к которому крепятся все агрегаты. На корпус действуют силы и моменты от элементов подвески, силовой установки, а также силы инерции. При необходимости, в модель может быть включена система управления, которая на основе заданных алгоритмов изменяет крутящий момент на ведущих колесах или параметры демпфирования в активной подвеске для улучшения характеристик машины.

Детализированное описание всех ключевых элементов ходовой части и их взаимодействий позволяет получать достоверные данные о динамическом поведении системы в целом, что является незаменимым этапом на стадии проектирования и модернизации транспортных средств данного класса.

Валидация разработанной модели выполнена на основе сопоставления амплитудных и частотных параметров, характеризующих динамику ветвей гусеничного обвода, полученных при выполнении вычислительного эксперимента и при проведении ходовых испытаний объекта исследований – опытного образца быстроходной гусеничной машины высокой проходимости.

Для этой цели, в программном пакете Matlab реализован тест Стьюдента [59-62], в котором реализован алгоритм сравнения средних значений двух независимых переменных - поперечных колебаний трака гусеницы при прохождении всех ветвей гусеничного обвода полученных экспериментальным способом при проведении работ АО «СКБМ» при участии автора с применением метода компьютерного зрения и путем многомассового моделирования программном пакете «Универсальный механизм» (см. Приложение 1). Программа выполняет статистический анализ двумя способами: через прямое математическое вычисление формул и с использованием встроенной функции MATLAB, что позволяет верифицировать корректность расчетов.

Верификация выполняется с целью статистического подтверждения адекватности данных разработанной математической модели **data1** реальному физическому процессу, представленному через экспериментальные данные **data2**. По результатам расчета сходимость составляет 0,886, что подтверждает удовлетворительную точность разработанной модели.

Визуализация результатов моделирования и эксперимента представлена на Рис.2.4 Из рисунка видно, что форма гусеничного обвода при моделировании движения БГМ по периодическим неровностям точно повторяет форму гусеничного обвода БГМ, в процессе натурального эксперимента. Таким образом можно сделать вывод, что разработанная имитационная математическая модель пригодна для исследования динамического процесса поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода при переднем расположении ведущего колеса.

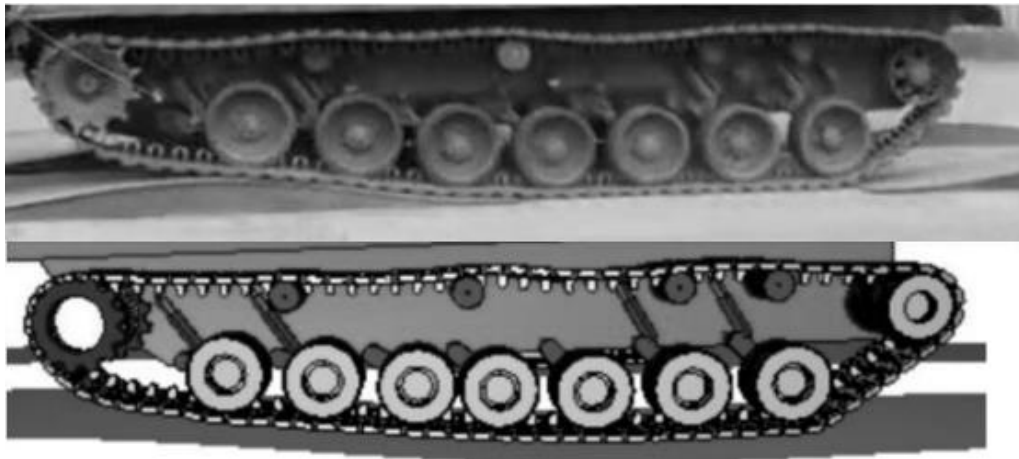


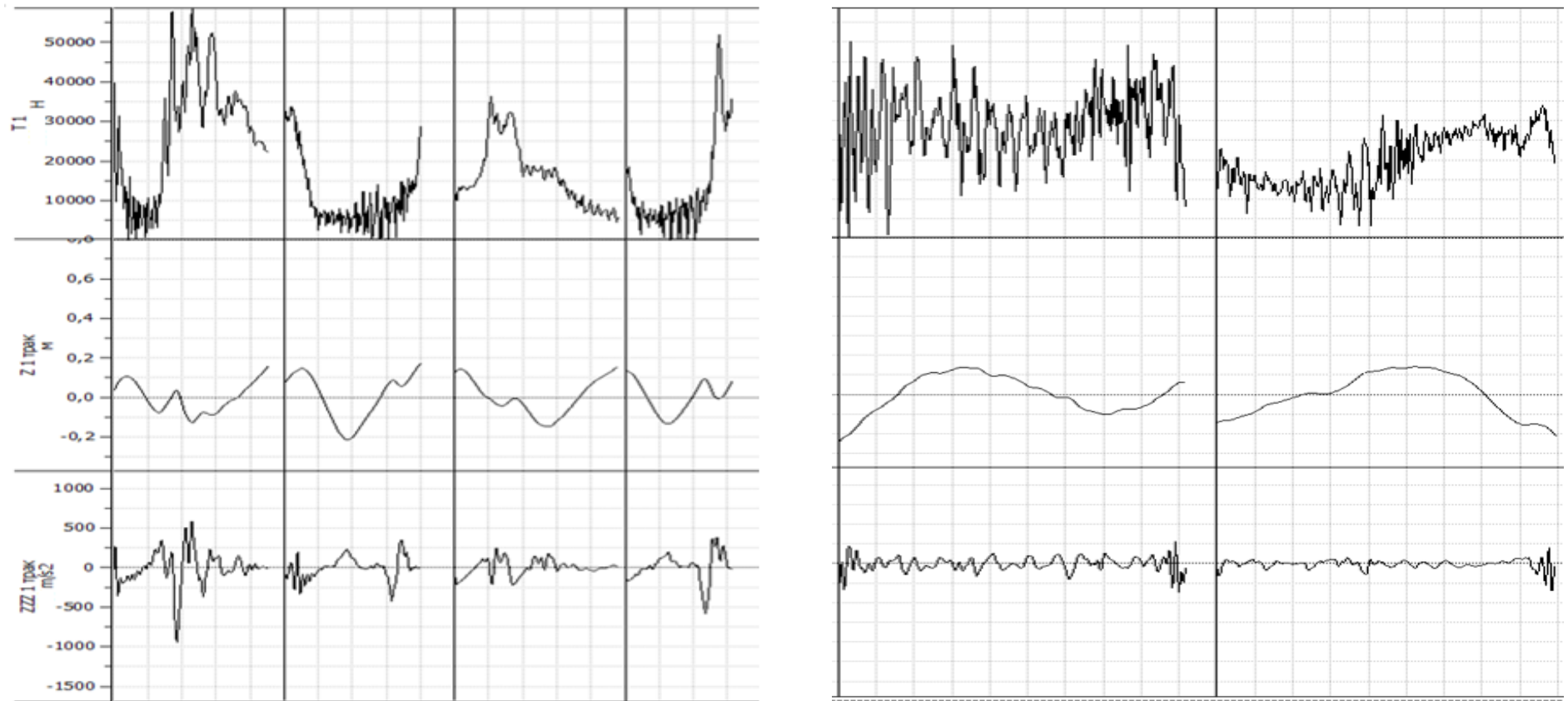
Рис. 2.4. Визуализация результатов натурального эксперимента (сверху) и моделирования (снизу) при преодолении типовой неровности

2.1.3 Моделирование динамики гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный механизм»

Динамика гусеничной машины моделировалась при прямолинейном движении машины по заданному микропрофилю с различными скоростями движения. Модель, разработанная в пакете «Универсальный механизм», позволяет задавать вероятностные характеристики микропрофиля (заранее подготовленные файлы микропрофиля) под левой и правой гусеницами. Ниже представлены полученные в пакете «Универсальный механизм» и обработанные в PowerGraph Professional 3i результаты численного моделирования движения объекта исследования в исходной комплектации по синусоидальной трассе с расставленными неровностями в соответствии с типовой отраслевой методикой испытаний на плавность хода гусеничных машин данного класса (см. Рис.2.5). На рисунке приведены фрагменты осциллограмм, демонстрирующих изменение силовых и кинематических параметров (продольная сила T_1 , ускорение $ZZZ1$, амплитуда поперечных колебаний $Z1$) одного отдельного трака при прохождении свободной и рабочей ветвей гусеничного обвода в процессе проведения типовых испытаний по преодолению периодических неровностей высотой 0,2 м и длиной волны равной двум базам машины.

На Рис. 2.5 а показаны четыре блока при прохождении трака от ВК к 1-му опорному катку (свободная ветвь), на Рис. 2.5 б прохождение трака от ленивца до ВК (рабочая ветвь).

Как видно, в свободной ветви (см. Рис. 2.5 а) продольная сила варьируется от 0 до 60000 Н, при этом броски ускорение, действующих на трак находится в диапазоне от 25 g до 98 g, амплитуда поперечных колебаний достигает величины 0,2 м, соответственно размах колебаний 0,4 м, а частоты составляющих колебательного процесса, выделенные на основе Фурье преобразования находятся в диапазоне от 4,9 до 9,7 Гц. В рабочей ветви (см. рис. 2.1.5 б) продольная сила варьируется от 0 до 50000 Н, при этом броски ускорение, находится в диапазоне от ± 10 g до 25 g, амплитуда поперечных колебаний достигает величины 0,2 м, а частоты составляющих колебательного процесса, выделенные на основе Фурье преобразования находятся в диапазоне от 2,4 до 24,0 Гц. Выявленной особенностью является то, что растягивающие усилия, возникающие в свободной ветви гусеничной машины с передним расположением ВК сопоставимы, а в отдельных случаях превышают нагрузки в рабочей ветви. Данный эффект объясняется интенсивным волновым процессом, возбуждаемым в свободной ветви при преодолении неровностей микропрофиля. Таким образом, из анализа результатов, представленных на Рис. 2.5 следует, что значения основных параметров, таких как усилие растяжения и возмущающая инерционная сила, возникающая под действием ускорения, порождаемого при сложных продольно-угловых колебаниях корпуса машины, представляют собой сложные периодические функции. Данный результат подтверждает выдвинутое выше положение о невозможности в моделях гибкой нити и упругого струны учесть всю сложность совокупной динамики ГД БГМ.



а)

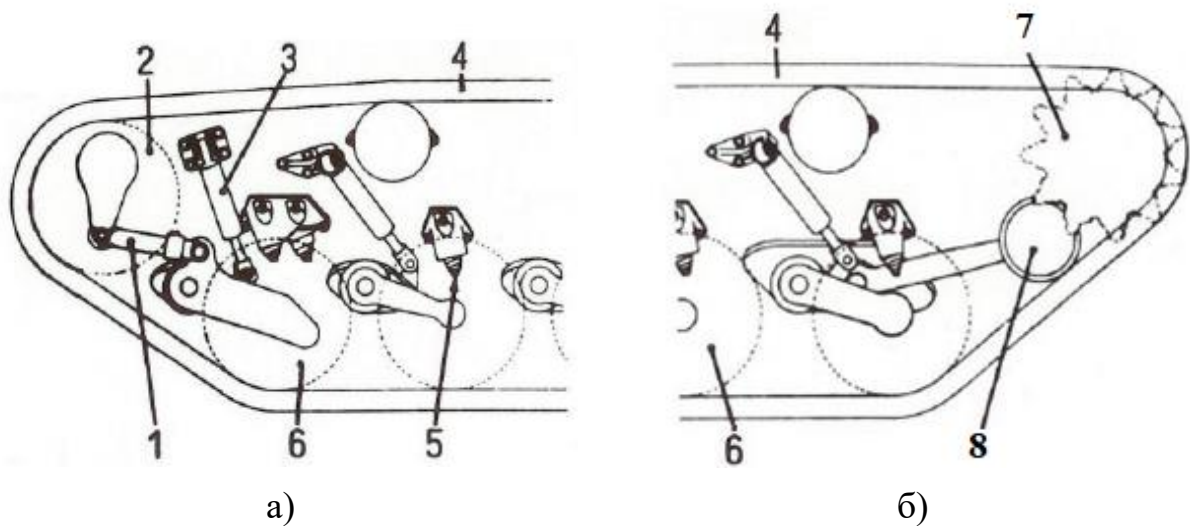
б)

Рис. 2.5. Фрагмент осциллограммы, характеризующий динамическую нагруженность трака гусеницы при его прохождении участков свободной (а) и рабочей (б) ветвей гусеничного обвода при переднем расположении ведущего колеса

2.1.4 Теоретическое обоснование технических решений, направленных на стабилизацию динамических процессов в ветвях гусеничного обвода гусеничной машины

На основе анализа результатов работ многих отечественных и зарубежных авторов, а также собственных, представленных выше [27] можно сделать вывод о том, что соотношение частот собственных форм колебаний и частот возмущений, возбуждаемых при движении по неровностям микропрофили при их полном совпадении или их кратном соотношении в совокупности с большими значениями глубины модуляции поперечной жесткости рассматриваемого участка гусеницы может привести и приводит к возникновению недопустимых значений амплитуд поперечных колебаний. Очевидно, что высокоэнергетические колебания с большими амплитудами возникают на низких частотах и, как правило, в свободной ветви гусеничного обвода, когда сила растяжения гусеницы существенно уменьшается вплоть до нуля, соответственно и уменьшается собственная частота. При кормовом расположении ведущего колеса свободная ветвь является более длинной, что создает условия к большему снижению частоты колебаний. В то же время при такой схеме обвода существует возможность эффективно регулировать силу натяжения цепи посредством управления положением кривошипа натяжного - направляющего колеса. Подобный способ реализован во многих конструкциях гусеничных движителей, в частности в работах [63-65] исследуется автоматическая система регулирования предварительной силы натяжения.

В работе [8] предлагается уменьшить риск срыва цепи с ведущего или направляющего колес при сжатии подвески первого или последнего опорного катков посредством соединения натяжного колеса с опорным катком балансирной конструкцией в которой любое пружинное движение опорного катка уравновешивается противоположным движением натяжного колеса (М 48/60, Рис. 2.6). Нечто подобное можно добиться, уравновесив натяжение цепи с помощью груза или дополнительного подпружиненного натяжного ролика (М 47, Рис. 2.6 б). Такая конструкция также снижает риск зацепления цепи на зубья ведущего колеса (захвата) при движении под уклон или торможении, когда цепь в области наклонной ветви оттягивается назад.



- 1 – балансир с устройством натяжения цепи; 2 – ленивец (натяжное колесо);
 3 – амортизатор; 4 – гусеничная цепь; 5 – упор; 6 – опорный каток; 7–
 ведущее колесо (звездочка); 8 – натяжной ролик;

Рис. 2.6. Способы регулирования силы предварительного натяжения

Такой же эффект достигается выдвиганием верхней головки балансира внутрь гусеничного обвода (БМП Бредли, Рис.2.7[56]). В этом случае верхняя головка балансира и «нож» (предназначенный для очистки ведущего колеса) дополнительно выполняют функцию успокоителя колебаний ветви.

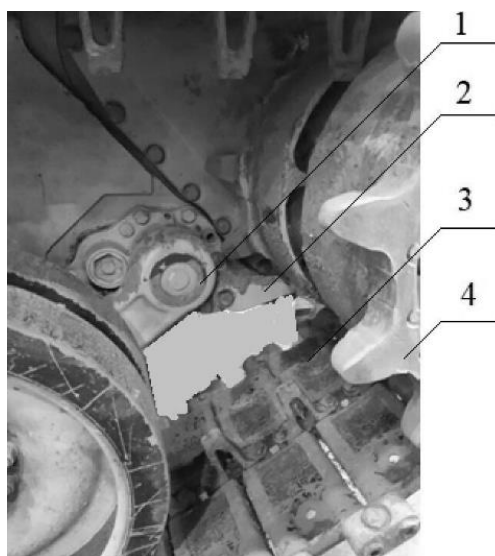


Рис. 2.7. Регулирование модальных характеристик наклонной ветви гусеничного движителя введением успокоителя жестко закрепленного на корпусе машины (1 – верхняя головка балансира; 2 - «нож» для очистки ведущего колеса; 3 – гусеница; 4 – зубчатый венец ведущего колеса)

Общность приведенных выше решений заключается в отстройке низших частот колебаний ветви обвода (динамической системы) регулированием силы натяжения и изменением длины рассматриваемого участка гусеницы. Во всех случаях достигаемое увеличение собственных частот низших форм колебаний позволяет исключить возникновение энергетически насыщенных линейных и (или) параметрических резонансов.

2.2 Теоретическое исследование колебательных процессов опорных катков (неподдрессоренных масс) движителя быстроходной гусеничной машины

Одной из целей выполненного исследования является снижение динамической и тепловой нагруженности опорных катков гусеничных машин при движении по твердым грунтам.

Для этого были разработаны математические модели, выполнена их верификация, исследованы причины, приводящие к нарушению устойчивости периодических решений, обоснованы варианты технических решений, позволяющих достичь поставленную цель.

2.2.1 Методика определения тепловой нагруженности шины опорного катка при движении по твердым грунтам

Как указывалось, выше (см. п. 1.3.2) основные геометрические параметры опорных катков определяются долговечностью резиновых амортизирующих элементов, расчет которой производится по средней статической нагрузке на каток. Расчет резиновых бандажей (массивных шин опорных катков) включает в себя определение среднего давления, максимальной радиальной деформации и максимальной температуры шины при максимальной скорости движения, а также оценку ее долговечности по механической прочности. Расчет долговечности шин по механической прочности, тепловой расчет амортизирующих элементов выполняются с помощью эмпирических зависимостей, полученных на основе обобщения результатов многочисленных стендовых испытаний, а также опыта эксплуатации прототипов. В основе данного подхода лежит разработанная в сороковых годах прошлого века Козловым А.Г. и подробно изложенная в работе [66] методика. Согласно данной методике, температура массивной шины определяется на основе расчетной схемы (Рис. 2.8)

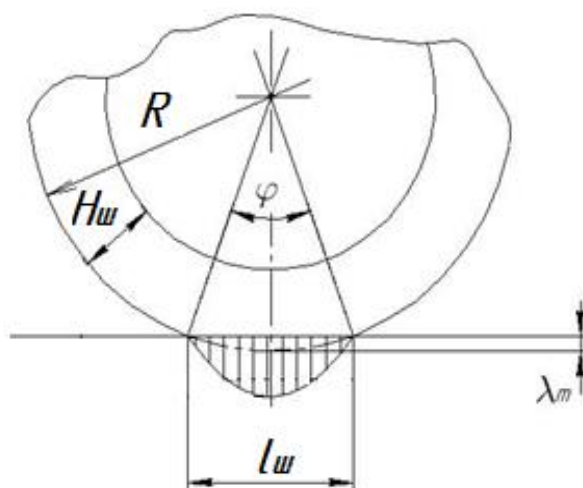


Рис. 2.8. Схема расчета резиновой шины опорного катка

Температура шины опорного катка определяется по зависимости:

$$T = t_{\text{в}} + \frac{Q}{\alpha F_{\text{ш}}}, \quad (2.8)$$

где $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, К; Q – количество тепла, выделяемое в массивной шине за 1 с работы, Дж; α – коэффициент теплоотдачи от резины к воздуху, Вт/(м²·К). Количество тепла Q определяется величиной диссипации энергии в процессе упругой деформации шины опорного катка и учитывается коэффициентом ψ внутреннего трения резины, $\psi=0.25 \dots 0,5$ по формуле (2.9)

$$Q = \frac{\psi A n}{60}, \quad n = \frac{60V}{3.6\pi R}, \quad (2.9)$$

где n – частота вращения опорного катка, об/мин; V – скорость движения машины, км/ч; A – работа деформации массивной шины за один оборот опорного катка

$$A = \pi q_m \lambda_m b_{\text{ш}} R \left(1 - \frac{\lambda_m}{2R}\right), \quad (2.10)$$

Коэффициенты, входящие в данное выражение, рассчитываются следующим образом:

$$\lambda_m = \frac{l_{ш}^2}{8R} \quad - \quad \text{максимальная деформация массивной шины, м;}$$

$$l_{ш} \approx 2 \sqrt[3]{\frac{H_{ш}}{R} \sqrt{\frac{RP_{ш}}{E_p b_{ш}}}} \quad - \quad \text{длина хорды, по которой происходит контакт шины и беговой}$$

дорожки гусеницы, м; $q_m = \frac{4P}{\pi b_{ш} l_{ш}}$ - максимальное удельное давление в контакте шины с обрезиненной беговой дорожкой, Па. Данная методика неоднократно совершенствовалась и в настоящее время является основой существующего отраслевого алгоритма прогнозирования тепловой напряженности шин опорных катков.

Выполненный по отраслевой методике расчет тепловой напряженности шины опорного катка типоразмера 560-110-27 (опорный каток одного из объекта исследования – БГМ массой 18т), показал, что температура массивной шины при максимальной скорости движения 72 км/ч и температуре окружающего воздуха +20°C достигает 123 °С (см. таблицу 1, листинг программы расчета температуры для различных скоростей движения, выполненных по отраслевой методике, приведены в Приложении 2).

Таблица 1

Значения температуры внутренних слоев шины опорного катка при движении по твердому опорному основанию

V, км/ч	Значения измеряемых параметров							
	0	10	20	30	40	50	60	72
t, °С	20,0	34,4	48,8	63,3	77,7	92,0	106,5	123,0

В тоже время, из опыта эксплуатации машин данного класса, а также результатов собственных полигонных испытаний установлены факты повышенной динамической, вибрационной и тепловой нагруженности опорных катков и массивных шин при скоростях движения существенно ниже максимальных. В соответствии с этим, для исследования динамического процесса возбуждения высокочастотных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности решаются задачи разработки комплекса математических моделей:

- конечно-элементной модели для определения жесткости упругого взаимодействия опорного катка и гусеничной ленты при движении по твердым грунтам с различными характеристиками;

- математической модели для моделирования параметрических колебаний опорного катка при движении по твердой опорной поверхности.

Кроме того, на основе расчетно-экспериментального исследования динамического процесса возбуждения высокочастотных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности, обосновывается метод совершенствования конструкции гусеничного движителя БГМ, исключая эффект возникновения параметрических резонансных колебаний (Глава 4).

2.2.2 Математические модели для определения переменной жесткости упругого взаимодействия опорного катка и гусеницы при движении по твердым грунтам

Исходными данными при разработке математических моделей являются параметры реального объекта исследований – быстроходной гусеничной машин массой 18 т. При этом параметры шины опорного катка и беговой дорожки гусеницы определяются используемыми материалами. Шины опорных катков изготовлены из резины марки 4Э-1386 (модуль Юнга варьируется в диапазоне 6-12 МПа, в расчете принимается $E=9,0$ МПа), резиновый слой гусеницы изготовлен из материала 51-3064 (модуль Юнга варьируется в диапазоне 4,5-8 МПа, в расчете принимается $E=7,36$ МПа). Совместная жесткость упругого взаимодействия «шина-дорожка гусеницы» определялась методом конечно-элементного моделирования и валидировалась по результатам экспериментальных исследований. Моделирование выполнялось в пакете MSC Nastran. Расчет реализован в SOL 101- нелинейном блоке статического анализа, размер конечных элементов варьируется от 2 до 5 мм. При моделировании приняты условия нагружения опорного катка силой 15 кН.

При определении методом конечных элементов параметров упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы рассматривались несколько расчетных схем, отличающихся степенью учета свойств грунта (модуля Юнга для бетона, щебня и песка), а также влияния характера распределения нагрузки между соседними траками и опорными катками. На Рис. 2.9 а,б,в демонстрируется последовательное усложнение расчетных схем, в таблицы 2, 3 сведены некоторые параметры МКИ-моделей и характеристики используемых в моделях материалов.

Первая расчетная схема (см. Рис.2.9) представляет из себя опорный каток, взаимодействующий с траками гусеницы, зафиксированными заделками и полностью исключающими смещение траков (движение по абсолютно твердой поверхности). На опорный каток прикладывается нагрузка 15000 Н, соответствующая воздействию со стороны гусеничной машины.

Вторая расчетная схема (см. Рис. 2.9 б) представляет из себя опорный каток, взаимодействующий с траками гусеницы, установленными на грунте, обладающим реальными физическими свойствами. В этом случае, при взаимодействии траков с грунтом реализуется неравномерность деформации грунта под траками, что приводит к изменению вертикального перемещения оси опорного катка.

По результатам моделирования по второй расчетной схеме (см. Рис.2.9 ,б), была установлена необходимость учета взаимодействия соседних траков, податливости РМШ, а также учета силы натяжения гусеницы. В следствие этого была разработана третья расчетная схема (см. Рис.2.9 в), обоснованность которой подтверждается на Рис.2.9 г, где иллюстрируется контакт как минимум четырех траков, воспринимающих нагрузку от одного опорного катка.

Таблица 2

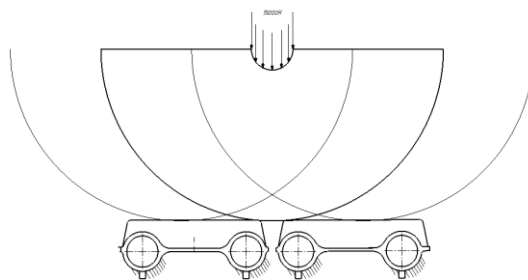
Некоторые параметры конечно-элементных моделей для определения упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы

Элемент конструкции	Материал	Размер конечного элемента	Число элементов
Резина серийного трака	Резина	15	1668
Трак серийный	Сталь	10,9	11653
Резина пальца	Резина	15,3	2282
Палец	Сталь	19,8	1369
Каток	Сталь	12	22232
Бандаж катка	Резина	12	9002
Скоба	Сталь	12,4	1010
Грунт	Песок, Бетон	15	27154
Трак Z-образный	Сталь	10,9	13821
Модель			Число конечных элементов
Взаимодействие опорного катка и серийной гусеницы (упрощенное)			255334
Взаимодействие опорного катка и Z-гусеницы (упрощенное)			248678
Взаимодействие опорного катка и серийной гусеницы, с учетом нагрузки от соседних катков			659680
Взаимодействие опорного катка и Z-гусеницы, с учетом нагрузки от соседних катков			774678

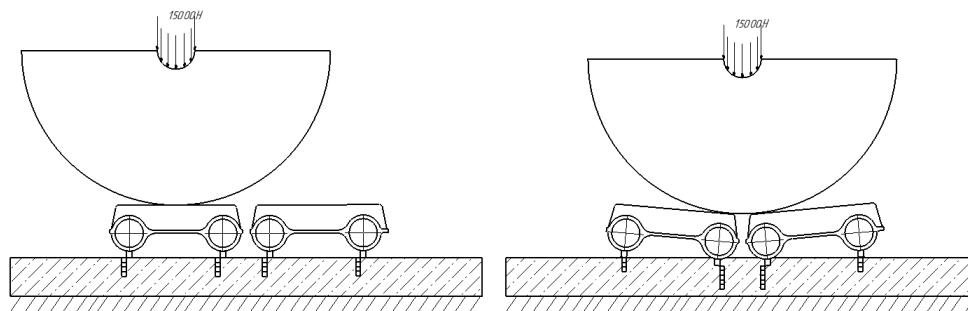
Таблица 3

Характеристики материалов, используемые при конечно-элементном моделировании

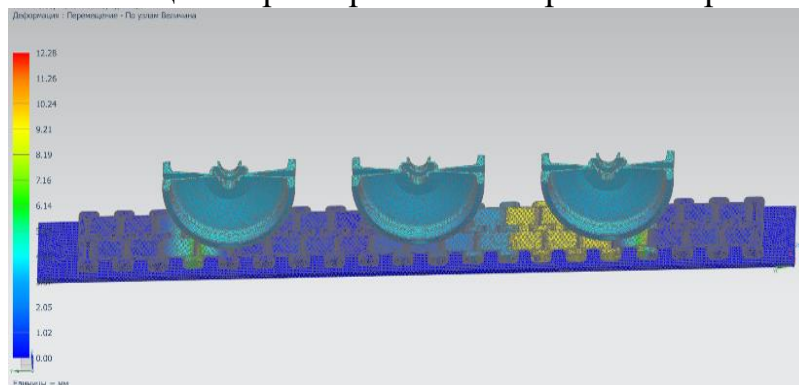
Материал	Плотность кг/м ³	Модуль упругости , МПа	Коэффициент Пуассона
Сталь	7800	206 000	0,298
Резина 4Э-1386	1130	9,0	0,49
Резина 51-3064	1130	7,36	0,49
Песок	1700	10-50	0,17
Бетон	2900	24 000-32 500	0,18
Щебень	1600	49	0,25



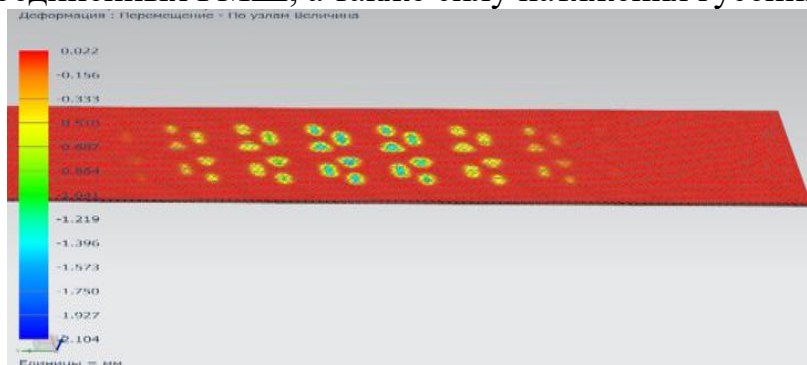
а) расчетная схема взаимодействие опорного катка с траками, без учета характеристик опорной поверхности



б) расчетная схема взаимодействия опорного катка с гусеницей, учитывающая характеристики опорной поверхности



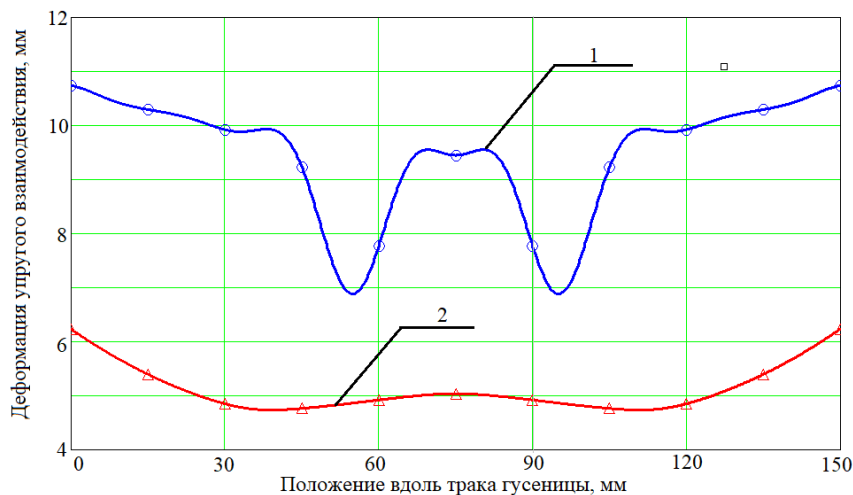
в) расчетная схема, учитывающая взаимодействие соседних траков, соединенных РМШ, а также силу натяжения гусеницы



г) иллюстрация влияния соседних траков на вертикальное перемещение оси балансира исследуемого опорного катка

Рис. 2.9. Эволюция расчетных схем при определении методом конечных элементов параметров упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы

На рис. 2.10 иллюстрируется характер изменения деформации упругого взаимодействия серийного катка при перекачивании по беговой дорожке гусеницы. Валидация расчетной КЭ модели проводилась сравнением результатов расчета с экспериментальными данными, представленными на рис. 2.11 Сравнение результатов показало удовлетворительную сходимость в диапазоне 3 ... 5 %.



Рису. 2.10. Деформация упругого взаимодействия при перекачивании серийного катка по беговой дорожке гусеницы
1 – движение по грунту (песок, табл. 2); 2 – движение по твердому опорному основанию (бетон, табл. 2)

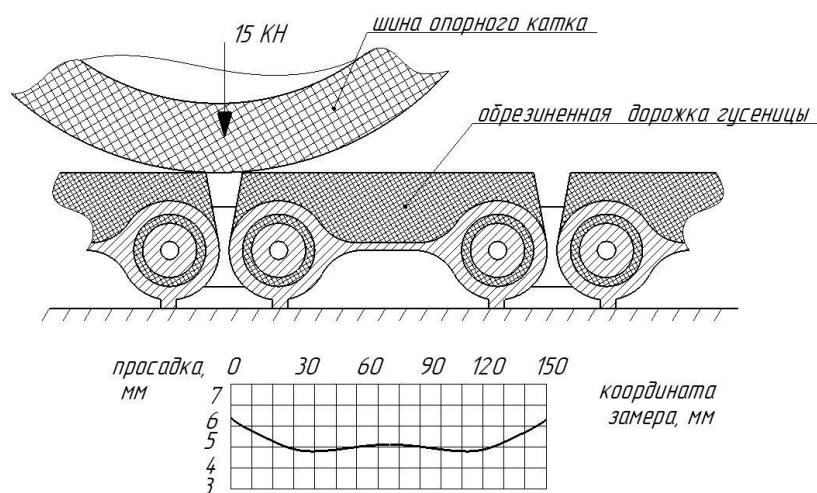


Рис.2.11. Схема экспериментального определения совместной деформации шины и резинового слоя гусеницы объекта исследования

По результатам расчетно-экспериментального исследования на серийной машине установлено, что величина вертикальных перемещений опорного катка

при движении по податливому песчаному грунту характеризуется большими неупругими деформациями грунта, сопряженными с низкочастотной собственной формой колебаний, не приводящей к возбуждению резонансов и, соответственно, повышению температуры эластомера. В тоже время при движении по твердому опорному основанию фиксируются упругие деформации катка и обрезиненной беговой дорожки гусеницы достигающие величины 6,2 мм с амплитудой 1,4 мм. При этом максимальные деформации, чередующиеся с «траковой» частотой, наблюдаются при перекаtywании катка через резинометаллические шарниры (РМШ). Минимальные деформации фиксируются при положении катка на середине плиты трака (сравниваем кривую 2 на Рис. 2.10 с аналогичной кривой на Рис.2.11, полученной экспериментально). Данные деформации соответствуют деформации шины катка в существующей методике расчета. Очевидно, что при перекаtywании через РМШ возникают дополнительные, не учитываемые в отраслевой методике нагрузки на каток, а при совпадении «траковой» частоты с собственной частотой колебаний неподрессоренной массы опорного катка на жесткости, определяемой взаимодействием шины опорного катка с беговой дорожкой гусеницы, возможно возникновение резонансных колебаний. Эти колебания приведут к существенному увеличению амплитуды деформации шины опорного катка и, как следствие, к увеличению температуры.

Для оценки динамической и тепловой нагруженности используется двухмассовая математическая модель, учитывающая колебания неподрессоренной массы опорного катка, поддрессоренной массу корпуса машины, а также включающая в себя блок расчета температуры массивной шины.

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_1 &= \frac{-C_1 * (Z_1 - a * \sin(\omega t)) - C_2 * (Z_1 - Z_2) - b_1 * (Z_1 - a * \omega * \cos(\omega t))}{m_1} \\ \ddot{Z}_2 &= \frac{-C_2 * (Z_2 - Z_1) - b_2 * (Z_1 - Z_2)}{m_2} \\ t_{ш} &= t_{возд} + \frac{0.181 \cdot \psi \cdot V \cdot P_{ш}^{1.426} \cdot \sqrt[3]{H_{ш}}}{\sqrt[6]{D_{ш}^5 \cdot \sqrt{B_{ш}} \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha \cdot F_{ш}}}, \end{aligned} \quad (2.11)$$

где $\ddot{Z}1$ – ускорение опорного катка; $\ddot{Z}2$ – ускорение подрессоренной массы, приходящейся на один каток; V – скорость БГМ; $F_{ш}$ – площадь поверхности массивной шины; $t_{возд}$ – температура окружающей среды; $t_{ш}$ – температура массивной шины. Выражение для $t_{ш}$ получено после последовательного расчета работы внутренних сил трения, их преобразования в тепло для установившегося значения температуры шины для заданной скорости движения V . Подробно методика расчета изложена в [66, 2]. Расшифровка и значения параметров, необходимых для выполнения расчета приведены в таблице 4.

Таблица 4

Параметры расчета температуры массивной шины

Обозначение переменной	Наименование	Значение
$C1$	жесткость упругого взаимодействия шины катка с беговой дорожкой гусеницы, Н/м	2 588 000
$C2$	жесткость подвески, Н/м	78940
$m1$	масса катка, кг	63
$m2$	масса машины, приходящаяся на один каток, кг	1500
L	шаг гусеницы, м	0.15
V	скорость движения машины, км/ч	задается
ω	«траковая» частота, рад/с	$(2\pi \cdot V) / (3,6 \cdot L)$
a	амплитуда микропрофиля, формируемого при перекаtywании катка по беговой дорожке гусеницы, м	задается
ψ	коэффициент внутреннего трения резины	0,25
$H_{ш}$	высота резинового массива шины, мм	28
$F_{ш}$	площадь поверхности резинового массива, м ²	0,441
$D_{ш}$	диаметр шины, мм	560
$B_{ш}$	ширина шины, мм	100
α	эквивалентный коэффициент теплоотдачи	19,86
$t_{возд}$	температура потоков воздуха, °С	20
E_p	модуль упругости резины, МПа	9

Особенностью предложенного подхода является то, что $P_{ш}$ в отличие от отраслевой методики, является функцией (суммой) двух составляющих – статической $P_{ст}$ и динамической $P_{дин}$, определяемых следующими выражениями:

$$P_{ст} = \frac{K_k \cdot K_{ш} \cdot (0,5 \cdot M \cdot 9.81 + P_{нат})}{m_k \cdot m_{ш}}$$

$$P_{дин} = \ddot{Z}1 \cdot ml$$

где $K_k = 1,05$ и $K_{ш} = 1,15$ – коэффициенты, учитывающие перегрузку катков на одном борту и перегрузку шин на одном катке, соответственно; $m_k = 6$ и $m_{ш} = 2$ – количество опорных катков на одном борту и количество шин на одном катке, соответственно; $M = 18000$ кг – масса машины; $P_{нат} = 19000$ Н – предварительное статическое натяжение.

Результаты моделирования показали, что максимальные высокочастотные виброускорения неподрессоренной массы при движении по твердому грунту достигают величины 20 - 25g. При этом температура внутренних слоев массивных шин достигает величины 150 ... 160 градусов при движении в резонансном режиме за непродолжительное время, а допустимая температура используемого эластомера составляет 153 градуса. Следствием этого является интенсивная деградация массивных шин опорных катков (см. Рис. 1.3 а в 1 главе). Это подтверждается результатами ранее выполненных в АО «СКБМ» измерения температуры в массивных шинах опорных катков БГМ, на Рис. 2.12 [67].

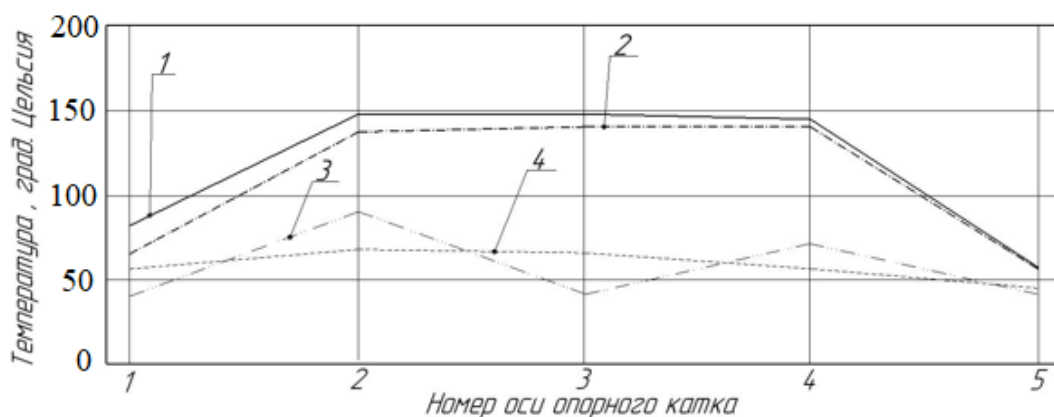


Рис. 2.12. Распределения температуры внутри массивных шин и на ее поверхности: 1,2 – температура внутри массивных шин опорных катков правого и левого бортов; 3,4 - температура на поверхности массивных шин опорных катков правого и левого бортов

Как следует из рисунка температура в сердцевине массивных шин 2, 3, и 4-го опорных катков стабильно держится на уровне 150°C, что свидетельствует о перегреве шин опорных катков в процессе эксплуатации.

Как указывалось, выше, в существующих методиках расчета температура массивной шины определяется без учета звенчатости гусеничного обвода [66]. В то же время при воздействии на массивную шину постоянной статической нагрузки, но при переменной жесткости в контакте массивной шины опорного катка и обрешиненной беговой дорожки, что учитывается в модели (2.7), удельное давление в контакте не является постоянным, а меняется в соответствии с «траковой» частотой, что приводит к периодическому изменению деформации массивной шины. Результатом этого является возникновение параметрических колебаний, с периодически изменяемым параметром $c(t)$ – жесткостью .

2.2.3 Анализ устойчивости динамических колебаний опорных катков по диаграмме Айнса-Стретта

Используемая в работе методология оценки устойчивости периодических решений уравнения Матье при параметрических колебаниях .В данном случае, на основе уравнения Матье (2.12) в параметрах диаграммы Айнса-Стретта строится диаграмма Айнса-Стретта, исследуются границы неустойчивости динамического процесса с учетом влияния диссипативных сил, определяемых экспериментально.

$$\frac{d^2 Z}{d\tau^2} + [a + 2h \cos(p\tau)]Z = 0, \quad (2.12)$$

где $a = \left(\frac{2\omega_0}{p}\right)^2 = \frac{c_0 t_r^2}{m\pi^2 V^2}$; $h = a\mu$. Коэффициент глубины модуляции переменного параметра $\mu = 0,292$ определяется по результатам конечно-элементного моделирования. На рис. 2.13 приведен анализ устойчивости системы без учета диссипации, где границы областей неустойчивости

представлены в виде степенных рядов. Как видно из анализа рисунка, для рассматриваемой динамической системы существует две области неустойчивости – с параметром $a = 1$ и параметром $a = 4$. Для точного определения границ неустойчивости необходимо учесть диссипативные силы в эластомере.

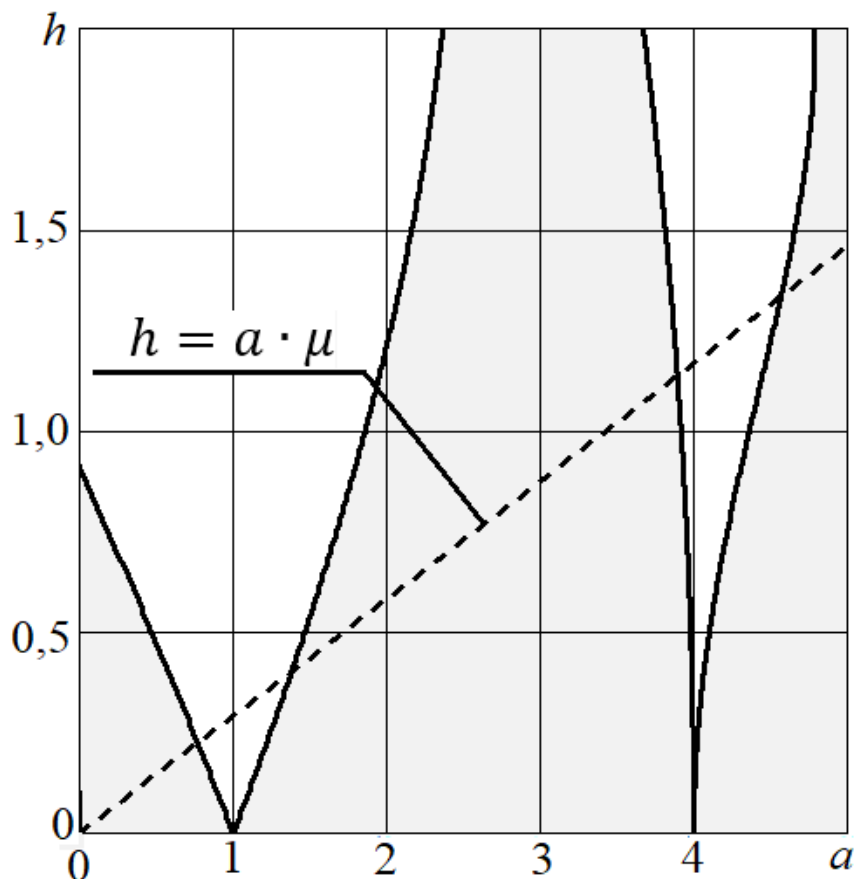


Рис. 2.13. Анализ устойчивости системы без учета диссипативных сил

Дифференциальное уравнение движения линейной системы при параметрическом возбуждении представим в следующем виде:

$$\ddot{q} + 2\varepsilon\dot{q} + \omega^2[1 + 2\mu\cos(pt)]q = 0. \quad (2.13)$$

Для уточнения границ неустойчивости, представленных на рисунке зон с учетом диссипативных сил, воспользуемся методом гармонического баланса и математическими выкладками. Конечные зависимости для границ неустойчивости в виде $h(a, \delta)$ выразим в следующем виде:

Для зоны с параметром $a = 1$:

$$h(a, \delta) = \frac{\sqrt{a^2 \cdot \delta^2 + a^2 \cdot \pi^2 - 2\pi^2 \cdot a + \pi^2}}{a \cdot \pi} \quad (2.14)$$

Для зоны с параметром $a = 4$:

$$h(a, \delta) = \frac{a^2 \cdot \sqrt{(a^2 \cdot \delta^2 + 2\pi^2 \cdot a - 8\pi^2) \cdot (a^2 \cdot \delta^2 + a^2 \cdot \pi^2 - 8\pi^2 \cdot a + 16 \cdot \pi^2)}}{a^3 \cdot (a^2 \cdot \delta^2 + 2\pi^2 \cdot a^2 - 8\pi^2 \cdot a)}, \quad (2.15)$$

где a и h - как и в предыдущем случае параметры диаграммы Айнса-Стретта; δ – логарифмический декремент затухания, который определяется из безразмерного коэффициента затухания следующим выражением:

$$\delta = \frac{2\pi\varepsilon}{\omega}, \quad (2.16)$$

где ω – собственная частота неподрессоренной массы на жесткости упругого взаимодействия ОК с беговой дорожкой гусеницы; ε – канонический коэффициент затухания, который варьируется для эластомеров данного типа (4Э-1386 и 51-3064) в диапазоне от 3,75 до 6,75. Таким образом, диаграммы Айнса-Стретта с учетом диссипативных сил принимает следующий вид, представленный на Рис. 2.14.

Как следует из рисунка, без учета диссипативных сил зонами резонанса являются клиновые области на диаграмме Айнса-Стретта, соответствующие параметрам $a = 1$ и $a = 4$ (см. Рис. 2.14). При этом, учет диссипации исключает из рассмотрения зону с параметром $a = 4$. Для большей наглядности на Рис. 2.14 б в большем масштабе развернута зона с параметром $a = 1$. Как следует из анализа этого рисунка на скоростях движения от 16,0 ... 17,7 км/ч до 23,0 ... 25,0 км/ч опорный каток (неподрессоренная масса) находится в зоне параметрического резонанса, что и является основной причиной высокой динамической и тепловой нагруженности ОК. Для исключения данного явления эффективным и единственным способом является снижение глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы.

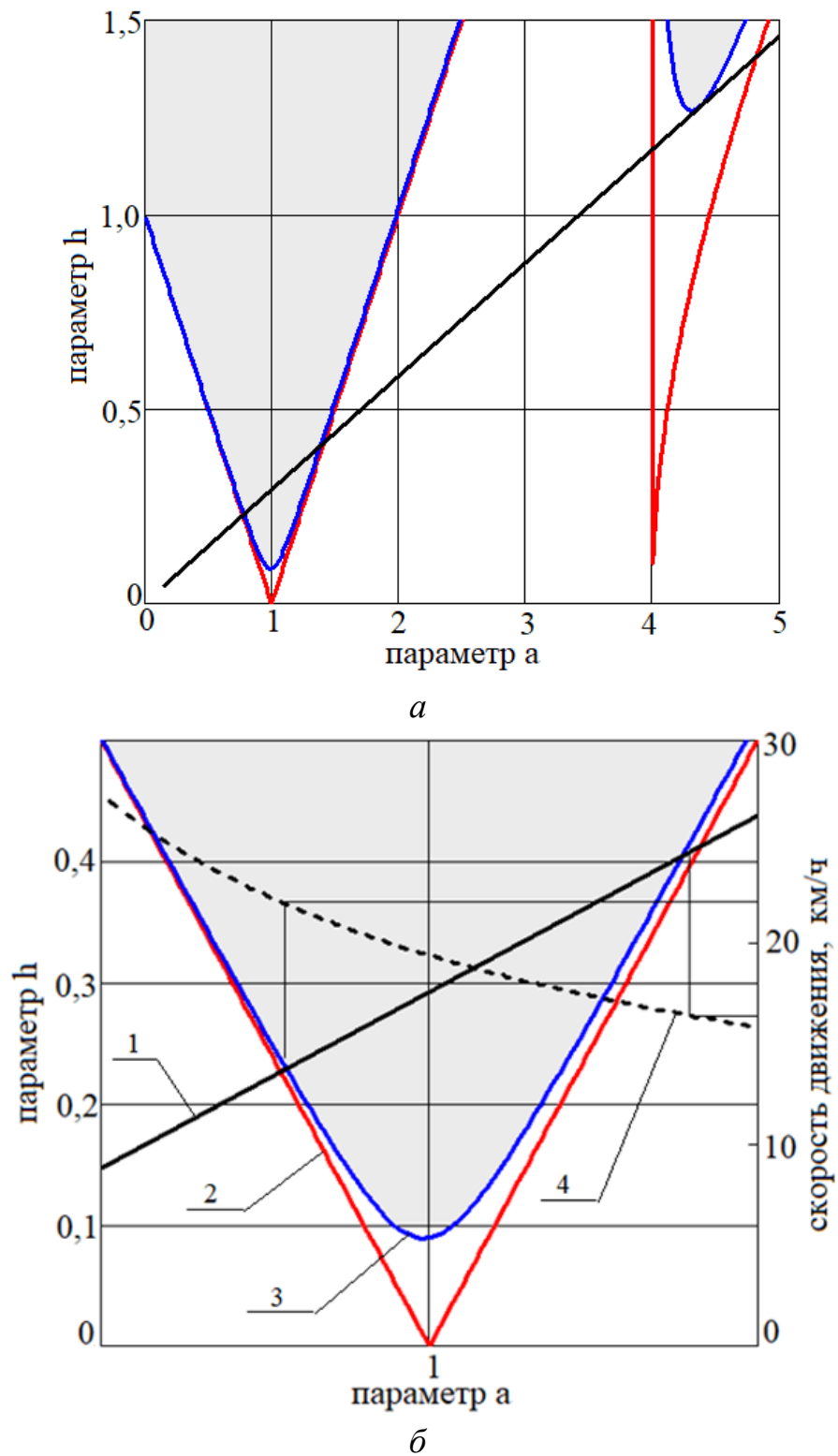


Рис. 2.14. Анализ устойчивости системы без учета и с учетом диссипативных сил: a – визуализация зон неустойчивости; b – фрагмент, соответствующей параметру $a = 1$

1 – текущая зависимость параметра глубины модуляции переменной жесткости от параметра a ; 2 – граница зоны устойчивости без учета диссипативных сил; 3 – граница зоны устойчивости с учетом диссипативных сил; 4 – скорость движения БГМ

2.3 Теоретическое исследование высокочастотного вибрационного нагружения на «траковой» частоте специального оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины

Краткий анализ работ, приведенных в разделе 1, а также многих других, не представленных в выполненном выше обзоре, позволяет сделать заключение о том, что общий подход для оценки виброн нагруженности и эффективности функционирования различных механизмов и устройств, размещенного в корпусе БГМ достаточно хорошо проработан. В то же время, при исследовании процессов функционирования вновь разрабатываемых устройств, например, устанавливаемых на подрессоренной массе или вынесенных за пределы обитаемого пространства, необходимо дополнительно проработать вопрос влияния установленных выше параметрических резонансных колебаний на уровень виброакустической нагруженности этих устройств. Поэтому целью данного раздела является разработка и верификация математических моделей для прогнозирования динамической нагруженности и вибраций корпусных элементов машины, специального и технологического оборудования, возбуждаемых колебаниями неподдресоренных масс – опорных катков, определение диапазона их обоснованного и корректного использования.

2.3.1 Разработка расчетной схемы и аналитической математической модели системы подрессоривания БГМ

Для достижения поставленной цели на начальном этапе используется классический подход разработки расчетной схемы и математической модели, построенный на общепринятой практике проектирования ходовой части гусеничных машин [2], подразумевающий рассмотрение пути распространения вибраций по схеме «опорный каток – упругий и демпфирующий элементы подвески – подрессоренная масса». При этом, в качестве основного источника

возмущения рассматриваются колебания опорных катков, исследованные в предыдущем разделе.

При теоретическом исследовании на начальном этапе принята расчетная динамическая модель, эквивалентная реальной системе. При составлении динамической модели учтены основные элементы ходовой части и блока подвески БГМ, оказывающие влияние на плавность хода и колебания: внутреннее трение и жесткость шины опорного катка; неподрессоренная масса опорного катка, включающая массу шины (резинового бандажа); жесткость, силы трения, демпфирующие свойства, поддрессоренную массу, приходящуюся на один блок подвески. На Рис.2.15 приведена динамическая модель блока подвески, возмущающим фактором в которой является кинематическое возмущение, формируемое перекатыванием катка по звенчатой беговой дорожке гусеничного движителя.

При составлении дифференциальных уравнений колебаний в соответствии с расчетной схемой принимаем, что колебания поддрессоренной и неподрессоренной масс малы, отрыв опорного катка не допускается, движение равномерное, сила сопротивления качению отсутствует, опорное основание абсолютно жесткое, жесткости упругих элементов и диссипативные коэффициенты считаем постоянными, массой упругих и демпфирующих элементов блока подвески пренебрегаем.

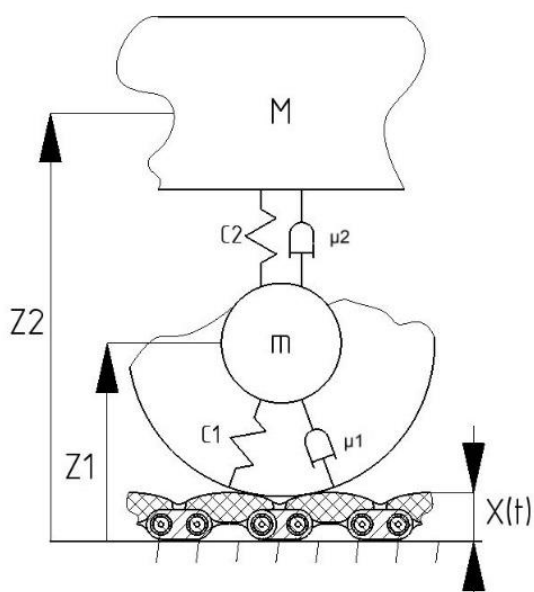


Рис. 2.15. Динамическая модель блока подвески

Для составления уравнений движения воспользуемся уравнением Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.17)$$

где T , Π и Φ - соответственно кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция системы; q_i - обобщенная i -я координата; Q_i - обобщенная сила по i -ой координате.

Выражения для кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} 2T &= m\dot{z}_1^2 + M\dot{z}_2^2, \\ 2\Pi &= c_1 f_1^2 + c_2 f_2^2, \\ 2\Phi &= \mu_1 \dot{f}_1^2 + \mu_2 \dot{f}_2^2, \end{aligned} \quad (2.18)$$

где f_1 и f_2 - перемещения масс m и M соответственно. Выражения для обобщенных сил по обобщенным координатам имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{z_1} &= c_1 f_{0_1} + c_2 f_{0_2} = mg - Mg, \\ Q_{z_2} &= c_2 f_{0_2} = Mg, \end{aligned} \quad (2.19)$$

где

$$\begin{aligned} f_1 &= x(t) - z_1 - f_{0_1}, & f_2 &= z_1 - z_2 - f_{0_2}, \\ \dot{f}_1 &= \dot{x}(t) - \dot{z}_1, & \dot{f}_2 &= \dot{z}_1 - \dot{z}_2, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где f_{0_1} и f_{0_2} - деформации шины опорного катка и упругого элемента подвески, соответствующие статическим ходам соответствующих масс.

Взяв частные производные по обобщенным координатам от выражений (2.18) и подставив соответствующие значения в уравнение (2.17) с учетом (2.19) и проведя соответствующие преобразования с учетом (2.20) получена система дифференциальных уравнений, определяющих динамику и позволяющую решать задачи анализа и синтеза динамической системы «беговая дорожка гусеницы – опорный каток – подрессоренная масса»:

$$\begin{cases} M\ddot{z}_2 + c_2(z_2 - z_1) + \mu_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \\ m\ddot{z}_1 + c_2(z_1 - z_2) + \mu_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - x(t)) + \mu_1(\dot{z}_1 - \dot{x}(t)) = 0 \end{cases} \quad (2.21)$$

Используя систему (2.21), применяя методы статистической линеаризации, определив передаточные функции системы и зная ее входные возмущения представляется возможным оценить устойчивость динамической системы и определить ее выходные параметры.

Определим частотные характеристики системы. Исследование начнем с получения характеристического уравнения динамической системы. Для этого рассмотрим свободные колебания при $x(t) = 0$. В этом случае система (2.21) принимает следующий вид:

$$\begin{cases} M\ddot{z}_2 + c_2 z_2 + \mu_2 \dot{z}_2 - c_2 z_1 - \mu_2 \dot{z}_1 = 0 \\ m\ddot{z}_1 + c_2 z_1 + \mu_2 \dot{z}_1 + c_1 z_1 + \mu_1 \dot{z}_1 - c_2 z_2 - \mu_2 \dot{z}_2 = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Решение системы будем искать в виде $z_1 = A_{z_1} e^{kt}$; $z_2 = A_{z_2} e^{kt}$. Подставляя искомое решение в (2.22) получим систему алгебраических линейных однородных уравнений относительно A_{z_1} и A_{z_2} :

$$\begin{cases} [Mk^2 + \mu_2 k + c_2]A_{z_2} - [\mu_2 k + c_2]A_{z_1} = 0 \\ -[\mu_2 k + c_2]A_{z_2} + [mk^2 + (\mu_1 + \mu_2)k + (c_1 + c_2)]A_{z_1} = 0 \end{cases} \quad (2.23)$$

Раскрывая определитель системы получим характеристическое уравнение вида:

$$a_4 k^4 + a_3 k^3 + a_2 k^2 + a_1 k + a_0 = 0, \quad (2.24)$$

где

$$\begin{aligned}
 a_4 &= Mt & (2.25) \\
 a_3 &= M(\mu_1 + \mu_2) + t\mu_2 \\
 a_2 &= \mu_1\mu_2 + M(c_1 + c_2) + tc_2 + 2\mu_2^2 \\
 a_1 &= c_1\mu_2 + c_2\mu_1 + 4c_2\mu_2 \\
 a_0 &= c_2(c_1 + 2c_2)
 \end{aligned}$$

Задавшись, приведенными ниже параметрами динамической системы, соответствующей объекту исследования - быстроходной гусеничной машины массой 18000 кг:

$$\begin{aligned}
 M &= 15000 \text{ кг}; \quad t = 63 \text{ кг}; \quad c_1 = 2588000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad c_2 = 78940 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \\
 \mu_1 &= 1500 \text{ Нмс}; \quad \mu_2 = 20 \text{ Нмс}.
 \end{aligned}$$

Определим резонансные частоты, являющиеся корнями характеристического уравнения (полюсами системы). Решая характеристическое уравнение (2.24) получаем $2N$ (N – число степеней свободы) собственных значений в виде комплексно-сопряженных пар:

$$-12,06 + 205,38j; \quad -12,06 - 205,38j; \quad -0,0066 - 7,362j; \quad -0,0066 + 7,362j.$$

Действительная часть представляет собой значение коэффициента затухания, а мнимая часть является собственной частотой, определенной с учетом демпфирования (размерность – рад/с). Таким образом, собственная частота колебаний опорного катка при движении по обрезиненной беговой дорожке составляет 205,73 рад/с (32,7 Гц), а собственная частота колебаний подрессоренной массы составляет 7,36 рад/с (1,17 Гц).

Далее исследуем вынужденные колебания системы. Для этого воспользуемся операционным методом, как наиболее эффективным при исследовании систем линейных дифференциальных уравнений. Воспользовавшись преобразованием Лапласа, преобразуем систему уравнений(2.21) при нулевых начальных условиях $t = 0 \quad z_1 = \dot{z}_1 = z_2 = \dot{z}_2 = 0$. Изображения обобщенных координат и их производных, а также координаты $x(t)$ и ее производной имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
z_1(t) &\equiv z_1(s) & \dot{z}_1(t) &\equiv sz_1(s) & \ddot{z}_1(t) &\equiv s^2 z_1(s) \\
z_2(t) &\equiv z_2(s) & \dot{z}_2(t) &\equiv sz_2(s) & \ddot{z}_2(t) &\equiv s^2 z_2(s) \\
x(t) &\equiv x(s) & \dot{x}(t) &\equiv sx(s)
\end{aligned}
\tag{2.26}$$

где s – комплексная величина, а « \equiv » – знак «тождественно».

Подставляя выражения (2.26) в систему дифференциальных уравнений (2.21) получаем систему линейных алгебраических уравнений относительно $z_1(s)$ и $z_2(s)$:

$$\begin{cases}
[Ms^2 + \mu_2 s + c_2]z_2(s) - [\mu_2 s + c_2]z_1(s) = 0 \\
-[\mu_2 s + c_2]z_2(s) + [ms^2 + (\mu_1 + \mu_2)s + (c_1 + c_2)]z_1(s) = (c_1 + \mu_1 s)x(s)
\end{cases}
\tag{2.27}$$

Из системы уравнений (2.27) получим передаточные функции от кинематического возмущения на опорный каток к подрессоренной и не подрессоренной массам. Передаточная функция от беговой дорожки гусеницы к подрессоренной массе машины, приходящейся на один блок подвески, выраженная из (2.27) и имеет следующий вид:

$$W_{\frac{z_2}{x}}(s) = \frac{\mu_1 \mu_2 s^2 + (c_1 \mu_2 + c_2 \mu_1) + c_1 c_2}{Mms^4 + (M\mu_1 + M\mu_2 + m\mu_2)s^3 + (Mc_1 + Mc_2 + mc_2 + \mu_1 \mu_2)s^2 + (c_1 \mu_2 + c_2 \mu_1)s + c_1 c_2}
\tag{2.28}$$

Выполнив подстановку $b_0 \dots b_4$ в соответствии с выражениями:

$$\begin{aligned}
b_4 &= Mt \\
b_3 &= M\mu_1 + M\mu_2 + m\mu_2 \\
b_2 &= \mu_1 \mu_2 + Mc_1 + Mc_2 + mc_2, \\
b_1 &= c_1 \mu_2 + c_2 \mu_1 \\
b_0 &= c_1 c_2
\end{aligned}
\tag{2.29}$$

получим окончательное выражение для передаточной функции в операторной форме:

$$W_{\frac{z_2}{x}}(s) = \frac{\mu_1 \mu_2 s^2 + b_1 s + b_0}{b_4 s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}
\tag{2.30}$$

Сгруппировав в числителе и знаменателе четные и не четные степени s , выполнив подстановку $s = j\omega$, где j – мнимая единица, а ω – возмущающая частота, принимая во внимание то, что модуль комплексного передаточного числа определяется в соответствии с зависимостью:

$$|a + jb| = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (2.31)$$

где a и b – действительная и мнимая части комплексного числа, получаем зависимость для определения амплитуды установившихся колебаний (АЧХ) по координате z_2 при гармоническом законе изменения координаты x кинематического возмущения опорного катка при движении по звенчатой поверхности беговой дорожки гусеницы:

$$A_{z_2}(\omega) = \sqrt{\frac{(b_0 - \mu_1\mu_2\omega^2)^2 + b_1^2\omega^2}{(b_4\omega^4 - b_2\omega^2 + b_0)^2 + (b_1\omega - b_3\omega^3)^2}}, \quad (2.32)$$

Передаточная функция от беговой дорожки гусеницы к неподрессоренной массе опорного катка, также находится из выраженной из (2.27) и имеет следующий вид:

$$W_{\frac{z_1}{x}}(s) = \frac{M\mu_1s^3 + (Mc_1 + \mu_1\mu_2)s^2 + (c_1\mu_2 + c_2\mu_1)s + c_1c_2}{Mms^4 + (M\mu_1 + M\mu_2 + m\mu_2)s^3 + (Mc_1 + Mc_2 + mc_2 + \mu_1\mu_2)s^2 + (c_1\mu_2 + c_2\mu_1)s + c_1c_2} \quad (2.33)$$

С учетом подстановок (2.29) выражение для передаточной функции в операторной форме по координате z_1 имеет следующий вид:

$$W_{\frac{z_1}{x}}(s) = \frac{M\mu_1s^3 + (Mc_1 + \mu_1\mu_2)s^2 + b_1s + b_0}{b_4s^4 + b_3s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0} \quad (2.34)$$

Сгруппировав в числителе и знаменателе четные и не четные степени s , выполнив подстановку $s = j\omega$ с учетом (2.29) получаем зависимость для определения амплитуды установившихся колебаний опорного катка (АЧХ) по координате z_1 при гармоническом законе изменения кинематического возмущения по координате x , формируемом при перекачивании точки опоры катка по звенчатой поверхности беговой дорожки гусеницы:

$$A_{z_1}(\omega) = \sqrt{\frac{[b_0 - (Mc_1 + \mu_1\mu_2)\omega^2]^2 + (b_1\omega - M\mu_1\omega^3)^2}{(b_4\omega^4 - b_2\omega^2 + b_0)^2 + (b_1\omega - b_3\omega^3)^2}}. \quad (2.35)$$

Выражения (2.30) и (2.23) преобразовываются в уравнения амплитуд ускорений вынужденных колебаний масс системы путем умножения на квадрат частоты возмущения:

- для подрессоренной массы M :

$$A_{\ddot{z}_2}(\omega) = \omega^2 \sqrt{\frac{(b_0 - \mu_1\mu_2\omega^2)^2 + b_1^2\omega^2}{(b_4\omega^4 - b_2\omega^2 + b_0)^2 + (b_1\omega - b_3\omega^3)^2}}. \quad (2.36)$$

- для не подрессоренной массы m :

$$A_{\ddot{z}_1}(\omega) = \omega^2 \sqrt{\frac{[b_0 - (Mc_1 + \mu_1\mu_2)\omega^2]^2 + (b_1\omega - M\mu_1\omega^3)^2}{(b_4\omega^4 - b_2\omega^2 + b_0)^2 + (b_1\omega - b_3\omega^3)^2}}. \quad (2.37)$$

Для верификации математической модели проводилась сравнительная оценка по виброускорениям модельным и полученным экспериментально на объекте исследования – быстроходной гусеничной машине массой 18 т. Экспериментальные значения виброускорений регистрировались на оси опорного катка и различных элементах конструкции весового макета

специального технологического оборудования, установленного на подрессоренной массе. Для параметров динамической системы, соответствующих объекту исследования по приведенным выше формулам (2.36) и (2.37) получены зависимости ускорений подрессоренной и неподрессоренной масс от частоты возмущения. Амплитуда возмущения определена конечно-элементным методом для случая перекаtywания опорного катка по обрeзиненной беговой дорожке гусеницы при движении по бетонной трассе и принята равной 0,0055 м. Полученные АЧХ ускорений не подрессоренной и подрессоренной масс приведены на Рис. 2.16 и Рис. 2.17.

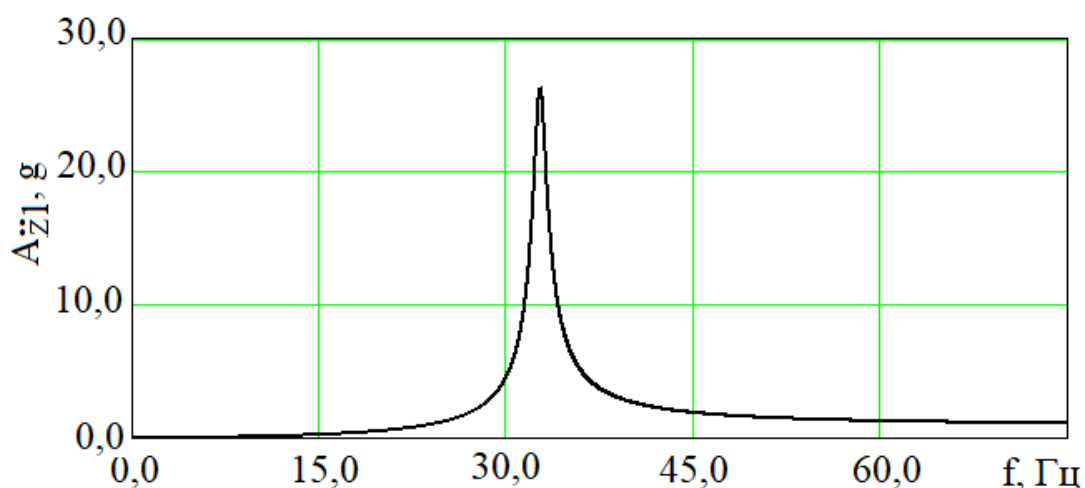


Рис. 2.16. Амплитудно-частотная характеристика вертикального ускорения опорного катка объекта исследования (не подрессоренной массы)

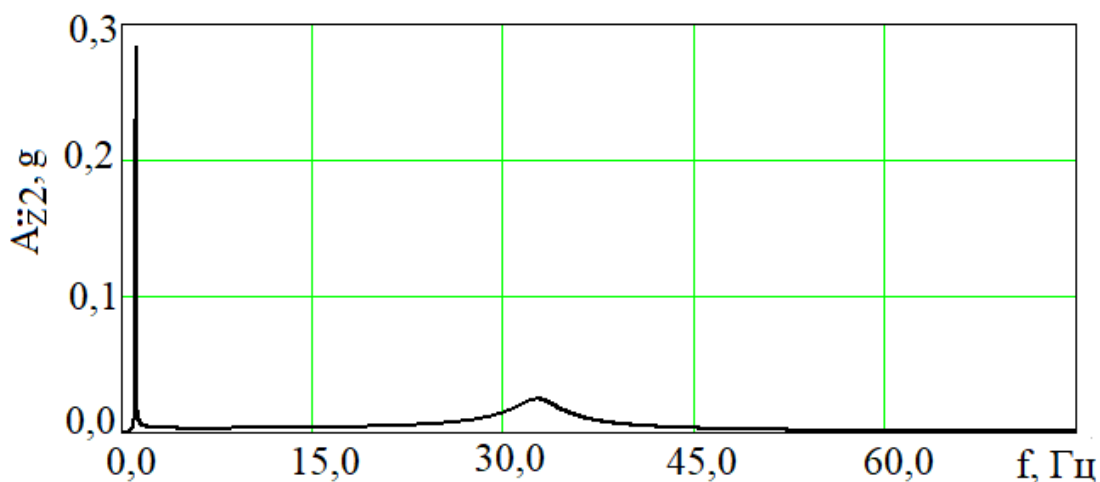


Рис. 2.17. Амплитудно-частотная характеристика вертикального ускорения подрессоренной массы

Результаты обработки экспериментальных данных показали, что экспериментальные и модельные АЧХ (см. Рис. 2.18) совпадают с удовлетворительной точностью. В обоих случаях ускорения на «траковых» частотах достигают значения до 300 м/с² (до 30 g), что объясняет высокую динамическую и тепловую напряженность шин опорных катков. В тоже время уровень модельных виброускорений на подрессоренной массе не превышает значения 0,1 м/с² (см. Рис. 2.17). При экспериментальном определении виброускорений регистрировались амплитудные значения, достигающие величин 2 ...3 м/с² (в отдельных случаях до 8,0 ... 10,0 м/с² на частотах соответствующих «траковым» и их супергармонических производных (см. Рис. 2.18), ускорение в точке измерения «балка» на частоте 211 - 212 Гц, соответствующей 3-й супергармонической составляющей «траковой частоты»).



Рис. 2.18. Спектр процесса динамического вибрационного нагружения в контролируемых точках измерений («каток», «балка», «весовой макет») при движении по бетонной трассе со скоростью $V=38,0$ км/ч

Таким образом, разработанная на основе классического подхода модель позволяет оценивать виброн нагруженность элементов гусеничного движителя – траков и опорных катков, обосновывать пути снижения виброн нагруженности и тепловой напряженности шин опорных катков, разрабатывать технические решения по совершенствованию процесса взаимодействия движителя с опорным катком. Результаты моделирования показали, что при движении по твердому опорному основанию уровень виброускорений опорного катка достигает значений $250 \dots 300$ м/с² на «траковых» частотах от 0 до 140 Гц, что удовлетворительно коррелируется с результатами экспериментов. В тоже время предлагаемая модель не позволяет оценить виброн нагруженность элементов корпуса машины в диапазоне «траковых» частот и их супергармонических производных. В связи с этим требуется дальнейшее развитие динамической модели, направленное на учет так называемых «жестких» связей – упруго-инерционных параметров элементов конструкции блока подвески (балансир и подшипниковые узлы оси катка и соединения балансира с корпусом), т.е. учет

параллельного пути распространения вибраций по схеме: опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование.

2.3.2 Имитационная модель для определения частотных передаточных функций от неподрессоренных масс к корпусу машины и специальному оборудованию, устанавливаемому на нем

Для решения задачи прогнозирования динамического и вибрационного нагружения подрессоренной массы и оборудования, смонтированного на ней в программном пакете Simcenter Amesim разработана «плоская» имитационная модель шестикаткового гусеничного шасси массой 18 т (см. Рис. 2.22).. Для этого были использованы компоненты библиотеки Simcenter Amesim 2D Mechanical программного пакета Simcenter Amesim [72]. Для рассматриваемой механической системы построена математическая модель, использующая сосредоточенные массы, шарнирные соединения, поступательные соединения и их комбинации. Соответствующим образом описано взаимодействие подрессоренной массы транспортного средства, торсиона, частей балансира, неподрессоренной массы (катка). Подмодели системы используют дифференциальные уравнения для расчета обобщенных координат и схемы стабилизации Баумгарта. В рамках пакета Simcenter Amesim разработана детализированная модель ходовой части гусеничной машины, описывающая подвеску с шестью опорными катками. Модель включает корпус, балансир, обладающий собственной жесткостью, торсион и опорные катки. Построение выполнено на основе библиотеки 2D Mechanical, что позволяет анализировать динамику системы, оптимизировать плавность хода, оценивать нагрузки в элементах конструкции машины и проводить оценку конструкторских решений.

Модель отражает физическую иерархию компонентов. За начало отсчета принимается базовая система координат, относительно которой задается движение всех звеньев. Корпус машины является инерционной массой. К корпусу через вращательную степень свободы присоединяются балансиры расположенные по координатам согласно конструкции БГМ относительно

центра масс. Для моделирования работы сосредоточенных масс использованы компоненты библиотеки PLMDBOD0 - multiple port body, изображённую на Рис.2.19.

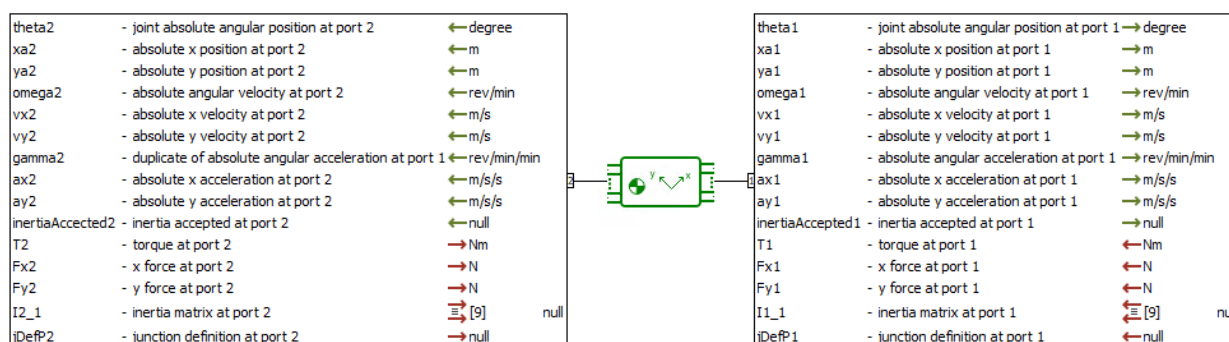


Рис.2.19. Модель PLMDBOD0 для описания сосредоточенных масс

Модель PLMDBOD0 описывает твердое тело, обладающее различным количеством взаимосвязей. К примеру, при описании корпуса машины имеется шесть взаимосвязей посредством торсионных валов с первичными массами балансиров. Элемент PLMDBOD0 отличается от других моделей тем, что может быть соединен с любым шарниром. Внешние силы, приложенные к телу, состоят из линейных сил и крутящего момента, создаваемых шарнирами в портах, и силы тяжести. Сила тяжести всегда ориентирована вдоль вертикальной оси абсолютной системы координат.

Балансиры в данной модели обладают жёсткостью на изгиб. Их работа описана при помощи элементов PLMTRA00 - prismatic pair той же библиотеки Amesim. Призматическая пара реализует упругое соединение между двумя взаимодействующими сосредоточенными массами, то есть половинами балансиров. Математическая модель основана на методе Лагранжа. Используются множители Лагранжа, рассчитанные с помощью метода стабилизации Баумгарте, примененного к уравнениям ограничений. Изображение модели представлено на Рис. 2.20.

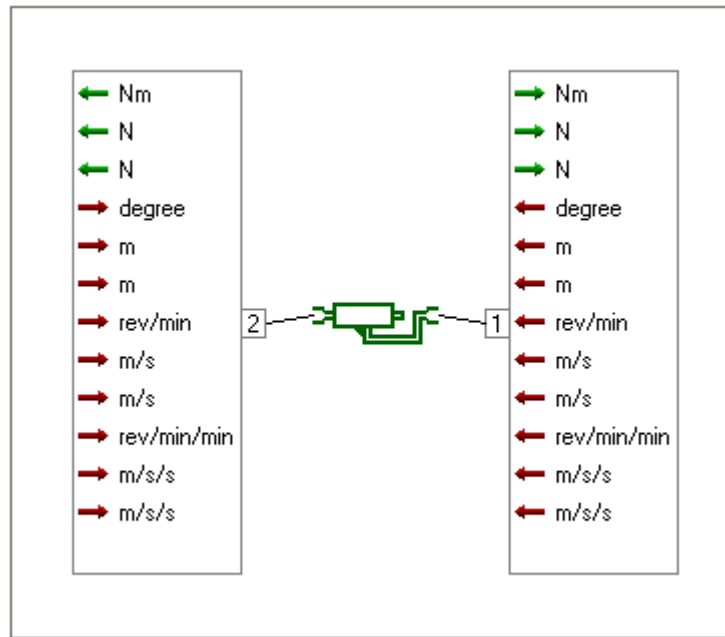


Рис. 2.20. Модель PLMTRA00 для описания упругого взаимодействия сосредоточенных масс

Параллельно балансирным рычагам установлены торсионы, также создающие упругое сопротивление повороту. Описание работы торсионных валов осуществлено при помощи элемента PLMPIV02 - revolute pair, изображённого на Рис. 2.21 PLMPIV02 является вращательной парой.

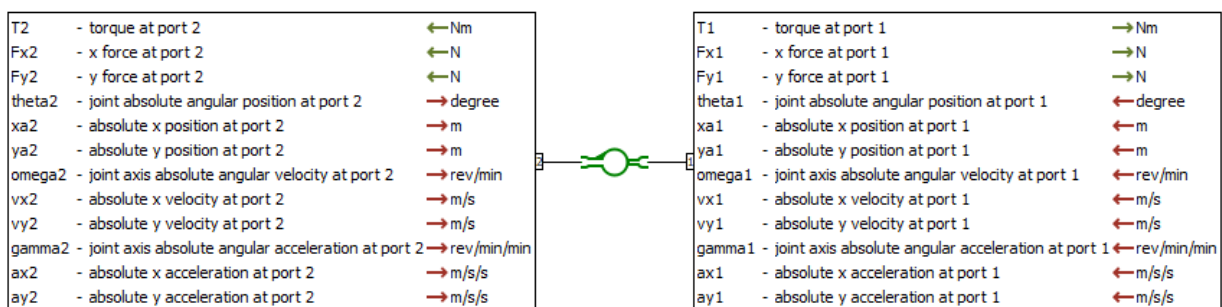


Рис. 2.21 - Модель PLMPIV02 для описания торсионных валов

Допускается задать внутреннюю жесткость вращательной пружины в Н·м/градус и внутренний коэффициент демпфирования вращения в Н·м/об/мин вокруг степени свободы шарнира. Оба этих параметра должны быть положительными или равными нулю. Эта модель позволяет выполнять вычисления двумя различными численными методами: подход Лагранжа

основан на методе стабилизации Баумгарте; механический подход явно вычисляет силы, используя жесткость пружины и коэффициент демпфирования.

На балансирах расположены опорные катки, взаимодействующие с направляющей, имитирующей гусеницу или опорную поверхность. Входным воздействием служит кинематическое возбуждение от профиля пути.

Реализация компонентов в Amesim учитывает все указанные свойства. Корпус моделируется инерционной массой или фиксированным механическим портом с заданными координатами крепления. Балансир, обладающий жесткостью. Взаимодействие компонентов описывается системой дифференциальных уравнений. Вертикальное положение катка определяется углом поворота балансира и его геометрией. Суммарный упругий момент, действующий на узел «балансир–торсион», складывается из момента торсиона и момента от деформации самого балансира. Все эти элементы легко компонуются в среде Amesim с помощью готовых блоков из библиотек механических и сигнальных подсистем.

Результаты моделирования позволяют получить полный набор динамических характеристик: вертикальные перемещения и ускорения корпуса (плавность хода), угловые движения корпуса, относительный ход подвески, а также усилия и моменты в балансирах и торсионах для прочностных расчетов. Наличие собственной жесткости балансира вносит дополнительные резонансные частоты и может существенно изменить распределение нагрузок между элементами подвески. Периодическое изменение жесткости упругого взаимодействия опорного катка с микропрофилем позволяет исследовать вынужденные параметрические колебания, эффекты динамического гашения или, напротив, раскачку системы. Таким образом, описанная модель, учитывающая упругость как торсиона, балансира и взаимодействия опорного катка с гусеницей является более точным инструментом для проектирования и оптимизации ходовых частей гусеничных машин.

Анализ системы осуществляется на основе рассмотрения амплитудно-частотных характеристик системы. Их построение выполняется с помощью

инструментов для линейного анализа в программном пакете Simcentr Amesim. Этот программный пакет позволяет рассматривать системы не только во временной области, но и в частотной. Это возможно на основе описания поведения динамической системы при помощи метода пространства состояний. В пространстве состояний создаётся модель динамической системы, включающая набор переменных входа, выхода и состояния, связанных между собой дифференциальными уравнениями первого порядка, которые записываются в матричной форме. Для случая линейной системы описание имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial x}{\partial t} = Ax + Bu, \\ y = Cx + Du \end{cases}, \quad (2.38)$$

x - вектор состояния, элементы которого называются состояниями системы; y - вектор выхода; u - вектор управления; A - матрица системы; B - матрица управления; C - матрица выхода; D - матрица прямой связи.

При помощи данного математического аппарата удаётся анализировать собственные частоты, формы колебаний и амплитудно-частотные функции для исследуемого транспортного средства.

Собственные частоты и формы колебаний системы определяются решением проблемы собственных значений для матрицы A :

$$\det(A - \lambda_i I) = 0, \quad (2.39)$$

где собственные значения $\lambda_i = \sigma_i \pm j \cdot \omega_i$ содержат информацию о собственных частотах колебаний ω_i и их демпфировании σ_i .

Комбинация методов пространства состояний и частотного анализа на основе разработанной модели предоставляет полную характеристику модальных свойств рассматриваемой динамической системы, что является ключевым для выявления и устранения причин возникновения резонансных колебаний.

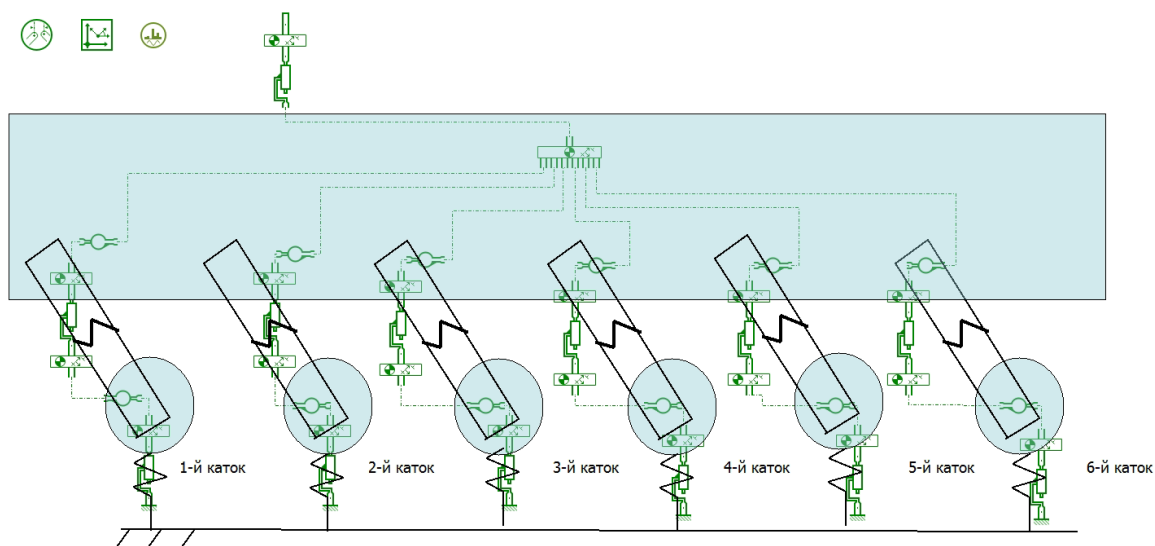


Рис. 2.22. Имитационная модель гусеничного шасси в программном комплексе Simcenter Amesim

2.4 Выводы по главе 2

В ходе выполнения теоретического исследования:

1. Развита метод математического моделирования гусеничного обвода – с последовательным усложнением от распространённых струнных и стержневых моделей ветвей гусеницы, до имитационной многотельной MBD-модели движения гусеничной машины в целом. Разработанная MBD-модель позволяет исследовать динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода в том числе и явление «захвата» гусеницы зубчатым венцом при переднем расположении ведущего колеса с учётом конструктивных особенностей гусеничного движителя. Расхождение между экспериментальными и расчётными параметрами (амплитуды, частоты колебаний в ветвях гусеницы) не превышают 10 %, что для задач моделирования динамики гусеничного движителя является приемлемым результатом. Собранные массивы данных использованы для верификации единой имитационной модели в пакете «Универсальный механизм». На основе разработанной модели представляется возможным выполнить обоснованный выбор конструктивных параметров, снижающих динамическую нагруженность и повышающих надёжность БГМ в целом.

2. Теоретически обосновано и исследовано недостаточно изученное явление возникновения параметрических резонансов в системе «опорный каток – беговая дорожка гусеницы». На основе комплекса разработанных аналитических и конечно-элементных моделей, выполненного моделирования впервые подтверждена и глубоко проработана гипотеза возникновения параметрических резонансов неподрессоренных элементов ходовой части при движении по твёрдым грунтам. Выполненные расчеты продемонстрировали удовлетворительный уровень корреляции модельных и экспериментальных данных и подтвердили высокую вероятность возникновения виброускорений опорных катков достигающих значений 150 м/с^2 и выше в диапазоне частот от 0 до 140 Гц. Важнейшим результатом предложенной математической модели параметрических колебаний на основе уравнения Матье и диаграммы Айнса-Стретта стал разработанный метод определения требуемой глубины модуляции жёсткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеницы с учетом характеристик грунта, позволяющей расширить области устойчивости или полностью исключить параметрический резонанс с учётом диссипативных сил.

3. На основе выполненного анализа вибронегруженности на «траковых» частотах научно обоснована необходимость рассмотрения ранее не учитываемых путей распространения вибраций. Впервые обоснована необходимость дифференцированного подхода к моделированию распространения вибраций на технологическое оборудование, смонтированное на поддрессоренной массе. Установлено, что помимо классической схемы «каток – подвеска – корпус – оборудование» следует учитывать параллельные жёсткие связи по тракту «каток – балансир – блок подвески – корпус – оборудование». Разработанная имитационная модель позволяет получить частотные передаточные функции на основе которых представляется возможным оценить эффективность виброизоляции и разработать обоснованные мероприятия по снижению вибронегруженности специального технологического оборудования, устанавливаемого на поддрессоренной массе машины.

Глава 3. Экспериментальное исследование динамики движителя быстроходной гусеничной машины

3.1 Объект, цель и задачи экспериментального исследования

При разработке имитационных (математических) моделей динамики гусеничного движителя принят ряд допущений, правомерность и корректность которых может быть подтверждена экспериментальным исследованием.

Объектом экспериментальных исследований является опытные образцы БГМ разрабатываемых в АО «СКБМ», отличающихся от серийных изделий характеристиками систем подрессоривания, типом привода (кормовое-носовое расположение ВК), количеством опорных катков и др. Исследуемыми процессами являются динамическое и вибрационное нагружение элементов конструкции ГД и взаимосвязь данных процессов с уровнем виброн нагруженности специального технологического оборудования, устанавливаемого подрессоренной массе БГМ.

Целью экспериментальных исследований является определение адекватности имитационных (математических) моделей, описывающих динамические процессы в движителе быстроходных гусеничных машин – объектов исследования. Для достижения поставленной цели решается задача экспериментального обоснования и установления качественных и количественных закономерностей кинематики ветвей гусеничного обвода и виброн нагруженности не подрессоренных элементов гусеничного движителя – опорных катков, а также отдельных элементов конструкции – приборов и специальных устройств, расположенных на или в подрессоренном корпусе машины.

3.2 Разработка методик экспериментального исследования

Для изучения явлений, протекающих в ветвях гусеничного обвода БГМ и установления источников, а также механизмов возникновения интенсивного динамического и вибрационного возбуждения в элементах конструкции

гусеничного движителя, необходимо разработать методики проведения экспериментального исследования, удовлетворяющую следующим требованиям:

1. Комплекс регистрируемых параметров должен быть достаточен для изучения явлений и процессов, являющихся предметом исследования в гусеничном движителе при минимальном количестве регистрируемых величин;
2. Измеряемые параметры должны обеспечить изучение кинематики траков гусеницы на всех участках гусеничного обвода;
3. Измеряемые параметры должны дать надежную количественную и качественную оценку динамических и вибрационных процессов в ветвях гусеницы, подрессоренных и не подрессоренных элементах конструкции машины во временной и частотной областях.

3.2.1 Разработка методики экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока с применением технологии компьютерного зрения

Для выполнения сформулированных выше требований обоснован и разработан метод оценки кинематических и силовых параметров гусеничного обвода на основе технологии компьютерного зрения с применением алгоритма Лукаса-Канаде для анализа оптического потока [73]. На основе обработки оптического потока выполняется анализ движущихся точек на изображении при относительном движении объектов или наблюдателя [74]. Применение алгоритма Лукаса–Канаде позволяет с наименьшими затратами вычислительных ресурсов реализовать отслеживание объекта.

Для реализации метода разработана программа в пакете MatLab, реализующая автоматическое отслеживание координат массива точек видеоряда с детальным протоколированием результатов. Ключевыми функциями программы являются: загрузка видео и выбор точек отслеживания; покадровый вывод координат точек с привязкой по времени; сохранение данных в формате,

удобном для анализа (Excel + MATLAB-файл и видео формата mp.4 с обозначенной траекторией движения точек). Программа использует алгоритм Лукаса-Канаде [74], являющейся классическим методом оценки разреженного оптического потока для ключевых точек. Для улучшения результатов видеозаписи в сложных условиях проведения съемки эксперимента применяется предварительная обработка видеофайла в отечественной программном продукте Movavi Video Editor [75] с изменением контрастности и яркости изображения. Предлагаемый метод предполагает предварительную подготовку эксперимента с установкой маркеров на объекте исследования и монтажа высокоскоростных камер с высоким разрешением по маршруту движения машины (Рис. 3.1). Производится покадровая запись координат отслеживаемых объектов, где первоначально фиксируется движение исследуемых объектов, а затем полученные изображения подвергается цифровому анализу, что позволяет с использованием специализированного, разработанного автором программного кода, определять координаты маркеров – отслеживаемых точек, размещенных на объекте исследования. Пример визуализации траектории движения отслеживаемых точек в «пиксельных» координатах представлен на Рис.3.2

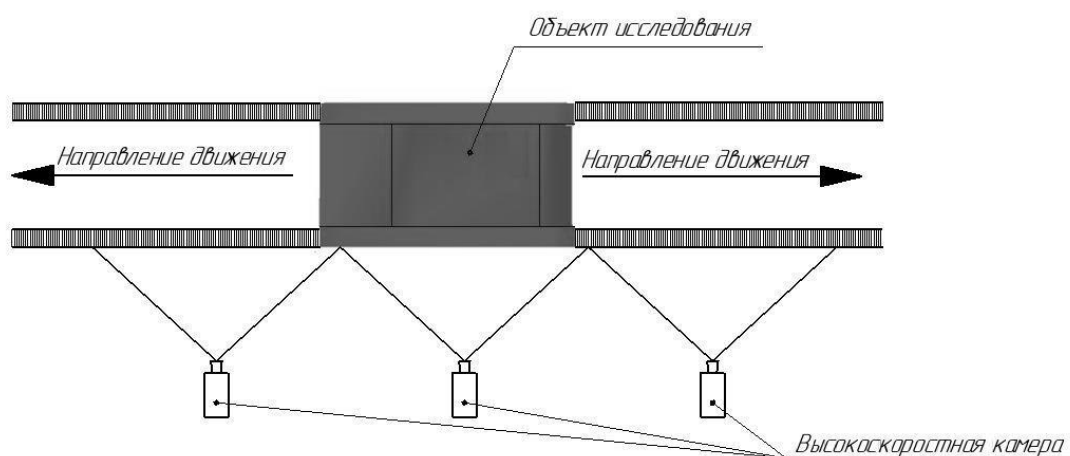


Рис. 3.1. Схема расстановки камер в зоне проведения эксперимента

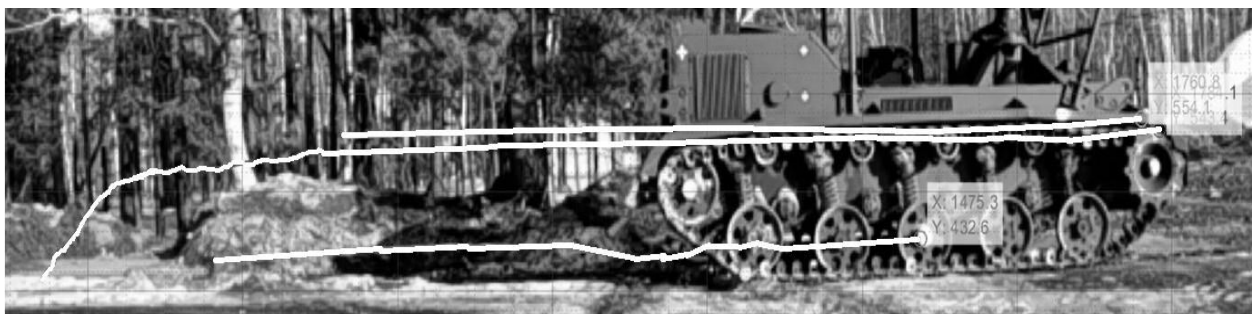


Рис. 3.2. Визуализация траектории движения отслеживаемых точек в «пиксельных» координатах

Для получения реальных, а не «пиксельных» значений перемещений необходимо определить «пиксельную стоимость», которая рассчитывается по формуле:

$$P = \frac{2 * tg\left(\alpha * \frac{\pi}{180}\right) * B}{R} \quad (3.1)$$

где P - «стоимость» одного пикселя, м; α - половина угла захвата камеры; B - расстояние от камеры до объекта исследования; R - разрешение по оси ординат (для приведенного примера $R = 1920$ точек). Расчетная схема для оценки «пиксельной стоимости» приведена на Рис.3.3. Зависимость «пиксельной стоимости» от расстояния камеры до объекта исследования для заданных параметров камеры приведена на Рис.3.4.

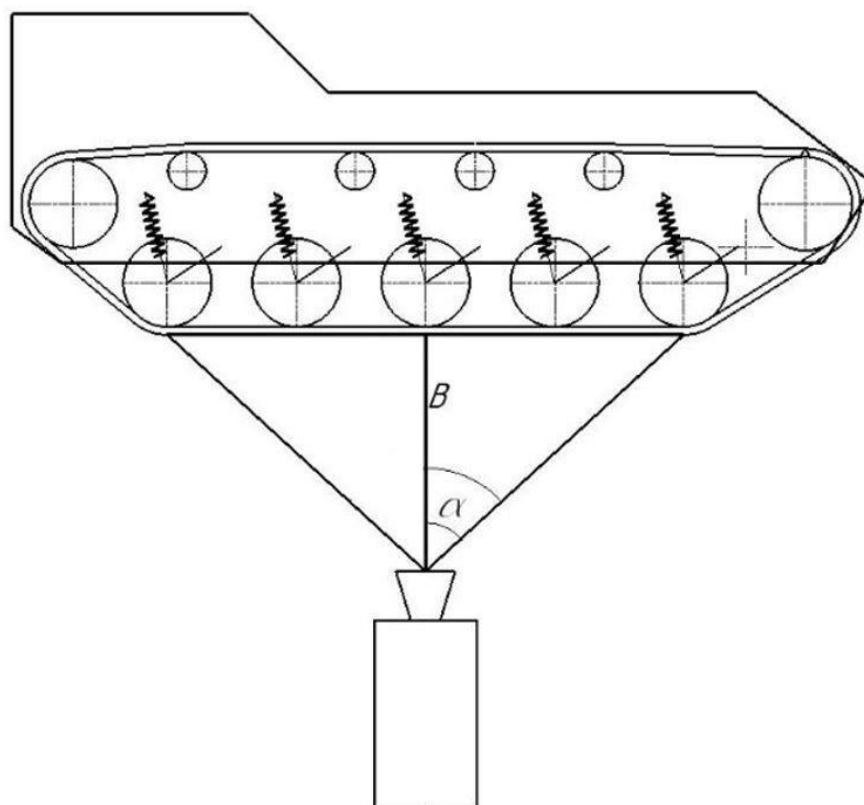


Рис. 3.3. Расчетная схема для оценки пиксельной стоимости

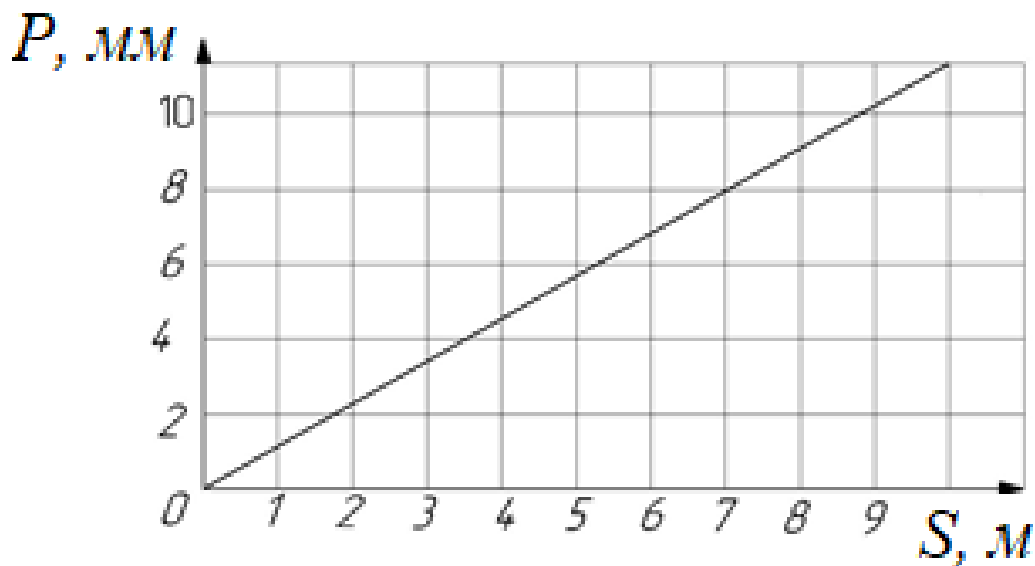


Рис. 3.4. Зависимость «пиксельной стоимости» от расстояния камеры до объекта исследования

Результаты обработки в виде осциллограммы, характеризующей колебания отслеживаемой точки гусеницы, пересчитанные с учетом формулы (1) представлены на Рис. 3.5

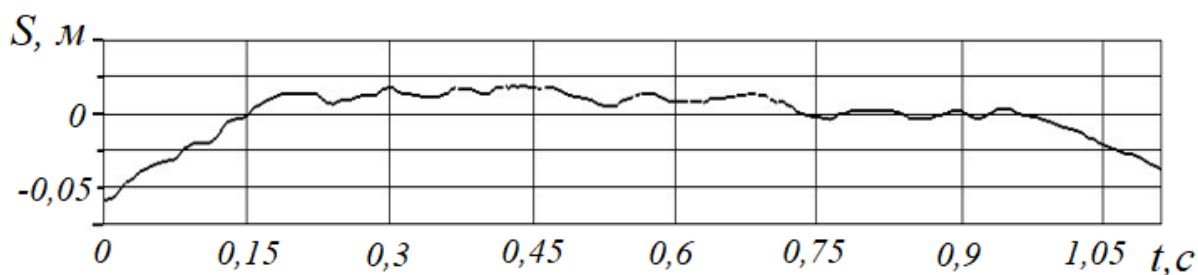


Рис. 3.5. Фрагмент осциллограммы, характеризующей изменение кинематических параметров контролируемой точки (маркера на гусенице)

Поскольку гусеницы движутся с большой скоростью, а их колебания и деформации происходят за доли миллисекунд, кроме «пиксельной стоимости», от которой зависит точность (разрешение) выполняемых измерений, другой важной характеристикой метода является количество кадров в секунду, определяющее технически достижимую при обработке частоту исследуемого процесса. Для этого требуются высокоскоростные системы записи видеоизображения. Согласно теореме Котельникова-Шеннона [76-82] аналоговый сигнал с ограниченной частотой f_k полностью определяется последовательностью своих дискретных значений (отсчётов), взятых через интервалы времени $\Delta t \leq 1/2f_k$, то есть с частотой дискретизации $f_d \geq 2f_k$. С учетом общепринятых рекомендаций практическая частота дискретизации выбирается с некоторым запасом, например, $f_d \geq 3f_k$ [82]. Выполненный на основе данного положения анализ позволил установить рекомендуемые границы скорости съемки высокоскоростных камер для анализа различных процессов при колебаниях гусениц:

- для общего трекинга движения гусеницы - 200 ... 2000 и выше кадров в секунду;
- для детального изучения ударного взаимодействия, например, при перекачивании опорного катка по тракту на стыке бетонных плит – 2000 ... 10000 и выше кадров в секунду.

Отладка и верификация предложенного метода выполнена при проведении полигонных испытаний образца легкого гусеничного шасси, предназначенного

для передвижения по бездорожью, в условиях городской застройки и на пересеченной местности. Силовая установка представляет собой дизельный двигатель мощностью 46 кВт и гидростатическую трансмиссию с гидронасосами, смонтированными на раздаточном редукторе. Масса образца 4300 кг.

Обработка результатов эксперимента выполнялась в отечественном программном обеспечении PowerGraph Professional 3.x., располагающим широким набором инструментов фильтрации и спектрального анализа. В частности, обработка результатов эксперимента выполнялась с применением преобразования Гильберта, являющегося фундаментальным инструментом в теории сигналов и обеспечившего эффективный анализ огибающей и мгновенной частоты сигнала, что является критически важным в задачах нестационарной обработки данных. Так же для перехода в частотную область применены встроенные функции преобразования Фурье, что позволило построить амплитудно-частотные характеристики процессов (см. Рис. 3.6), а при необходимости получить спектральную плотность мощности и др.

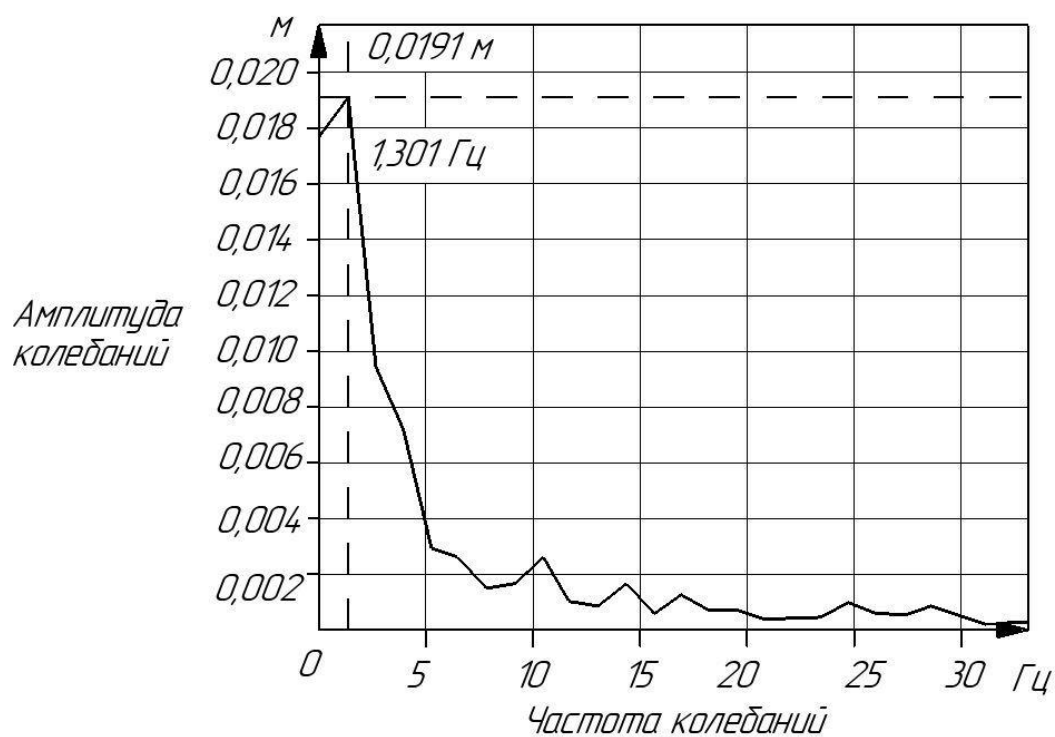


Рис. 3.6. Амплитудно-частотная характеристика процесса поперечных колебаний рабочей ветви гусеницы

В представленном выше примере на основе анализа результатов обработки экспериментальных данных определены доминирующая частота $\omega = 1,30$ Гц и амплитуда $A = 0,019$ м процесса колебаний рабочей ветви гусеницы (см. рис. 3.6), а также по временной зависимости (можно по спектральной плотности мощности процесса [83] определен коэффициент демпфирования $\delta = 0,20$. Таким образом, на основе разработанного и апробированного способа в условиях реального движения машины, представляется возможным определение кинематических характеристик гусеницы БГМ (объекта исследования) по всей длине гусеничного обвода, что позволит выполнить верификацию математической модели ветвей гусеничного обвода, разработанной в ПО «Универсальный механизм» (прежде всего свободной ветви при переднем расположении ВК).

Тем не менее, анализ ограничений метода с учетом имеющегося аппаратного обеспечения (имеющаяся в наличии высокоскоростная камера имеет скорость съемки менее 300 кадров в секунду) позволил сделать вывод о невозможности точного определения кинематических и силовых параметров взаимодействия неподрессоренной массы – опорного катка с обрешеченной беговой дорожкой гусеницы. Кроме того, предложенный способ применим только в условиях лабораторных или полигонных испытаний на ограниченном по длине участке местности, что исключает его применение для решения задач определения параметров взаимодействия в условиях ходовых испытаний и в реальном времени. Поэтому для исследования колебаний неподрессоренных масс (ОК), их взаимодействия с беговой дорожкой гусеницы и оценке вибрационного влияния на различные элементы конструкции машины был выбран способ определения вертикальных виброускорений опорных катков, корпуса машины и элементов специального оборудования с помощью датчиков ускорений, устанавливаемых в контролируемых точках: на оси балансиров; на корпусе машины; на других элементах конструкции машины.

При этом, в соответствии с выдвинутой гипотезой о возникновении высокочастотных колебаний (в том числе резонансных параметрических) в

следствие нелинейного взаимодействия ОК с гусеницей, амплитуды вертикальных перемещений имеют не значительную величину (до 1,0 – 1,5 мм). При этом двойное интегрирование приводит к накоплению значительных ошибок по перемещению катка, что требует разработки специального алгоритма обработки зарегистрированных ускорений.

3.2.2 Разработка методики экспериментального определения временных и частотных параметров взаимодействия опорного катка с гусеницей БГМ при движении по твердой опорной поверхности

Для определения параметров упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеничного движителя разработан способ который позволяет определить функции вертикальных ускорения, скорости и перемещения ОК при движении по твердому опорному основанию.

Сущность метода поясняется рисунками, где на рис. 3.7 изображена схема измерительной системы для реализации предлагаемого способа определения временных и частотных параметров; на рис. 3.8 - алгоритм определения функции упругого взаимодействия ОК с траками гусеницы и частотной характеристики (спектральной плотности) в режиме реального времени; на рис. 3.9 - результаты определения временных (амплитуда h , м) и частотных (частота f , Гц) характеристик при движении по твердому опорному основанию - колебания на «траковой» частоте.

Таким образом, для реализации разработанного способа предлагается система, приведенная на Рис.3.7. Она включает корпус гусеничной машины 1, блоки подвески, состоящие из балансиров 2 и опорных катков 3 и бортовой компьютер 4 информационно измерительной и управляющей системы. На оси средних опорных катков обоих бортов перпендикулярно балансирам устанавливаются датчики ускорений 5 и датчики угла наклона балансиров 6 относительно горизонтали. На вход бортового компьютера передаются аналоговые сигналы измеренных параметров угла поворота балансира $\alpha(t)$ и ускорения $\ddot{z}(t)$, а также скорость движения машины. Собственно реализация

предлагаемого способа определения параметров взаимодействия ОК с гусеницей осуществляется в соответствии с алгоритмом блок - схема которого приведена на Рис.3.8. В блоке 1 (Рис. 3.8) происходит формирование структуры файлов результатов измерений $\ddot{z}_{из}(t)$, $\alpha(t)$, $v(t)$, назначение требуемого диапазона частот микронеровностей $\omega \in (\omega_{min} \dots \omega_{max})$, определяющего, в том числе, и длительность выборки измеренных значений $t_{из}$, обуславливающей корректное выполнения частотного анализа. В дальнейшем, в блоке сравнения 2, работает циклическая программа по времени t с шагом Δt и назначенной длительностью $t_{из}$. В блоке 3 осуществляется измерение сигналов ускорения среднего опорного катка $\ddot{z}_{из}(t)$, угла наклона балансира $\alpha(t)$, а также скорости движения машины $v(t)$. В блоке 4 осуществляется расчет вертикального ускорения оси среднего опорного катка $\ddot{z}_B(t) = \frac{\ddot{z}_{из}(t)}{\cos(\alpha(t))}$ с учетом угла наклона балансира. В блоке 5 осуществляется расчет высоты микронеровности посредством двойного интегрирования $h(t) = \iint_0^t \ddot{z}_B(t) dt$. В дальнейшем цикл расчета продолжается при $t < t_{из}$, в противном случае при $t > t_{из}$ в блоке 6 осуществляется выделение сигнала требуемого диапазона ω применением соответствующего полосового фильтра и удаление постоянной составляющей на основе использования преобразования Гильберта. В блоке 7 определяются функция высоты микропрофиля $h=h(v,t)$ и функция $S(\omega)$ спектральной плотности процесса. После выполнения указанных процедур для заданной длительности выборки измеренных значений $t_{из}$ определенные вероятностные и частотные параметры взаимодействия ОК с гусеницей движителя передаются в блок 8 обмена информацией бортового компьютера, из которого могут быть затребованы различными потребителями, например, блоком управления скоростью движения, блоками управления специальным оборудованием, устанавливаемым на шасси и т.д. В блоке 9 работа алгоритма заканчивается.

Примеры реализации предлагаемого способа определения временных и частотных параметров взаимодействия ОК с гусеницей при движении по твердому опорному основанию (по бетонной трассе) приведены на Рис.3.9.

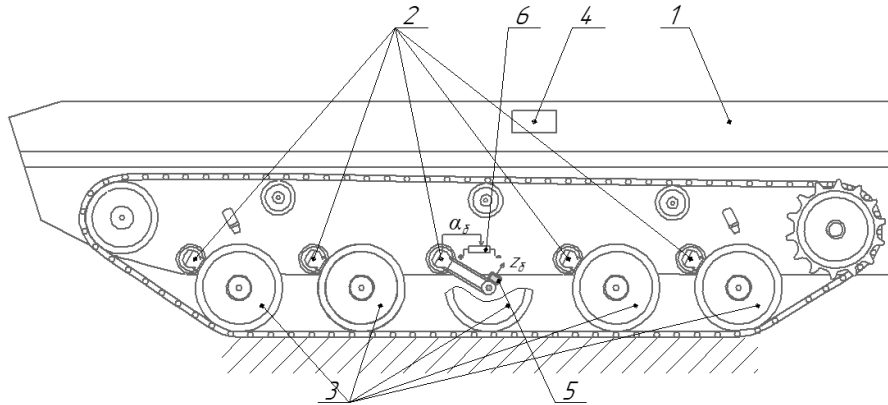


Рис. 3.7. Схема измерительной системы для реализации предлагаемого способа определения временных и частотных параметров взаимодействия ОК с траками гусеницы

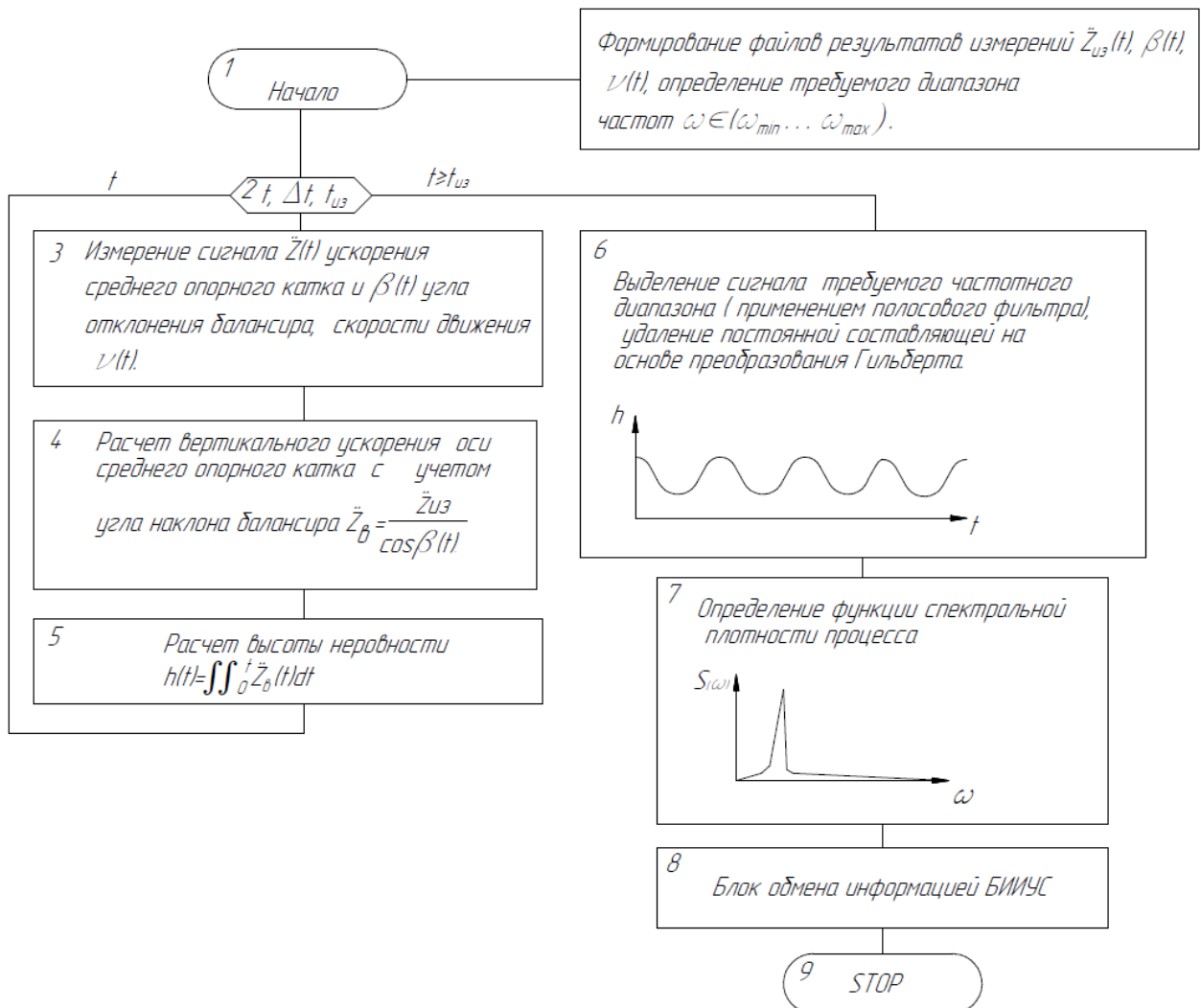


Рис. 3.8. Алгоритм определения функции высоты упругого взаимодействия и частотной характеристики

Как следует из рисунка, при заданной скорости движения амплитуда и частота колебательного процесса составляют $A = 1,3$ мм, $f = 53,7$ Гц соответственно.

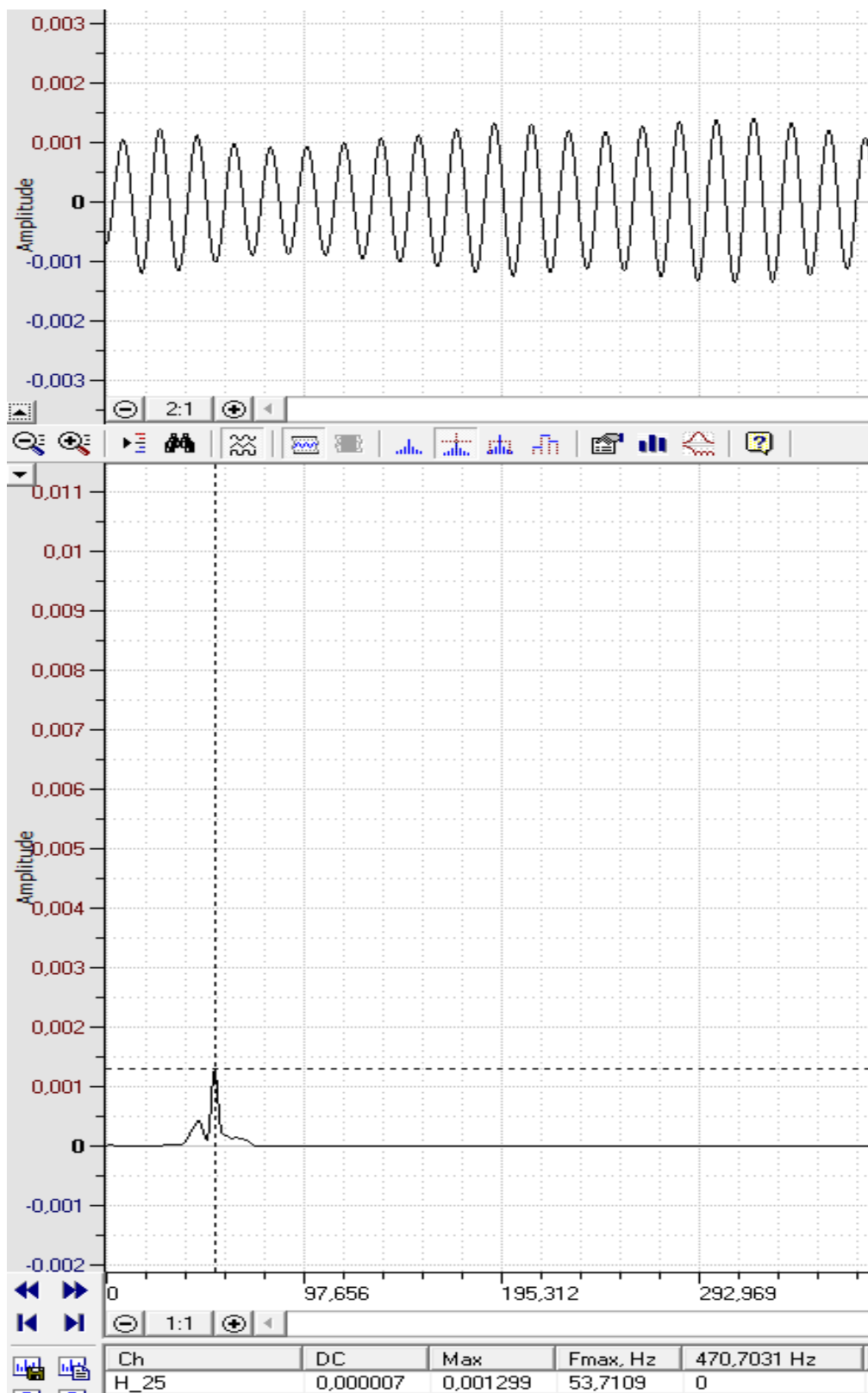


Рис. 3.9. Результаты определения временных (амплитуда h , м) и частотных (частота f , Гц) характеристик упругого взаимодействия ОК с

траками гусеницы при движении по твердому опорному основанию -
колебания на «траковой» частоте

На основе предложенного и изложенного выше метода разработан и запатентован «Способ определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени», патент РФ на изобретение № 2833836 от 29.01.2025 года [84]. Определение временных и частотных параметров неровностей опорного основания осуществляется автоматизированной системой на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, двойного интегрирования результатов измерений. Идентификация микронеровностей осуществляется в режиме реального времени с учетом сглаживающей способности движителя. Алгоритм обработки измеренных сигналов обеспечивает их фильтрацию, исключение длинно-периодических составляющих сигналов с сохранением значения амплитуды, частоты и фазы исходного сигнала с последующим расчетом характеристик микропрофиля под каждым бортом машины в виде временных и частотных зависимостей.

Эффективность предлагаемого способа определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания состоит в их измерении и анализе в режиме реального времени с учетом сглаживающей способности гусеничного движителя, повышении точности измерения при снижении требований к уровню квалификации исследователя.

Изобретение относится к области экспериментального определения временных и частотных параметров взаимодействия гусеничного движителя машин с опорной поверхностью в режиме реального времени и может быть использовано при синтезе алгоритмов управления движением гусеничных машин по местности. В данном исследовании предложенный и запатентованный способ использовался для идентификации параметров микропрофиля при проведении полигонных исследований и последующей верификации моделей.

3.3 Экспериментальные исследования динамической и виброакустической нагруженности движителя быстроходной гусеничной машины

Для достижения цели и решения задач экспериментального исследования (сформулированных выше), в соответствии с разработанными методикой (см. п. 3.1) применительно к опытному семикатковому шасси с передним расположением ВК и методикой (см. п. 3.2) применительно к базовому шестикатковому шасси с кормовым расположением ВК выполнен комплекс экспериментальных исследований. Исследования направлены на подтверждение предположения о существенной роли динамического перераспределения растягивающих усилий в ветвях гусеничного обвода на частотные характеристики рабочей и свободной ветвей ГД, а также выдвинутой гипотезы о формировании высокочастотного динамического и вибрационного нагружения не подрессоренных элементов гусеничного движителя – опорных катков, а также отдельных элементов конструкции – приборов и специальных устройств, расположенных на или в подрессоренном корпусе машины в следствие упругого нелинейного параметрического взаимодействия опорных катков с беговой дорожкой гусеницы при движении по твердому опорному основанию.

3.3.1 Экспериментальное определение кинематических параметров ветвей гусеничного обвода

В качестве объекта исследования выбран опытный образец семикаткового шасси с передним расположением ВК. Предметом исследования является кинематика процесса колебаний в ветвях гусеничного обвода.

Экспериментальные исследования проводились на основе разработанного (см. п. 3.1) метода экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока с применением технологии компьютерного зрения. Для записи видеофайлов использовалась высокоскоростная экшн-камера GoPro Hero 11 Black, позволяющая записывать видео высокого качества 5.3К при 60 кадрах/с, 4К при 120 кадрах/с, 2.7К при 240 кадрах/с, обладающая съёмным

аккумулятором Enduro 1720 мАч и возможностью непрерывной съёмки от 60 минут до 6 часов в зависимости от частоты кадрирования и качества изображения.

Испытания проводились на территории испытательного полигона АО «Курганмашзавод» при движении по грунтовой трассе и при выполнении работ для оценки параметров плавности хода на бетонной трассе в соответствии с типовой отраслевой методикой.

При проведении данного вида испытаний движение осуществлялось согласно ГОСТ Р ИСО 8608-2022 (ISO 8608) [85] по грунтовой дороге V-й категории (экстремально неровные дороги), характеризуемой следующими параметрами:

- $G_d(n_0) = 2000 * 10^{-6}$ – значение спектральной плотности мощности (СПМ, м²/цикл) на опорной частоте); - n_0 – опорная частота (0.1 цикл/м); - $w = 2$ – показатель степени (соответствует естественным дорожным неровностям).
Объект исследования и расположение маркеров показаны на Рис.3.10.



Рис. 3.10. Объект исследования, расположение маркеров на среднем опорном катке, ведущем и направляющем колесах, звеньях гусеницы и установка камеры-регистратора

На Рис.3.11—3.15 демонстрируются результаты последовательной обработки видеоизображения с получением временных и частотных зависимостей, характеризующих кинематику ветвей гусеничного обвода.

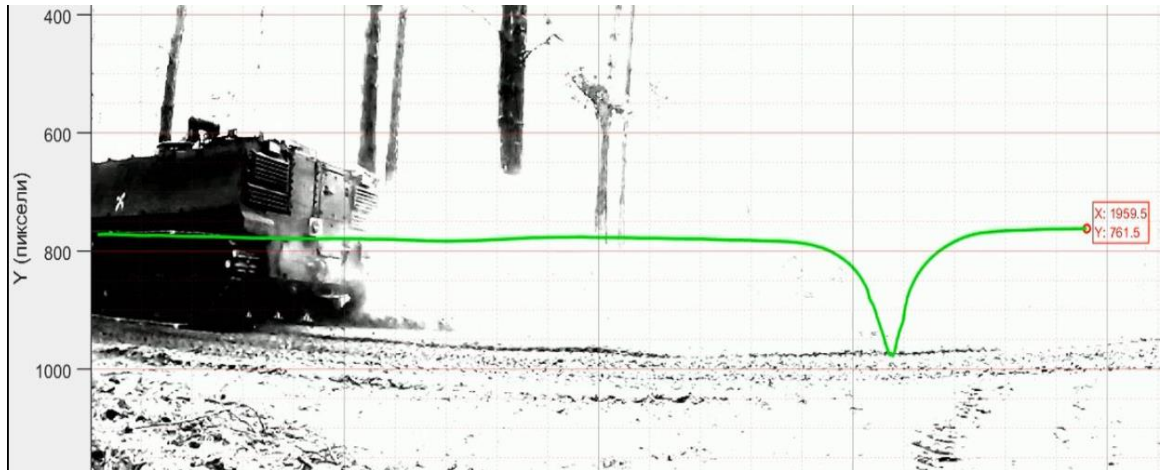


Рис. 3.11. Результат обработки видеоизображения в пиксельных координатах (зависимость $z(x)$)

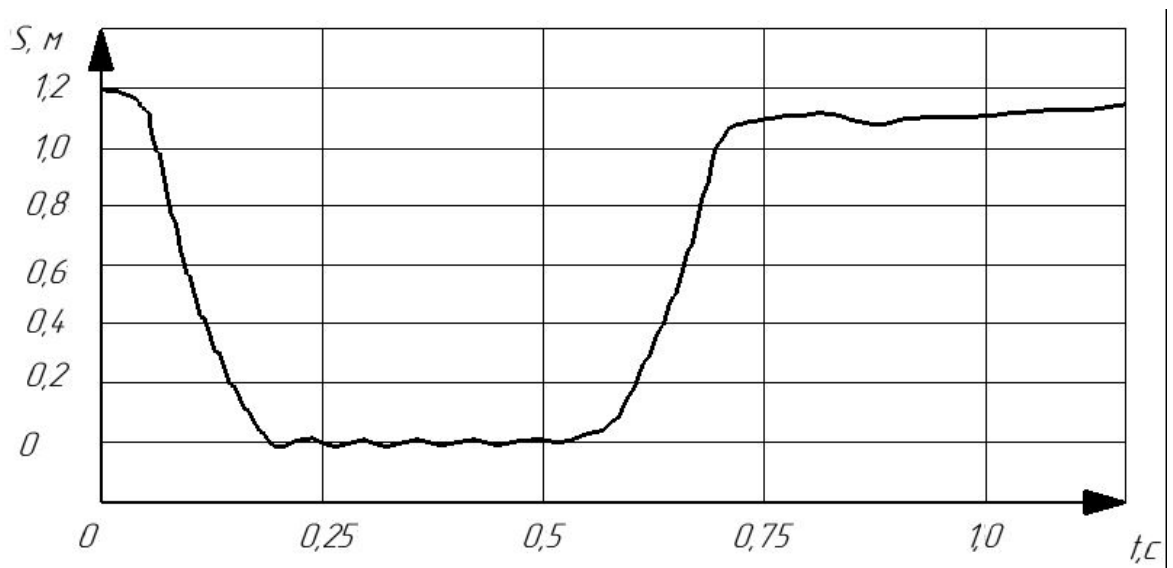


Рис. 3.12. Результат трансляции изображения из пиксельных координат во временную зависимость (зависимость $z(t)$)

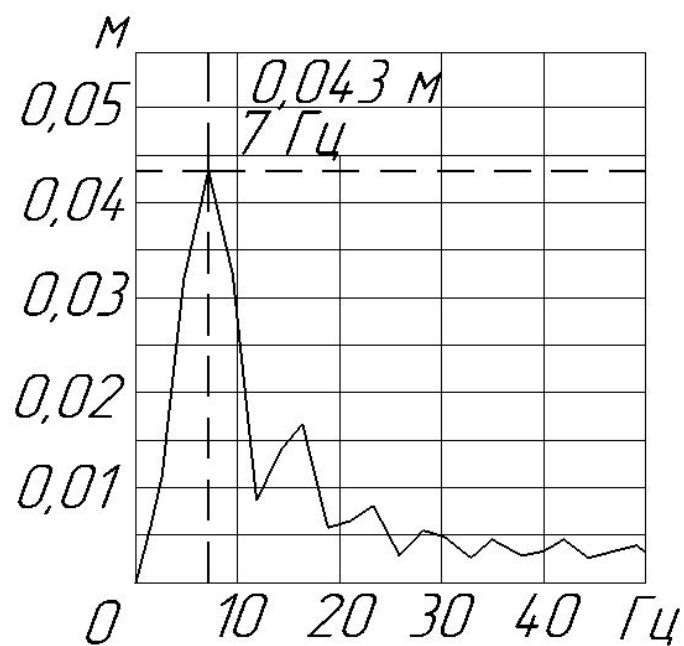


Рис. 3.13. Амплитудно-частотная характеристика колебательного процесса в свободной ветви

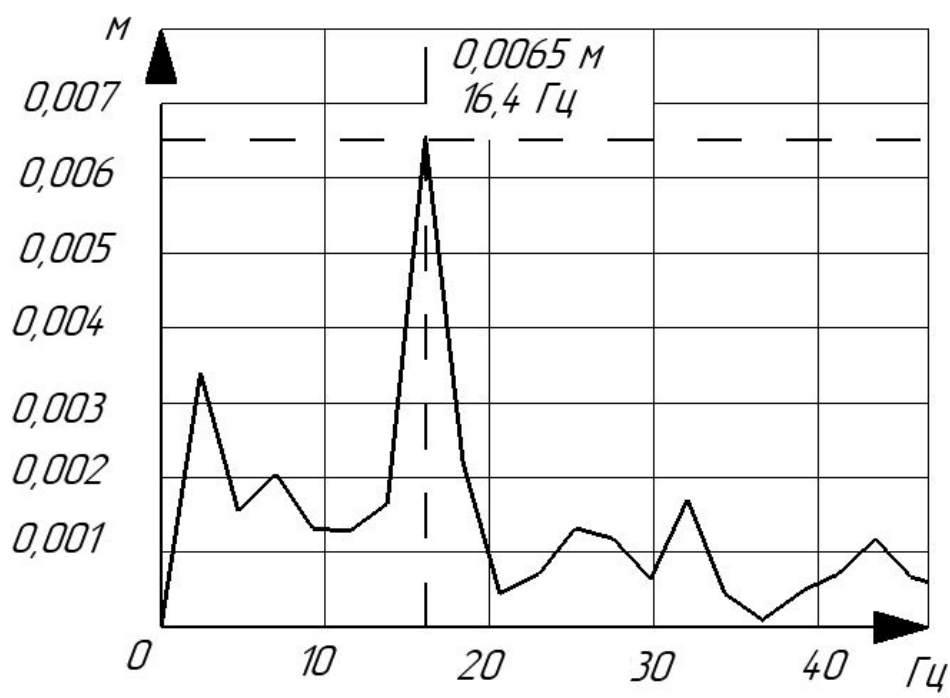


Рис. 3.14. Амплитудно-частотная характеристика колебательного процесса в опорной ветви

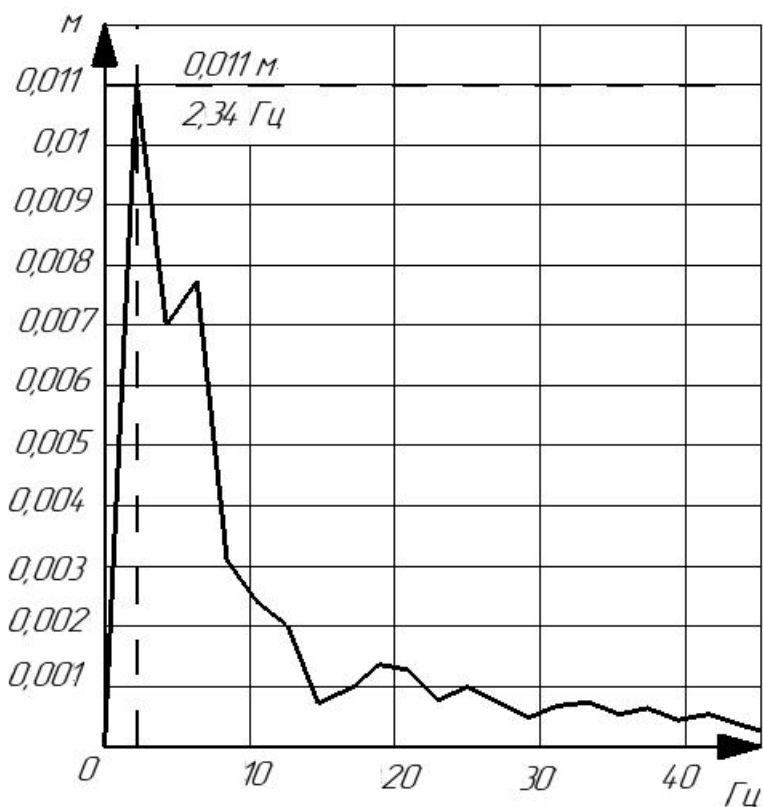


Рис.3.15. Амплитудно-частотная характеристика колебательного процесса в рабочей ветви

Из анализа результатов обработки экспериментальных данных следует, что для данных условий движения, предварительного натяжения гусеничного обвода и прочих конструктивных показателей доминирующая частота колебаний свободной ветви составляет $f = 7,0$ Гц с амплитудой $A = 0,043$ м; в опорной ветви частота колебаний равна $f = 16,4$ Гц, а амплитуда $A = 6,5$ мм; в свободной ветви доминирующая частота $f = 2,34$ Гц с амплитудой $A = 0,011$ м.

Аналогичные измерения были выполнены при движении по бетонной трассе при преодолении неровностей в соответствии с отраслевой методикой проведения типовых испытаний на плавность хода. Результаты видеофиксации изменения параметров свободной ветви гусеничного движителя при наезде на искусственную неровность представлен на Рис.3.16.



a1



б1



a2



б2



a3



б3



a4



б4



a5



б5

а) переезд через первую
неровность

б) переезд через вторую
неровность

Рис. 3.16. Результаты видеофиксации изменения параметров
гусеничного движителя при наезде на искусственную неровность

Результаты данного эксперимента позволили установить не только качественные, но и получить численные закономерности, характеризующие влияние состояния свободной ветви на ее амплитудно-частотные характеристики.

Полученные результаты экспериментального определения кинематических параметров ветвей гусеничного обвода на основе реализации способа оценки разреженного оптического потока с применением технологии компьютерного зрения позволили валидировать разработанные выше модели, уточнить исходные положения математических моделей процессов, происходящих на различных участках гусеничного обвода. Достоверность результатов моделирования оценивалась по амплитудам и частотам колебаний на выбранной трассе движения. При этом отличие параметров эксперимента и моделирования не превышает 10 %, что с учетом трудности точного построения в модели реального микропрофиля грунта следует считать удовлетворительным результатом. Собранные массивы данных использовались для верификации единой математической (имитационной) модели гусеничного обвода, разработанной в программном пакете «Универсальный механизм».

3.3.2 Экспериментальное определение динамической и вибрационной нагруженности опорных катков, приборов и устройств, расположенных на или в подрессоренном корпусе машины при движении по твердому опорному основанию

В качестве объекта исследования выбран опытный образец базового шестикаткового шасси с установленным весогабаритным макетом технологического оборудования (с соблюдением центра масс и координат размещения и весовых характеристик дополнительной аппаратуры).

Предметом исследования являются процессы динамического и вибрационного нагружения опорных катков, а также отдельных элементов конструкции – приборов и специальных устройств, расположенных на или в

поддрессоренном корпусе машины при движении по твердому опорному основанию.

Перечень применяемых средств измерений приведен в табл. 5 Перечень используемых датчиков и их основные характеристики приведены в табл. 6 общий вид применяемых датчиков приведен на Рис. 3.17, схема установки датчиков приведена на Рис. 3.18.

Таблица 5

Перечень применяемых средств измерений

Вид оборудования	Наименование
Бортовой измерительный комплекс на базе системы глобального позиционирования	VBOX RaceLogic 3i, АЦП L-Card E1440, ПО «PowerGraph» версия 3.3.8

Таблица 6

Перечень используемых датчиков при проведении измерений

Наименование датчика	Диапазон измерений
Трехосевой датчик ускорений и угловых скоростей (RLVB IMU-03, низкочастотный, полоса пропускания 50 Гц)	Угловая скорость ± 150 град./сек.
	Линейные ускорения по трем осям ± 20 g
Трехосевой датчик ускорений (AP2082M-100, №4008, высокочастотный)	Линейные ускорения по трем осям ± 50 g
Трехосевой датчик ускорений (AP2082M-100, №4010, высокочастотный)	Линейные ускорения по трем осям ± 50 g
Трехосевой датчик ускорений (AP2082M-100, №4011, высокочастотный)	Линейные ускорения по трем осям ± 50 g
Трехосевой датчик ускорений (AP2082M-100, №4012, высокочастотный)	Линейные ускорения по трем осям ± 50 g
Одноосевой датчик ускорений (AT 1105-60A),	Линейные ускорения ± 60 g
Датчики угловой скорости Yaw Rate, Pitch Rate (MEV50A, высокочастотный).	Угловая скорость ± 70 град./сек.



Рис. 3.17. Общий вид датчиков, использованных при испытаниях

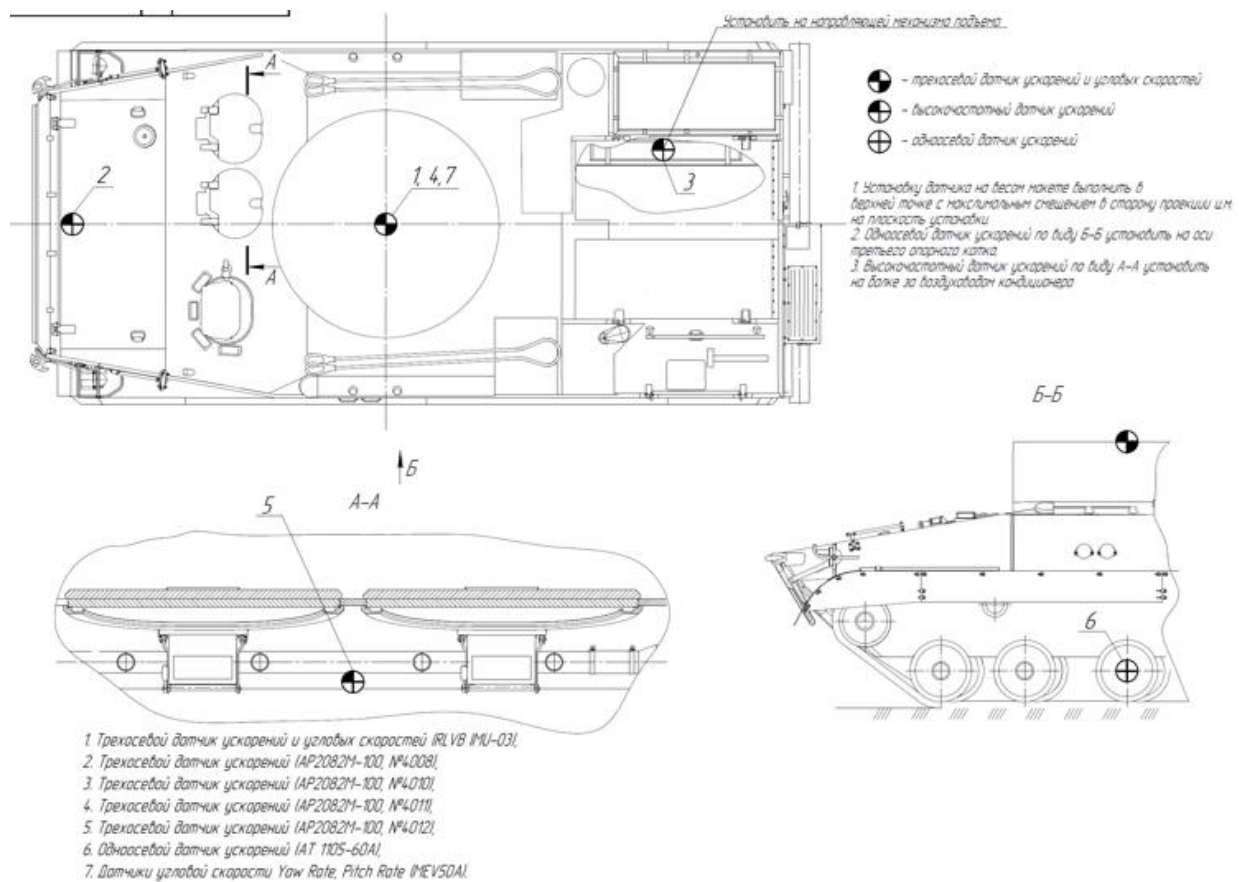


Рис. 3.18. Схема установки датчиков на изделии с установленным весогабаритным макетом дополнительного технологического оборудования

Испытания проводились на территории АО «Курганмашзавод», г. Курган при движении по бетонной трассе. При испытаниях осуществлялось определение оцениваемых параметров (амплитуд и частот угловых скоростей относительно трех осей, вертикальных линейных ускорений) в режимах, предусмотренных отраслевой методикой типовых испытаний на плавность хода.

Определение динамических характеристик при возбуждении колебаний тряски (движение по «гребенке» и «типовым неровностям»)

При данных испытаниях осуществляется определение оцениваемых параметров при возбуждении колебаний тряски. Расстояние между вершинами двух соседних неровностей соответствовало среднеарифметическому расстоянию между опорными катками машины $L=0,8$ м, высота неровностей 50 мм с длиной основания треугольника 400 мм.

При каждом виде испытаний осуществляется по одному заезду в прямом и обратном направлении при варьировании скорости прохождения неровностей от 10 до 40 км/ч. На Рис.3.19 (блок 2) приведен фрагмент осциллограммы с кинематическими (угловые скорости) и динамическими (линейные ускорения) параметрами, характеризующий процесс динамического нагружения «весового макета» при движении по «гребенке». Результаты измерений сведены в таблицу 7.

Анализ результатов испытаний показал, что при движении машины со скоростью от 10 до 40 км/ч. по высокочастотным неровностям («гребенка») значение амплитуд частотных составляющих ускорений по координатам Z, X равны от 1 до 3,0 м/с² на частотах от 3,4 Гц до 14 Гц, соответственно. При этом интегральный уровень, как следует из табл. 7, изменяется от -0,09g до 1,99g (9,71 м/с²).

Кроме того измерения были выполнены при движении с различными скоростями по типовым низкочастотным неровностям с расстоянием между вершинами $L=1,5B$, $L=2,0B$, $L=2,5B$ и высотой $h=0,2$ м. Результаты сведены в таблицу 8.

Определение динамических характеристик при возбуждении высокочастотных колебаний на «траковой» частоте

При данных испытаниях осуществляется определение оцениваемых параметров (амплитуд и частот угловых скоростей относительно трех осей, линейных ускорений по трем осям), возбуждаемых «траковым» возмущением со стороны опорных катков. Испытания осуществлялись при движении по твердой дороге (бетонной трассе), на различных скоростях движения. Датчики линейных ускорений, определяющих степень воздействия опорных катков на корпус машины, устанавливались на балансирах средних опорных катков (точка измерения «каток», см. Рис. 3.20), на раме держателя (точка измерения «укладка», см. Рис. 3.21), на весовом макете (точка измерения «макет», см. Рис. 3.22). На Рис.3.23 приведены пример осциллограмм и амплитудно-частотные характеристики виброускорений по координате Z, зарегистрированные высокочастотными датчиками в перечисленных точках измерений. Как следует из рисунка, при движении со скоростью 36 км/ч вертикальное ускорение опорного катка находится в диапазоне от 100 М/с^2 до 170 М/с^2 . При этом гармоника, соответствующая «траковой» частоте имеет амплитуду $67,4 \text{ М/с}^2$, т.е. почти 7g. Следует отметить, что при переезде стыков плит, выбоин в бетоне, ускорение опорного катка может превышать значение 500 М/с^2 (см. рис. 3.24). Анализ результатов измерений позволяет утверждать, что в точке измерения «балка» наблюдается значительный отклик не на возмущение на «траковой» частоте, а на ее третью супергармоническую составляющую. При этом амплитуда виброускорения на частоте третьей гармоники ($f = 211 \text{ Гц}$) достигает величины 8 М/с^2 , т.е. почти 1 g, при этом интегральный уровень виброускорений достигает величин 20 и более М/с^2 . Данное явление может привести к возникновению высокочастотных резонансов в аппаратуре управления, монтируемой на данной балке.

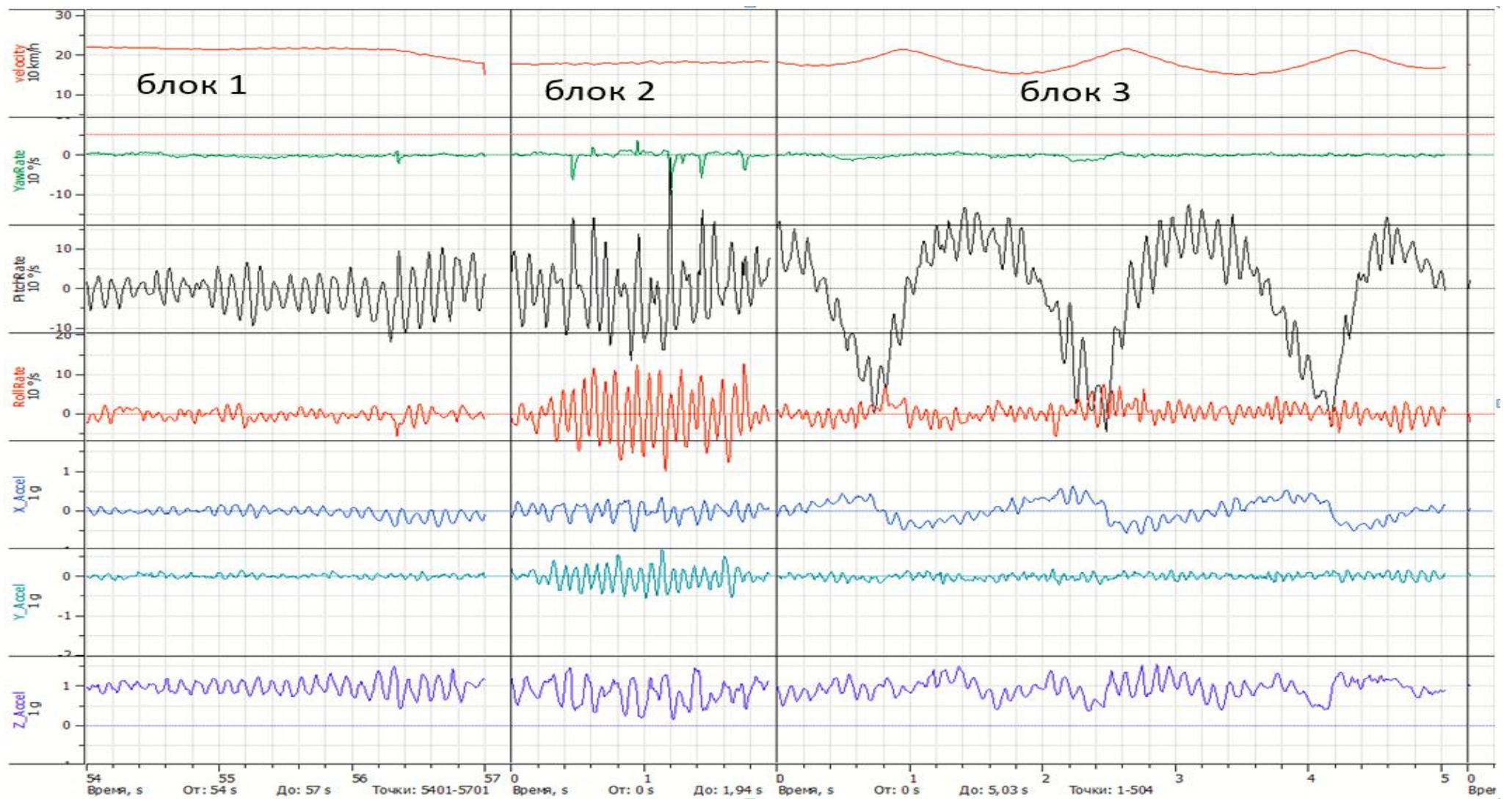


Рис. 3.19. Фрагмент осциллограммы с записью оцениваемых параметров, характеризующих процесс динамического нагружения «весового макета» при движении по типовым неровностям со скоростью $V=18$ км/ч (блок 1 – подход к типовым неровностям; блок 2 – движение по «гребенке» и блок 3 – движение по низкочастотному профилю с расстоянием между вершинами $L=2,0B$)

Значения измеряемых параметров «весового макета» (интегральный уровень) при движении по типовой неровности «гребенка» (L=0,8м, h=0,2м)

	PitchRate, град/сек				YawRate, град/сек				RollRate, град/сек			
	Mean	StdDev	min	max	Mean	StdDev	min	max	Mean	StdDev	min	max
10km/h	-0,07	4,59	-13,57	16,64	0,03	0,74	-5,12	2,37	-0,03	2,73	-8,11	7,55
20km/h	-0,03	6,14	-16,36	26,83	0,01	1,05	-6,76	6,34	-0,07	3,89	-13,96	9,53
30km/h	-0,09	13,94	-24,70	33,08	0,03	4,35	-17,55	24,90	0,05	9,43	-24,19	30,69
40km/h	-0,06	15,31	-41,35	35,43	0,05	6,93	-21,67	25,33	-0,04	10,65	-27,74	31,78
	Z, g(9,81 м/сек ²)				X, g(9,81 м/сек ²)				Y, g(9,81 м/сек ²)			
	Mean	StdDev	min	max	Mean	StdDev	min	max	Mean	StdDev	min	max
10km/h	0,95	0,17	0,42	1,41	0,01	0,10	-0,29	0,32	0,00	0,11	-0,33	0,27
20km/h	0,96	0,23	0,28	1,48	0,02	0,13	-0,30	0,40	-0,01	0,16	-0,43	0,54
30km/h	0,98	0,38	-0,06	1,99	0,05	0,16	-0,34	0,58	-0,01	0,13	-0,32	0,55
40km/h	0,97	0,43	-0,09	1,84	0,00	0,14	-0,43	0,37	-0,02	0,25	-0,69	0,72

Таблица 8

Распределение по частотным составляющим ускорений по координатам Z, X на «балке», «укладке» и «весовом макете» при движении по типовым низкочастотным неровностям (L=1,5В L=2,0В L=2,5В h=0,2м)

Длина неровности, м	Скорость прохождения неровности, км/ч	Частота прохождения неровности, Гц	Порядковая частота, Гц				Примечание
			Амплитуда на порядковой частоте, м/с ²				
1,5 · В	10.6	0,48	$\frac{1}{1,0}$ (0,48Гц)	$\frac{2}{1,0}$ (0,96Гц)	$\frac{3}{1,4}$ (0,144Гц)	$\frac{4}{1,4}$ (0,192Гц)	При движении машины в процессе разгона до скорости прохождения типовых неровностей по координатам Z, X датчиков, установленных на балке, носу, и укладке фиксируются ускорения на 1-й, 2-й и 3-й порядковых «траковых» частотах с амплитудами до 2 ... 4.5 м/с ² . Особенно явно этот эффект проявляется по координатам Z, X, Y на балке.
	18.0	0,82	$\frac{0,82}{2,5 \dots 5,5}$ Гц	$\frac{0,164}{2,5 \dots 3,0}$ Гц	-	-	
	28.0	1,27	$\frac{1,27}{2,5 \dots 4,5}$ Гц	$\frac{2,53}{1,5 \dots 2,5}$ Гц	$\frac{3,81}{1,0 \dots 2,0}$ Гц	-	
	38.4	1,75	$\frac{1,75}{2,5 \dots 5,5}$ Гц	$\frac{3,5}{1,5 \dots 2,5}$ Гц	$\frac{5,25}{1,5 \dots 2,0}$ Гц	-	
2,0 · В	12.2	0,42	$\frac{0,42}{0,8 \dots 1,2}$ Гц	$\frac{0,84}{0,8 \dots 1,2}$ Гц	$\frac{1,26}{0,8 \dots 1,2}$ Гц	-	При движении машины в процессе разгона до скорости прохождения типовых неровностей по координатам Z, X датчиков, установленных на балке, носу, и укладке фиксируются ускорения на 1-й, 2-й и 3-й порядковых «траковых» частотах с амплитудами до 2 ... 4.5 м/с ² . Особенно явно этот эффект проявляется по координатам Z, X, Y на балке.
	18.0	0,61	$\frac{0,61}{1,0 \dots 2,7}$ Гц	$\frac{1,22}{1,0 \dots 2,7}$ Гц	$\frac{1,83}{1,0 \dots 2,7}$ Гц	$\frac{2,44}{1,0 \dots 2,7}$ Гц	
	27.5	0,94	$\frac{0,94}{1,0 \dots 3,5}$ Гц	$\frac{1,88}{1,0 \dots 3,5}$ Гц	$\frac{2,82}{1,0 \dots 3,5}$ Гц	-	
	35.6	1,22	$\frac{1,22}{2,0 \dots 4,5}$ Гц	$\frac{2,44}{2,0 \dots 4,5}$ Гц	$\frac{3,66}{1,0 \dots 2,5}$ Гц	-	
2,5 · В	11.7	0,32	$\frac{0,32}{0,2 \dots 0,55}$ Гц	-	-	-	При движении машины в процессе разгона до скорости прохождения типовых неровностей по координатам Z, X датчиков, установленных на балке, носу, и укладке фиксируются ускорения на 1-й, 2-й и 3-й порядковых «траковых» частотах с амплитудами до 2 ... 4.5 м/с ² . Особенно явно этот эффект проявляется по координатам Z, X, Y на балке.
	17.8	0,48	$\frac{0,48}{0,8 \dots 1,5}$ Гц	$\frac{0,96}{0,8 \dots 1,5}$ Гц	$\frac{1,44}{0,8 \dots 1,5}$ Гц	-	
	31.3	0,85	$\frac{0,85}{1,0 \dots 2,5}$ Гц	$\frac{1,7}{1,0 \dots 2,5}$ Гц	-	-	
	40.0	1,09	$\frac{1,09}{0,5 \dots 1,2}$ Гц	$\frac{2,18}{0,5 \dots 1,2}$ Гц	-	-	
* «траковая» частота определяется по формуле $\frac{V}{3,6} * \frac{1}{t_{гус}}$, где V - скорость движения машины, км/час; t _{гус} - шаг гусеницы, t _{гус} = 0,15 м. Например, при скорости движения 14,6 км/ч «траковая» - первого порядка частота равна 27 Гц, частота второго порядка равна 54 Гц, частота третьего порядка равна 71 Гц и т.д.							
При движении по высокочастотным неровностям («гребенка») значение амплитуд частотных составляющих ускорений по координатам Z, X равны от 1 до 3,0 м/с ² на частотах от 3,4 Гц до 14 Гц при движении машины со скоростью, соответственно, от 10 до 40 км/ч. При этом интегральный уровень, как следует из табл. 4, изменяется от -0,09g до 1,99g (9,71 м/с ²)							



Рис. 3.20. Установка датчика ускорения на балансир опорного катка (точка измерения «каток»)

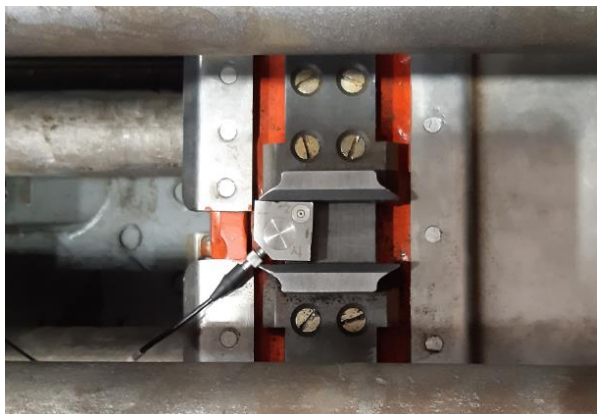


Рис. 3.21. Установка датчика ускорения на раму держателя (точка измерения «укладка»)



Рис. 3.22. Установка высокочастотного датчика ускорения, низкочастотного датчика ускорений и угловых скоростей, спутниковых антенн на весовом макете

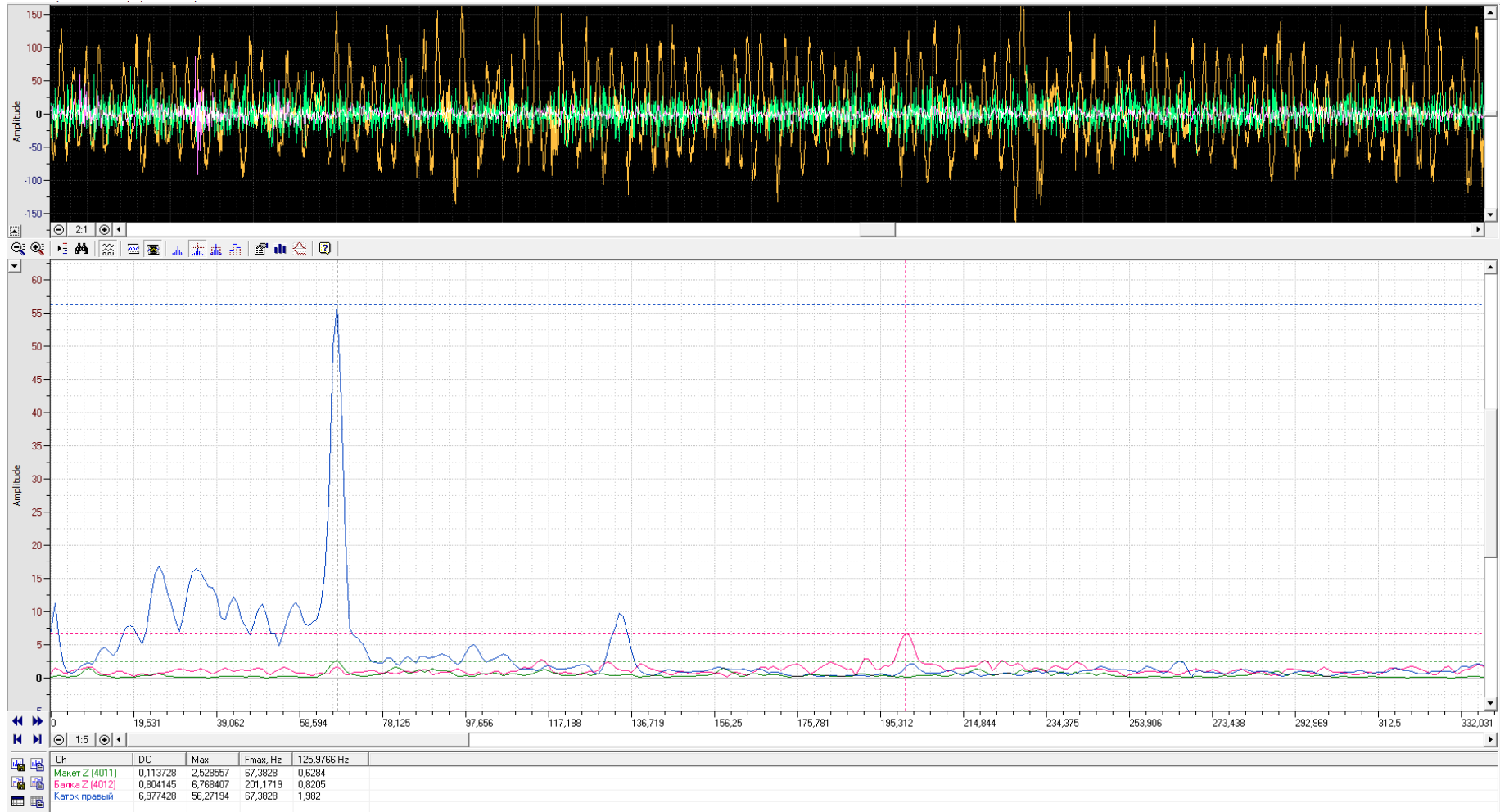


Рис. 3.23. Фрагмент осциллограммы с записью оцениваемых параметров, характеризующих процесс динамического вибрационного нагружения в контролируемых точках измерений («каток», «балка», «весовой макет») при движении по бетонной трассе со скоростью $V=36,3$ км/ч

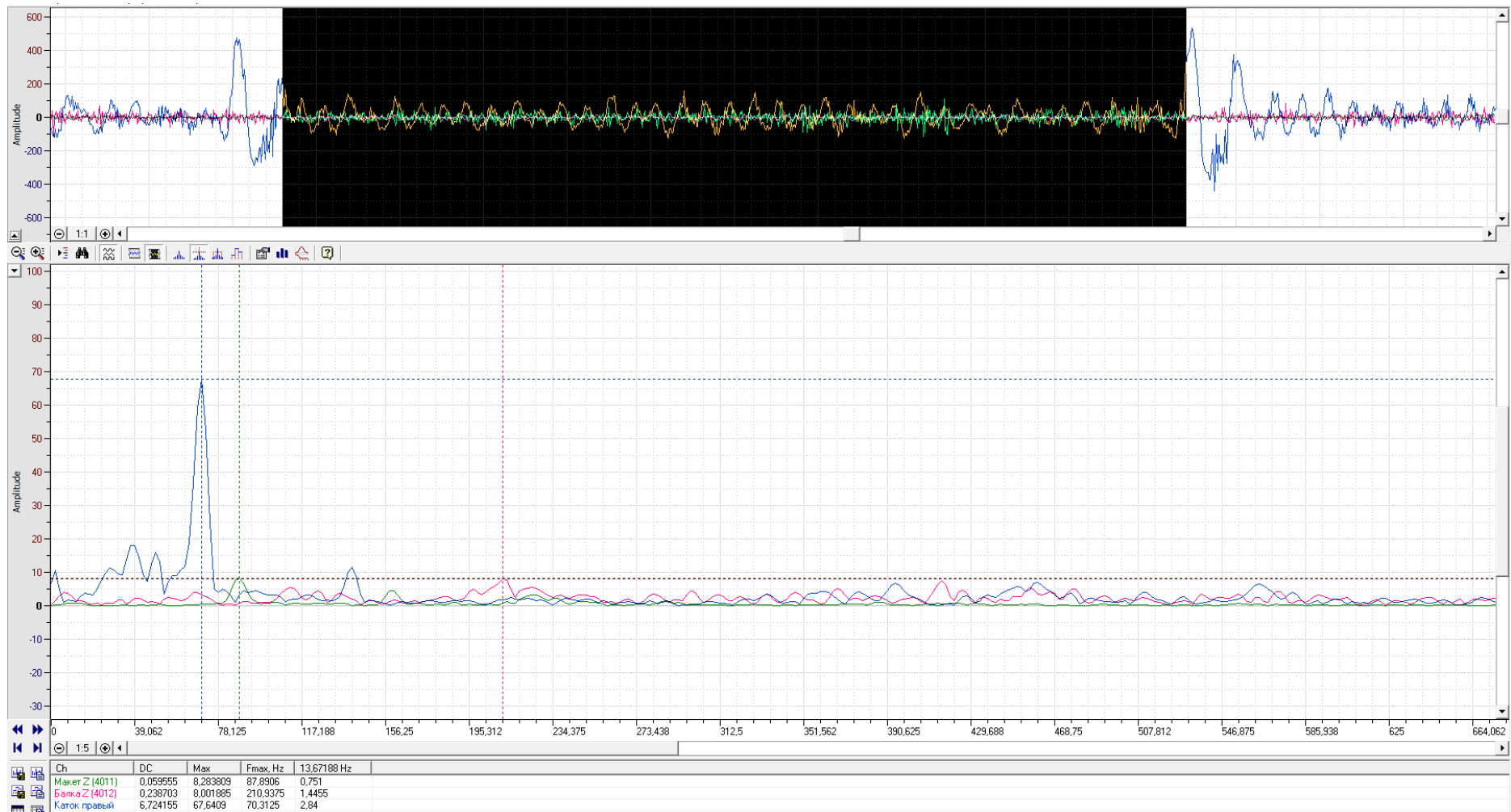


Рис. 3.24. Фрагмент осциллограммы с записью оцениваемых параметров, характеризующих процесс динамического вибрационного нагружения в контролируемых точках измерений («каток», «балка», «весовой макет») при движении по бетонной трассе со скоростью $V=38,0$ км/ч

3.4 Выводы по результатам экспериментальных исследований

1. Разработан и программно-аппаратно реализован метод экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока на основе алгоритма Лукаса-Канаде с применением технологии компьютерного зрения. Полученные результаты позволили уточнить исходные положения и валидировать математические модели исследуемых процессов.

2. Реализован на программном и аппаратном уровне метод определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, математических алгоритмов избирательной фильтрации и интегрирования результатов измерений. Метод позволяет с большей точностью задавать возмущающее воздействие на объект при сравнении результатов экспериментальных и теоретических исследований.

3. При экспериментальном исследовании кинематики ветвей гусеничного обвода установлено, что для условий движения по разбитой асфальтовой дороге доминирующая частота колебаний свободной ветви составляет 7,0 Гц с амплитудой 43 мм; в опорной ветви частота колебаний равна 16,4 Гц с амплитудой 6,5 мм; в рабочей ветви доминирующая частота 2,34 Гц с амплитудой 11 мм. Аналогичные измерения были выполнены при движении по бетонной трассе при преодолении типовых низкочастотных неровностей с расстоянием между вершинами 1,5; 2 и 2,5 базы машины и высотой 0,2 м. Результаты данного эксперимента позволили установить не только качественные, но и получить численные закономерности, характеризующие влияние состояния свободной ветви на ее амплитудно-частотные характеристики.

4. В ходе проведения испытаний решены задачи определения характеристик вибронагруженности опорных катков изделия, а также

весового макета технологического оборудования при движении по бетонной трассе: с синусоидальным типовым низкочастотными неровностям; с высокочастотными неровностям для возбуждения колебаний тряски (движение по «гребенке»); без неровностей для исследования высокочастотных колебаний на «траковой» частоте.

На основе анализа полученных экспериментальных данных можно сделать выводы, что при удовлетворительной плавности хода на типовых низкочастотных и высокочастотных неровностях наблюдается высокий уровень ускорений неподрессоренных масс на «траковой» частоте при движении по ровному бетонному основанию. Вертикальное ускорение опорного катка находятся в диапазоне от 100 м/с^2 до 170 м/с^2 . При этом гармоника, соответствующая «траковой» частоте почти $7g$. При переезде стыков плит, выбоин в бетоне, ускорение опорного катка может превышать значение 500 м/с^2 . Анализ результатов измерений позволяет утверждать, что в точке измерения «балка» наблюдается значительный отклик не на возмущение на «траковой» частоте, а на ее третью супергармоническую составляющую. При этом амплитуда виброускорения на частоте третьей гармоники ($f=211\text{Гц}$) достигает величины 8 м/с^2 , т.е. почти $1 g$, при этом интегральный уровень виброускорений достигает величин 20 и более м/с^2 . Данное явление может привести к возникновению высокочастотных резонансов в аппаратуре управления, монтируемой на данной балке.

Полученные результаты использованы при верификации и валидации разработанных математических (имитационных) моделей гусеничного движителя, подрессоренных и не подрессоренных масс объектов исследования.

Глава 4. Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования

В данном разделе на основе анализа результатов теоретического (раздел 2) и экспериментального (раздел 3) исследований динамических процессов в ГД, выполняется обобщение основных результатов диссертационного исследования.

4.1 Метод стабилизации динамических процессов в ветвях гусеничного обвода быстроходных гусеничных машин

С учетом имеющихся конструктивных, компоновочных и технологических особенностей и ограничений применительно к объекту исследования (семикатковой транспортной гусеничной машины высокой проходимости с передним расположением ведущего колеса) и обоснования технического решения по требуемому изменению модальных характеристик свободной ветви выполнено моделирование динамики гусеничного движителя. Рассмотрены различные варианты решения проблемы, в частности исследована возможность регулирования сопротивления амортизаторов передних катков на обратном ходу с целью максимально быстрого восстановления длины и силы растяжения свободной ветви после наезда на неровность.

Для оценки эффективности данного варианта технического решения проблемы захвата свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса основанной на изменении характеристики амортизатора первого опорного катка на обратном ходу (Рис. 2.3 а-б) было выполнено имитационное моделирование при нулевом сопротивлении на обратном ходу амортизатора первого опорного катка.

Результаты моделирования колебательного процесса в свободной ветви гусеничного обвода при движении по синусоидальным неровностям при их

расстановке на 1,5 базы (6,3 м), скорости движения $V = 11,6$ м/с, силе предварительного натяжения $P = 21000$ Н, представленные в частотной области показаны на Рис.4.1 По результатам моделирования демпфирующая характеристика первого амортизатора оказывает крайне слабое косвенное воздействие на этот процесс. На Рис. 4.1 приведены АЧХ характеристики колебательного процесса для трака гусеницы при сходе с ведущего колеса одновременно с наездом первого опорного катка на неровность полученные в результате моделирования в верифицированной компьютерной модели для машины с амортизаторами первого опорного катка со стандартной и измененной демпфирующими характеристиками.

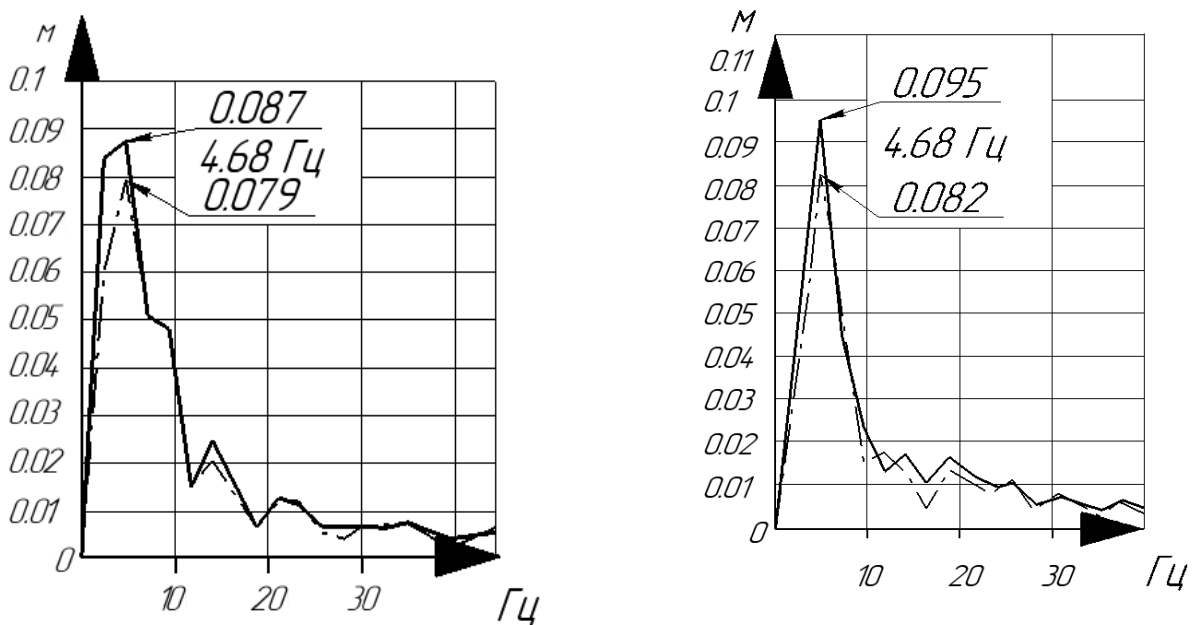


Рис. 4.1. АЧХ колебательного процесса трака в свободной ветви при сходе с ведущего колеса

Для всех случаев расчета амплитуда колебаний траков в свободной ветви гусеницы с измененной демпфирующей характеристикой амортизатора незначительно (в пределах погрешности) отличалась от амплитуды колебаний при стандартной демпфирующей характеристике. При этом следует обратить особое внимание на неизменность частоты колебаний для рассматриваемого процесса. Таким образом, изменение характеристики первого амортизатора не

оказывает существенного влияния на амплитуду и частоту колебаний свободной ветви при её сходе. Для управления этими параметрами требуются иные решения: оптимизация геометрии, инерционных характеристик траков, момента инерции ведущего колеса или применение специализированных гасителей колебаний, установленных непосредственно на участке свободной ветви.

Другой рассмотренный вариант, и как оказалось предпочтительный, заключается в установке успокоителя в виде катка в зоне схода гусеницы с ведущего колеса (см. Рис. 4.2). Успокоитель закрепляется на корпусе машины посредством кронштейна. Очевидно, что с учетом нагрузок, возникающих в обводе и представленных выше на Рис.2.5 имитационное моделирование позволяет не только определить модальные свойства системы, но и выполнить оценку нагрузок, действующих на каток (успокоитель) с целью обеспечения необходимой прочности и надежности этого узла.

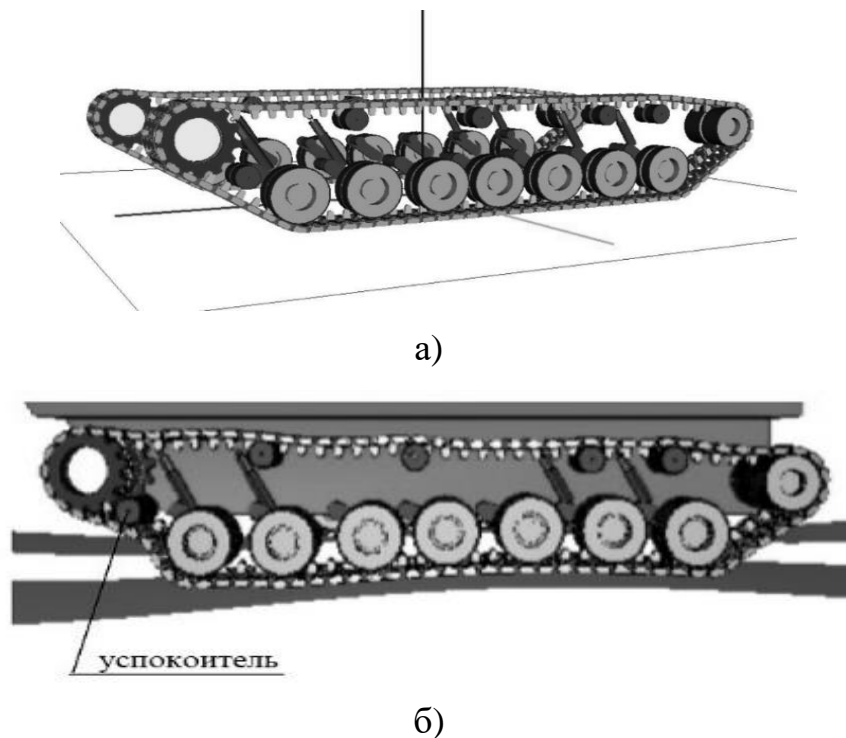


Рис. 4.2. Пространственная имитационная модель с успокоителем (а) и фрагмент визуализации результатов вычислительного эксперимента (б)

Результаты моделирования динамики свободной ветви (отдельно взятого трака при его прохождении зоны свободной ветви) с успокоителем приведены на Рис. 4.3. Анализ результатов моделирования, в том числе и не представленных на рис. 4.4 показывает, что при касании успокоителя гусеницей частота низшей формы колебаний при модельном эксперименте вырастает с 3,5 ... 4,0 Гц до 6,0 ... 9,0 Гц, что объясняется уменьшением длины участка гусеницы между опорами. Успокоитель при данном его расположении относительно ведущего колеса начинает срабатывать при амплитуде колебаний свободной ветви $A = 0,2$ м, при этом радиальная сила со стороны гусеницы в среднем находится в диапазоне от 5000 до 6000 Н, в отдельных случаях достигая величины $N = 18000$ Н, что позволяет назначать конструктивные параметры успокоителя и его кронштейна.

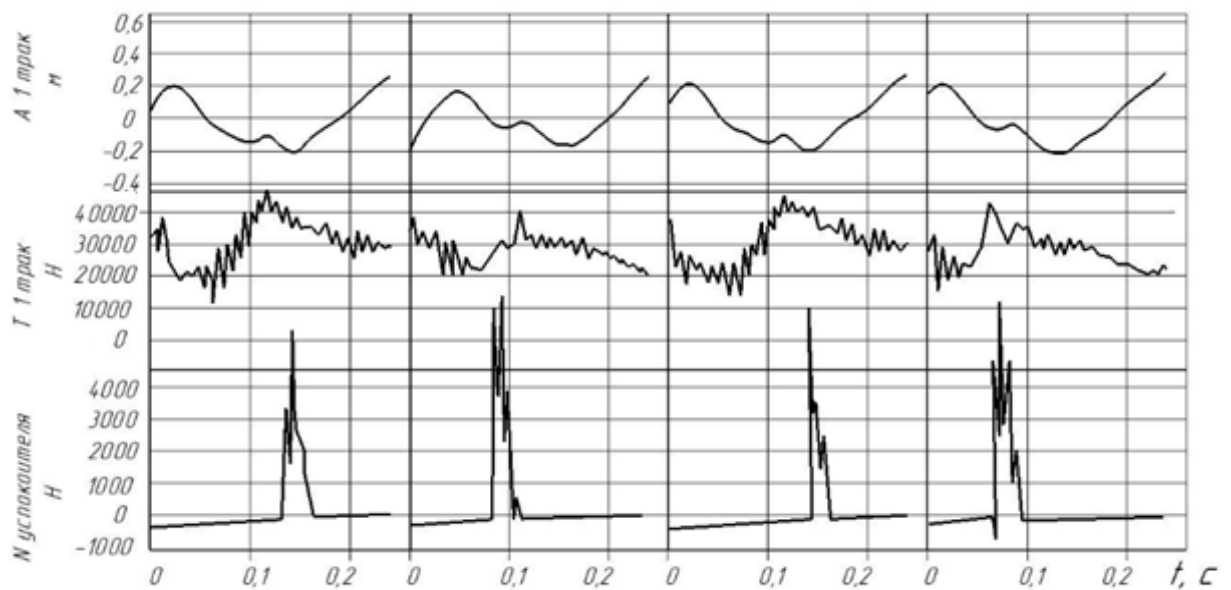


Рис. 4.3. Результаты определения кинематических и силовых параметров в свободной ветви с успокоителем

На Рис. 4.4. визуализировано представление зоны полуволны низшей формы колебаний свободной ветви гусеницы, формирующейся отдельными траками при их прохождении на данном участке, а на Рис. 4.5 соответствующие спектры (длина неровности $L = 1,5B$; скорость движения машины $v = 11,0$ м/с). На Рис. 4.6 показана визуализация имитационного

моделирования для рассмотренных вариантов. Из Рис. 4.6, а очевидно, что в данных условиях движения существует вероятность «захвата» гусеницы ведущим колесом. Данный результат имитационного моделирования удовлетворительно совпадает с расчетом собственной частоты свободной ветви по формуле (2.1.6) при условии ослабления натяжения свободной ветви при наезде на неровность. В этом случае движение со скоростью $v = 11,0$ м/с по неровностям с длиной $L = 1,5B$ (6,3 м) приведет к выполнению условия резонанса.

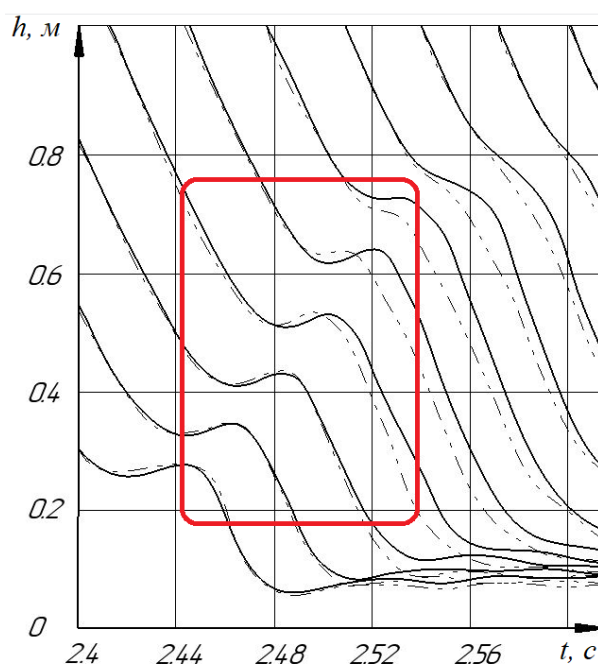


Рис. 4.4. Визуальное представление зоны формирования полуволны низшей формы колебаний свободной ветви гусеницы:

- сплошные линии соответствуют перемещению траков в штатной комплектации гусеничного движителя;
- пунктирные линии соответствуют перемещению траков при установке успокоителя;
- красный прямоугольник охватывает зону формирования полуволны.

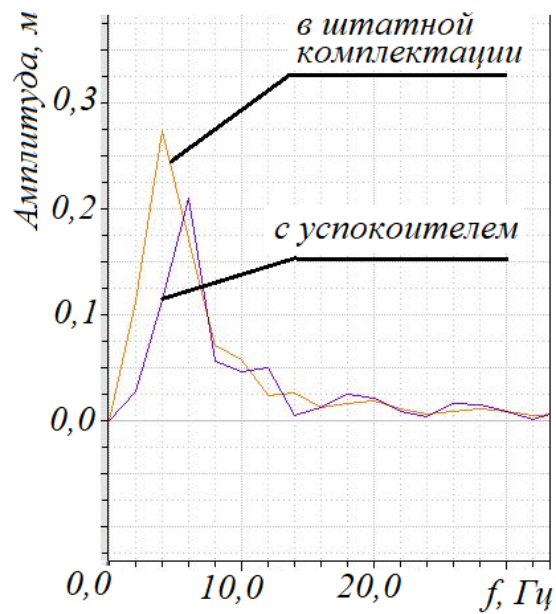
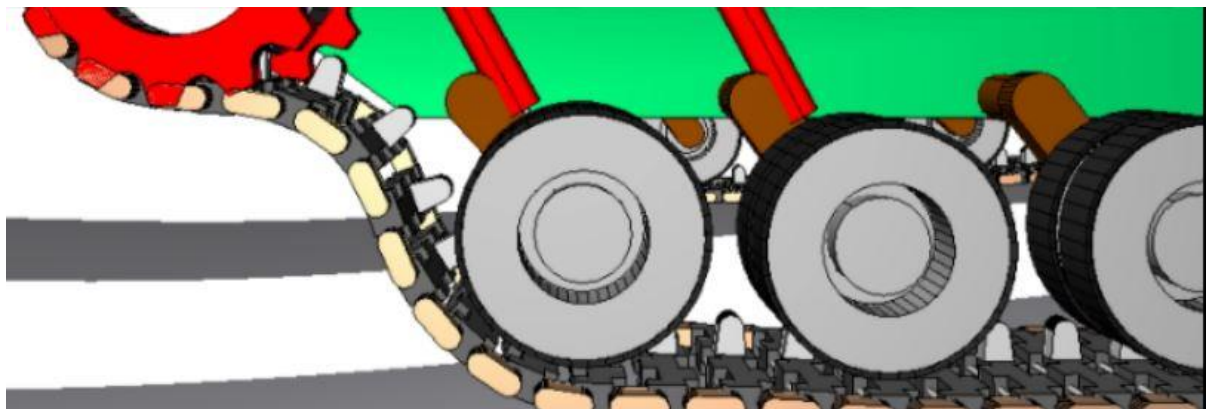
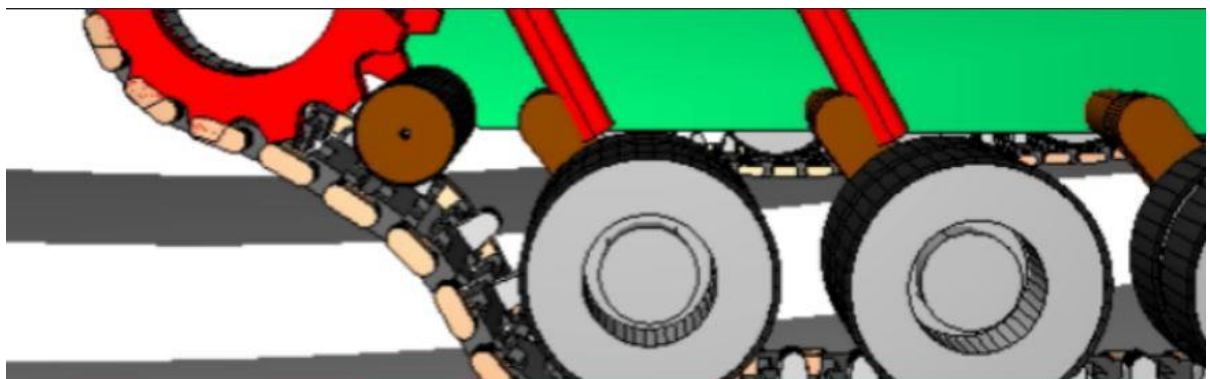


Рис. 4.5. Спектр частот свободной ветви гусеницы в штатной комплектации и с успокоителем



а) штатная комплектация



б) комплектация с успокоителем

Рис. 4.6. Визуализация имитационного моделирования для рассмотренных вариантов

Таким образом, в ходе выполненного теоретического исследования на основе разработанной и валидированной имитационной модели для исследования динамики ГД БГМ, отличающаяся от распространенных струнных и стержневых моделей ветвей гусеничного движителя возможностью учета сложной совокупности кинематических и силовых факторов, возбуждаемых при движении гусеничной машины по неровностям микропрофиля удалось:

- на качественно новом техническом уровне исследовать не рассматриваемые ранее динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода с учетом расположения ведущих колес в носовой части машины;

- обосновать и исследовать вариант технического решения проблемы «захвата» гусеницы ведущим колесом при наезде на неровность, а также определить численные параметры динамической нагруженности в свободной ветви объекта исследования – транспортной гусеничной машины высокой проходимости.

4.2 Метод исключения параметрических резонансных колебаний опорных катков быстроходных гусеничных машин

На основе выполненного выше теоретического исследования параметрических резонансных колебаний опорных катков (неподрессоренных масс) ГД БГМ, разработан и ниже излагается научно обоснованный способ целенаправленного варьирования глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеницы с параллельным шарниром, исключающий возникновение параметрических резонансных высокочастотных колебаний опорного катка, построенный на аналитическом аппарате исследования параметрических колебаний и применении методов численного конечно-элементного моделирования [86].

Предлагаемый способ заключается в выполнении последовательности следующих операций:

1) составление расчетной динамической схемы взаимодействия шина опорного катка - беговая дорожка гусеницы;

2) конечно-элементное моделирование перекатывания опорного катка вдоль беговой дорожки гусеницы, определяющее нелинейность функции жесткости в контакте;

3) идентификация параметров расчетной динамической схемы – определение неподрессоренной массы m , включающей массу катка и связанных с ним деталей ходовой части, глубину модуляции жесткости $\mu = \frac{\Delta c}{c_0}$, где c_0 – среднее значение жесткости, а Δc - амплитуда переменной составляющей упругого взаимодействия «шина опорного катка - беговая дорожка гусеницы», ω_0 - среднее значение частоты свободных колебаний неподрессоренной массы;

4) построение уравнения Матье и представление его в параметрах диаграммы Айнса-Стретта:

$$\frac{d^2Z}{dt^2} + (a + 2h\cos(pt))Z = 0,$$

$$\text{где } a = \left(\frac{2\omega_0}{p}\right)^2 = \frac{c_0 t_{\text{гус}}^2}{m\pi^2 V^2}; \quad h = a\mu; \quad t_{\text{гус}} - \text{ шаг гусеницы; } V - \text{ скорость}$$

движения машины; p – «траковая» частота. Такое представление позволяет анализировать устойчивость параметрических колебаний по диаграмме Айнса-Стретта по расположению на диаграмме точек с известными координатами a и h (область неустойчивости заштрихована). Возможные варианты значений a и h лежат на луче, который выходит из начала координат и последовательно пересекает зоны устойчивости и неустойчивости.

5) С учетом влияния диссипативных сил, возникающих вследствие гистерезисных потерь в резиновом массиве шины и беговой дорожки гусеницы, в случае если она является обрезиненной, по уравнению Меснера (2.13) и зависимостям (2.14–(2.16) устанавливаются требуемые значение параметра глубины модуляции, обеспечивающего расширение области устойчивости или полное исключение возможности возникновения

параметрических резонансных колебаний. Критическое значение коэффициента глубины модуляции определяется выражением $\mu_k = \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^{k-1}$, где k - номер области параметрического резонанса; δ – логарифмический декремент затухания колебаний, определяющий диссипативные свойства системы.

б) Разработка конструкции опорного катка трака гусеницы с параллельным шарниром (и возможно опорного катка), обеспечивающей требуемое значение параметра глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой.

Применительно к объекту исследования с параметрами, приведенными в табл. 4 выполнена оценка возможности возникновения параметрических резонансных колебаний. Выше, анализируя Рис. 2.14,б установлено, что на скоростях движения от 16,0 ... 17,7 км/ч до 23,0 ... 25,0 км/ч опорный каток попадает в зону высокочастотных параметрических резонансных колебаний. Для $c_0 = 2,588 * 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $m = 62$ кг, логарифмического коэффициента затухания δ , определенного по формуле (2.13) и равного от 0,12 до 0,25, минимально допустимое значение составит $\mu_{кр} = 0,04 \dots 0,08$, что соответствует рис. 2.14,б.

Для обеспечения требуемого уровня глубины модуляции упругого взаимодействия и на основе изложенного выше метода разработана новая конструкция трака. На Рис.4.7,а представлен серийный вариант трака, на Рис. 4.7,б предлагаемая конструкция. Этот вариант обеспечивает минимальное расстояние между плицей и проушиной трака, дополнительно снабжен выступами у правого полутрака от передней проушины, у левого полутрака от задней проушины, что позволило обеспечить необходимое перекрытие смежных траков в зазоре типа «зигзаг» и исключить их «натякивание» друг на друга при движении вокруг ведущего колеса. В данном варианте значение глубины модуляции, рассчитанный на основе конечно-элементного

моделирования составляет $\mu = \frac{\Delta c}{c_0} = 0,01$, что полностью исключает вероятность возбуждения параметрических резонансных колебаний и создает предпосылки снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части БГМ – объекта исследования.

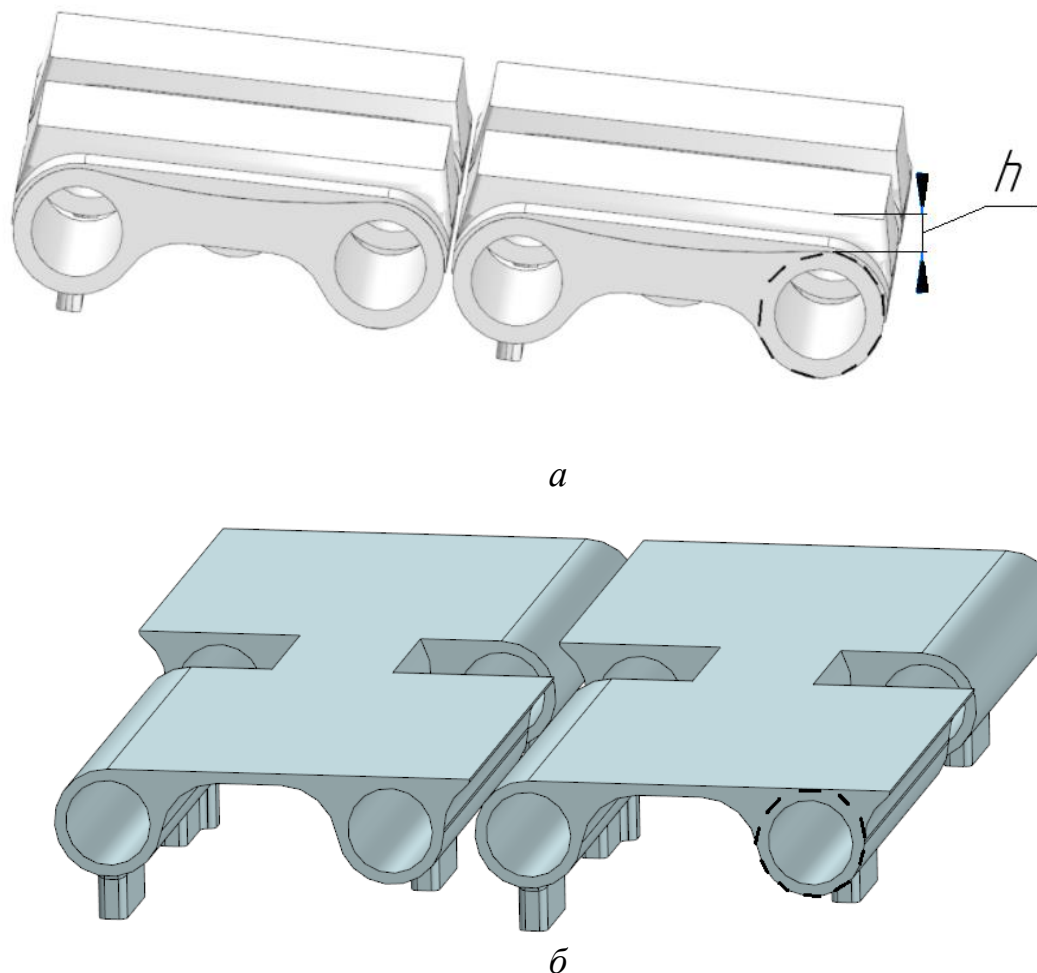


Рис. 4.7. Серийный и разработанный варианты трака (гребни не показаны): *a* – исходный вариант; *б* – разработанный вариант

Результаты испытаний показали, что ускорения на «траковой» частоте достигают $170 \dots 300 \text{ м/с}^2$ и выше. С учетом значения неподрессоренной массы, дополнительная высокочастотная нагрузка, действующая на каток, достигает величины статического нагружения. Результаты выполненных расчетов подтвердили гипотезу возникновения резонансных колебаний, реализуемых, как минимум, в одном скоростном диапазоне, соответствующем параметру диаграммы Айнса-Стретта $a = 1$. Это наиболее опасный случай

проявления параметрического резонанса. При этом наибольшие амплитуды виброускорений были зарегистрированы на скоростях от 16,5 до 25 км/ч., что соответствует «траковой» частоте от 32 до 46 Гц.

Таким образом, по результатам теоретического и экспериментального исследования колебательных процессов опорных катков (неподдрессоренных масс) движителя быстроходной гусеничной машины научно обоснован и разработан способ снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части гусеничных машин, оснащенных гусеницей с параллельным шарниром. Способ отличается от известных в теоретической проработке метода исключения высокочастотных резонансных колебаний в элементах ходовой части гусеничных машин на основе реализации теории параметрических колебаний. Сущность способа состоит в том, что дополнительно составляется расчетная динамическая схемы взаимодействия шина опорного катка - беговая дорожка гусеницы, выполняется конечно-элементное моделирование перекатывания опорного катка вдоль беговой дорожки гусеницы, определяется нелинейная функция жесткости в контакте, идентифицируются параметры расчетной динамической схемы – определяется масса неподдрессоренной части, включающей массу катка и связанных с ним деталей ходовой части, глубина модуляции жесткости упругого взаимодействия, выполняется построение уравнения Матье и представление его в параметрах диаграммы Айнса-Стретта, анализируются области устойчивости колебаний, определяется требуемое значение параметра глубины модуляции жесткости, обеспечивающего расширение областей устойчивости или полное исключение возможности возникновения параметрических резонансных колебаний с учетом влияния диссипативных сил.

В соответствии с предлагаемым способом разработан вариант конструкции трака, обеспечивающий минимальное расстояние между плечей и проушиной трака, дополнительно снабженный выступами у правого

полутрака от передней проушины, у левого полутрака от задней проушины, что позволило обеспечить необходимое перекрытие смежных траков в зазоре типа «зигзаг» и исключить их натекания друг на друга при движении вокруг ведущего колеса. При этом, при прочих равных условиях, достигнуто значения параметров глубины модуляции $h = \frac{\Delta c}{c_0} = 0,01$. Данное значение обеспечивает полное исключение параметрических резонансных колебаний, что создает обеспечивает снижение динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части гусеничной машины. На рис. 4.8 приведены временные зависимости, рассчитанные по формулам 2.11 – 2.21, иллюстрируют эффективность предлагаемого технического решения для объекта исследования. Снижение глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы позволяет снизить уровень переменной составляющей вертикальных ускорений и, соответственно, нагрузки более чем на порядок.

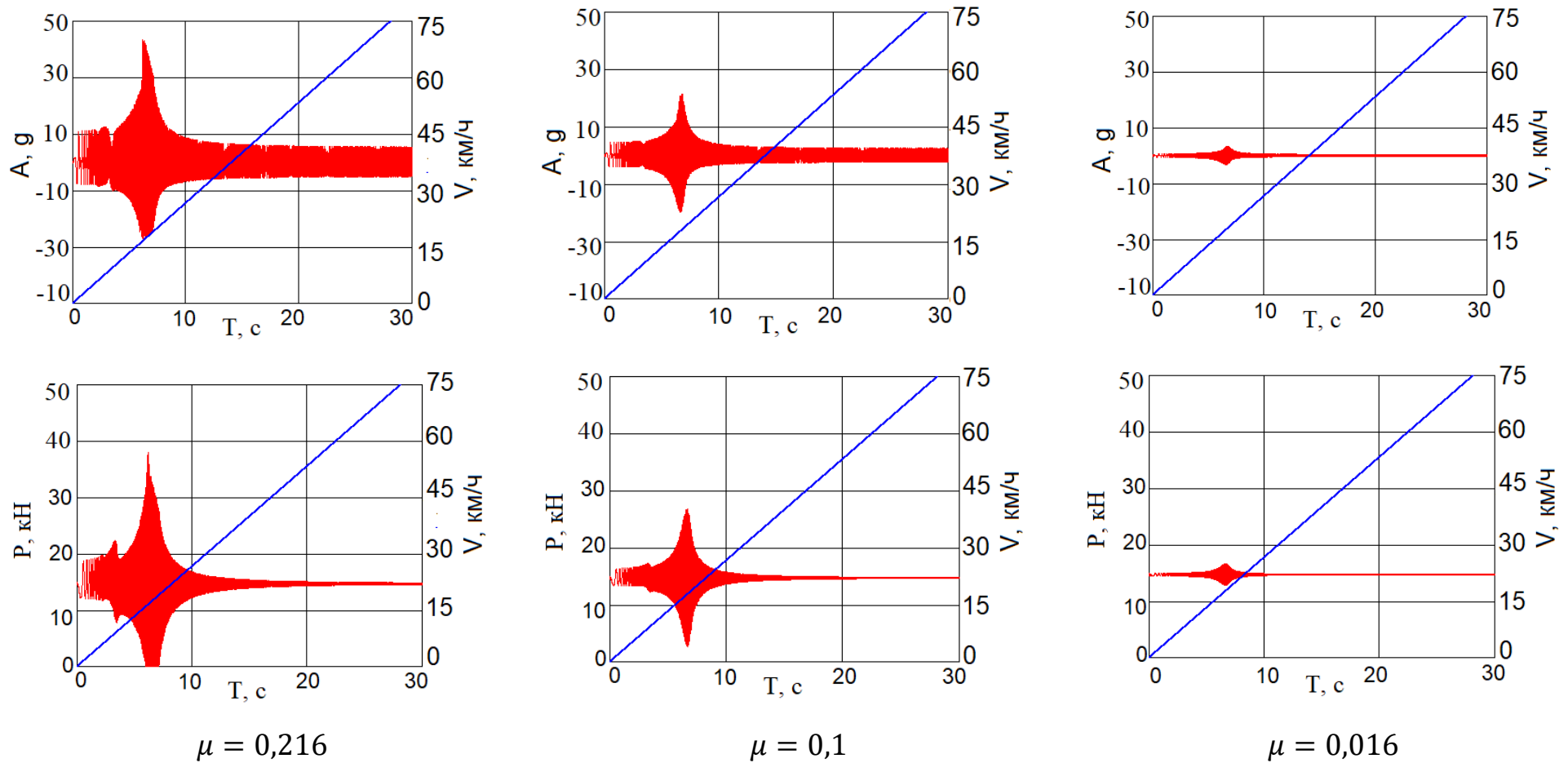


Рис. 4.8. Временные зависимости вертикальной силы и вертикального ускорения, действующих на каток (на неподрессоренную массу) от величины глубины модуляции жесткости μ упругого взаимодействия катка и беговой дорожки гусеницы

A – вертикальное ускорение катка; P - вертикальная сила, действующая на каток; V – скорость движения.

Новизна данного результата подтверждается патентом на изобретение RU 2 813 388 С2 от 12.02.2024 г [86]. «Ходовая часть гусеничной машины, оснащенной гусеницей с параллельным шарниром, обеспечивающая снижение динамической и тепловой нагруженности элементов конструкции», автор Тараторкин А.И.

4.3 Теоретическое обоснование пути распространения вибраций от неподрессоренных масс к корпусу машины и специальному оборудованию, устанавливаемому на нем

На основе выполненного теоретического и экспериментального исследования поведения динамической системы как во временной, так и в частотной областях в программном пакете Amesim методами линейного анализа получены выражения для частотных передаточных функций с учетом всей сложности структуры динамической модели, на новом уровне обоснована необходимость снижения глубины модуляции упругого взаимодействия опорного катка и гусеницы. На Рис. 4.9 приведена АЧХ по вертикальному ускорению технологического оборудования, установленного на поддрессоренной массе машины.

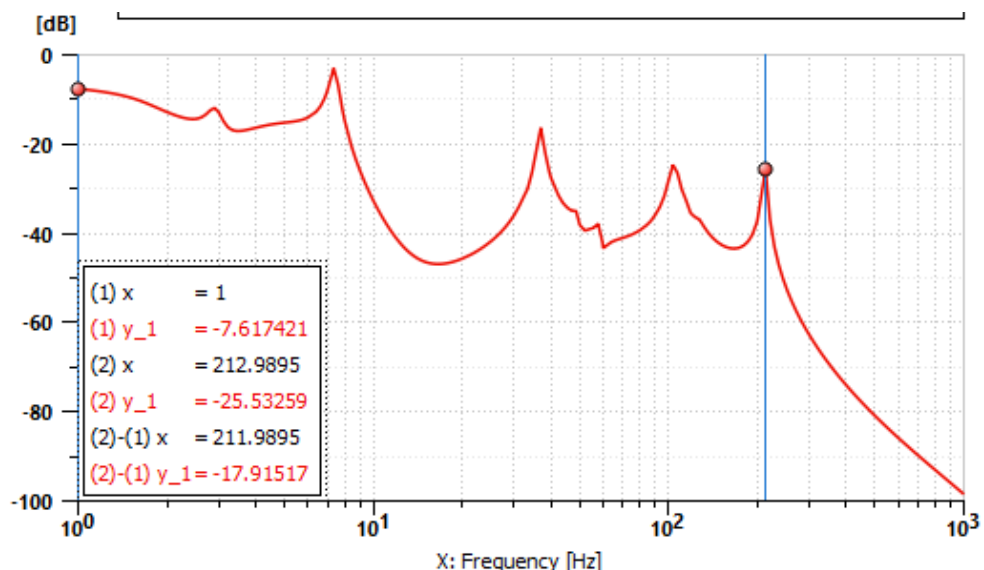


Рис. 4.9. Амплитудная-частотная характеристика по вертикальному ускорению технологического оборудования, установленного на подрессоренной массе машины

Как следует из анализа рисунка, наличие на АЧХ нескольких пиков в диапазоне частот от 35 до 230 Гц с ослаблением входного сигнала менее чем на 18 дБ подтверждает гипотезу о необходимости учета параллельного пути распространения вибраций по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование» при прогнозировании динамической и вибрационной нагруженности внутреннего оборудования БГМ.

Так, например, при величине амплитуды ускорений опорного катка при резонансе равной $U_{OK} = 25 \text{ g}$ амплитуда ускорения в точке «балка» будет на 18 дБ меньше (в абсолютном выражении составит $U_{балка} = \frac{U_{OK}}{10^{0.05 \cdot 18}} = 3,14 \text{ g}$). Соответственно при величине амплитуды ускорений опорного катка (в случае исключения параметрического резонанса) равной $U_{OK} = 5 \text{ g}$ Гц амплитуда ускорения в точке «балка» также уменьшится на 18 дБ и в абсолютном выражении составит $U_{балка} = \frac{U_{OK}}{10^{0.05 \cdot 18}} = 0,6 \text{ g}$. Это удовлетворительно согласуется с результатами экспериментов, представленных на рис. 3.23 – 3.24.

Основные результаты и выводы по работе

1. Разработана MBD-модель позволяющая исследовать динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода в том числе и явление «захвата» гусеницы зубчатым венцом при переднем расположении ведущего колеса с учётом конструктивных особенностей гусеничного движителя. Расхождение между экспериментальными и расчётными параметрами (амплитуды, частоты колебаний в ветвях гусеницы) не превышают 10 %, что для задач моделирования динамики гусеничного движителя является приемлемым результатом. На основе разработанной модели получен метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода машины с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом. Обоснован и исследован вариант технического решения в виде каткового успокоителя, определены численные параметры его динамической нагруженности, а также ветвей гусеничного обвода объекта исследования. Предложенное техническое решение позволяет снизить амплитуды колебаний свободной ветви с 0,28 до 0,2 м (на 30 %) и увеличить частоту колебаний с 4 до 6 Гц, что исключает «захвата» гусеницы ведущим колесом.

2. Теоретически обосновано и исследовано недостаточно изученное явление возникновения параметрических резонансов в системе «опорный каток – беговая дорожка гусеницы». На основе комплекса разработанных аналитических и конечно-элементных моделей, выполненного моделирования впервые подтверждена и глубоко проработана гипотеза возникновения параметрических резонансов неподрессоренных элементов ходовой части при движении по твёрдым грунтам. Выполненные расчеты продемонстрировали удовлетворительный уровень корреляции модельных и экспериментальных данных (погрешность в диапазоне 3 ... 5 %) и подтвердили высокую вероятность возникновения виброускорений опорных катков достигающих

значений 150 м/с^2 и выше в диапазоне частот от 0 до 140 Гц. Важнейшим результатом предложенной математической модели параметрических колебаний на основе уравнения Матье и диаграммы Айнса-Стретта стал разработанный метод определения требуемой глубины модуляции жёсткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеницы с учетом характеристик грунта, позволяющей расширить области устойчивости или полностью исключить параметрический резонанс с учётом диссипативных сил.

3. На базе теоретических положений разработан (защищён патентом RU 2 813 388 C2) метод снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части гусеничных машин, оснащенных гусеницей с параллельным шарниром, отличающийся от известных в теоретической проработке метода исключения высокочастотных резонансных параметрических колебаний. Метод реализован в разработанной конструкции трака с «зигзагообразным» перекрытием и выступами, исключающими натягание смежных траков при огибании ведущего колеса. Для объекта исследования достигнуто значение параметра глубины модуляции жесткости 0,016, что в 18 раз ниже чем у серийного трака, гарантированно исключает параметрические резонансные колебания и создаёт предпосылки для снижения динамической и тепловой напряжённости шин опорных катков.

4. На основе выполненного анализа вибронагруженности на «траковых» частотах научно обоснована необходимость рассмотрения ранее не учитываемых путей распространения вибраций. Впервые обоснована необходимость дифференцированного подхода к моделированию распространения вибраций на технологическое оборудование, смонтированное на поддресоренной массе. Установлено, что помимо классической схемы «каток – подвеска – корпус – оборудование» следует учитывать параллельные жёсткие связи по тракту «каток – балансир – блок подвески – корпус – оборудование». Разработанная имитационная модель

позволяет получить амплитудные-частотные характеристики на основе которых представляется возможным оценить эффективность виброизоляции и разработать обоснованные мероприятия по снижению виброн нагруженности специального технологического оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины.

5. Разработан и программно-аппаратно реализован метод экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока на основе алгоритма Лукаса-Канаде с применением технологии компьютерного зрения. Полученные результаты позволили уточнить исходные положения и валидировать математические модели исследуемых процессов.

6. Реализован на программном и аппаратном уровне метод определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, математических алгоритмов избирательной фильтрации и интегрирования результатов измерений. Метод позволяет существенно сократить сроки обработки статистических данных микропрофиля пути реальных трасс.

Список использованных источников

1. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. - 232 с.
2. Исаков П.П. Теория и конструкция танка. Том 6: "Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин».
3. Wong J.Y., Garber M., Preston-Thomas J. Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Ground Pressure Distribution and Tractive Performance of Tracked Vehicles. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1984, vol. 198(D15), pp. 265–285.
4. Schlör, K.: Konstruktive Merkmale moderner Gleis-Ketten. Fa. WIRA GmbH, Hannover 1959
5. Ogorkiewicz, R. M. Tanks: 100 years of evolution, Osprey Publishing 2015, ISBN 978-1472806703;
6. Г.О. Котиев, Е.Б. Сарача, И.А. Смирнов, С.А. Бекетов. Пути повышения быстроходности гусеничных машин транспортного назначения. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева № 2(104).
7. А.О. Никитин, Л.В. Сергеев. Теория Танка, 1962
8. W. Merhof E.-M. Hackbarth(Hersg.) Fahrmechanik Der Kettenfahrzeuge. ISBN: 978-3-943207-13-2.
9. Wyk, D.J. van. Mathematical modeling of the interaction between a tracked vehicle and the terrain/ D.J. van Wyk, J. Spoelstra, J.H. de Klerk // Appl. Math. Modeling. – 1996. – Vol. 20. – P. 838–846.
- 10.Ю.О. Пронина, И.Я. Березин, П.А. Тараненко, А.А. Абызов. Совершенствование системы виброзащиты операторов промышленных тракторов Вестник юургу. Серия «Машиностроение».2018. Т. 18, № 3. С. 13–20
- 11.Krylov VV. Ground vibrations from tracked vehicles: theory and applications. In: Proc. 8th Intern. Conf. Structural Dynamics. EURODYN 2011(CD). 2011

12. Pingxin Wang, Xiaoting Rui, Feifei Liu, Guoping Wang, Hailong Yu, Bin He, Junjie Gu Generation mechanism and control of high-frequency vibration for tracked vehicles
13. Pingxin Wang, Xiaoting Rui, Hai-long Yu, Guoping Wang, Dongyang Chen. Adaptive control of track tension estimation using radial basis function neural network *Defence Technology* Volume 17, Issue 4, August 2021, Pages 1423-1433
14. Pingxin Wang, Hailong Yu, Xiaoting Rui, Jianshu Zhang, Junjie Gu, Transversal Vibration Analysis of the Upper Span of Nonlinear Closed-loop Track Systems, *Applied Mathematical Modelling* (2019)
15. Tomasz Nabagło, Andrzej Jurkiewicz, Janusz Kowal Modeling verification of an advanced torsional spring for tracked vehicle suspension in 2S1 vehicle model\ *Engineering Structures* 229 (2021) 111623,
16. Yunfei Miao, Guoping Wang and Xiaoting Rui\ Dynamics modeling, simulation, and optimization of vibration characteristics of the tracked vehicle system\ *Journal of Vibration and Control* 2021, Vol. 27(21–22) 2451–2465
17. В.Н. Плищ «Моделирование в среде MSC ADAMS механизма натяжения резиноармированной гусеницы трактора» (2022). Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции «Автотракторостроение и автомобильный транспорт» (том 1, Минск), с 229-234]
18. Wong, J. Y. (1995), Application of the Computer Simulation Model NTVPM-86 to the Development of a New Version of the Infantry Fighting Vehicle ASCOD // *Journal of Terramechanics* Vol. 33, No. 1. pp. 53-61
19. Н.А. Забавников. Основы теории транспортных гусеничных машин. Москва, Машиностроение 1975 г.
20. Kai Huang Guoping Wang Pingxin Wang Jianshu Zhang Yangyang Miao Three-dimensional nonlinear tooth meshing modeling and analysis for preloaded tracked vehicles», DOI: <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-5317820/v1>

21. Fabien Lagier, Ing. MBA, “Composite Rubber Track (CRT) for Robotic & Autonomous System (RAS)”, In Proceedings of the Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium (GVSETS), NDIA, Novi, MI, Aug. 13-15, 2019.
22. Tommy Marcotte , Composite rubber track trial results for warrior ifv, In Proceedings of the Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium (GVSETS), NDIA, Novi, MI, Aug. 7-9, 2018.
23. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям, Харьков, Изд-во Харькова. штат. Ун-та, 1989 г. - 111 с.
24. Wong, J. Y. (1995), Application of the Computer Simulation Model NTVPM-86 to the Development of a New Version of the Infantry Fighting Vehicle ASCOD // Journal of Terramechanics Vol. 33, No. 1. pp. 53-61.
25. Янчик, А.Г. Нелинейные колебания опорного катка с не ней упругой сплошной шиной / А.Г. Янчик, О.В. Стаховский, .В. Кохановский и др. // Харьковский автомобильно-дорожный вестник. – 2005. – № 29. – С. 44–47.].
26. A Taratorkin, V. Derzhanskii, S. Abdulov, A. Taratorkin. Off-design loading modes of the road rollers of the undercarriage of the tracked vehicles. / AIP Conf. Proc. 2503, 080016 (2022)
27. Возбуждение волновых процессов в движителе быстроходной гусеничной машины / А.И. Тараторкин, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко и др.]- Минск, 2023.-Вып. 12. —С.36-41.
28. Bekker, M.G. Introduction to Terrain-Vehicle Systems / M.G. Bekker – University of Michigan Press, 1969. – 846 p.
29. Wong, J.Y. Theory of ground vehicles. – 3rd edition./ J.Y. Wong – Wiley-Interscience, 2001. – 560 p

30. Galaitsis, A.G. TRAXION: A Model for Predicting Dynamic Track Loads in Military Vehicles/ A.G. Galaitsis// Journal of Vibration and Acoustics- transactions of The ASME. – 1984. – Vol. 106. – P. 286–291. DOI:10.1115/1.3269183
31. Lee, H.C. Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles Part II: Contact Forces and Simulation Results / H.C. Lee, J.H. Choi, A.A. Shabana // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 1998. – Vol. 29. – P. 113–137. DOI: 10.1007/s11071-013-1005-6.
32. Wheeler, P. Tracked vehicle ride dynamics computer program/ P. Wheeler// SAE. – 1997. – Paper 770048.]
33. Ma, Zheng-Dong A Super-Element of Track-Wheel-Terrain Interaction for Dynamic Simulation of Tracked Vehicles / Zheng-Dong Ma, N. C. Perkins // Multibody System Dynamics. – 2006. – Vol. 15. – P. 347–368. DOI:10.1007/S11044-005-9001-3
34. Ma, Zheng-Dong A Track-Wheel-Terrain Interaction Model for Dynamic Simulation of Tracked Vehicles/ Zheng-Dong Ma, N. C. Perkins // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 2002. – Vol. 37, № 6. – P. 401–421
35. Sandu, C. Military tracked vehicle model. Part I: multibody dynamics formulation / C. Sandu, J.S. Freeman // International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing. – 2005. – Vol. 1. – P. 48–67. DOI: 10.1504/IJVSMT.2005.008572.]
- 36.. В.Б. Держанский, А.И. Тараторкин, И.А. Исключение параметрических резонансных колебаний в двигателе быстроходных гусеничных машин./ Машиностроение: сете ой электронный научный журнал. – 2015. – Т. 3. № 4. – С. 13–20.
37. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Формирование высокочастотного динамического нагружения элементов ходовой части гусеничной машины

- / Механика машин, механизмов и материалов. Минск, 2010. № 2 (11). С. 48-52.
38. Жартовский, Г.С. Формирование вибронгруженности ВГМ / Г.С. Жартовский, Д.В. Куртц, О. А. Усов // Научно-практическая конференция РАРАН (1–4 апреля 2015 г.) ВНИИТрансмаш, 2015.
39. Жартовский, Г.С. Оценка влияния опорных катков на шум обитаемых отделений путем буксирования танка / Г.С. Жартовский, О. А. Усов // Труды XIII Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности». Т. 3. «Бронетанковая техника и вооружение». — СПб: НПО Спецматериалов. 2010.
40. Gniłka J, Mężyk A. Experimental identification and selection of dynamic properties of a high-speed tracked vehicle suspension system. *Maintenance and Reliability*. 2017; vol. 19 (1): 108-113.
41. Bogucki R. Badania prototypów nakładek elastomerowych na człony taśm gaśienicowych. *Szybkobieżne Pojazdy Gaśienicowe*. 2013; 1 (32): 37-46. ; Rybak P. Tracked or Wheeled Chassis. *Journal of Kones Powertrain and Transport*. 2007; 14 (3):527-536. ;
42. Rybak P. Operating loads of impulse nature acting on the special equipment of the combat vehicles. *Maintenance and Reliability*. 2014; 16 (3): 347-353. ;
43. Campanelli M, Shabana AA, Choi JH. Chain vibration and dynamic stress in three-dimensional multibody tracked vehicles. *Multibody System Dynamics*. 1998; 2: 277–316. ;
44. Kisu Lee A numerical method for dynamic analysis of tracked vehicles of high mobility. *KSME International Journal*. 2000; 14 (10): 1028-1040. ;
45. Ma Z.D., Perkins NC. A super-element of track-wheel-terrain interaction for dynamic simulation of tracked vehicles. *Multibody System Dynamics*. 2006; 1 351–372.
46. Wallin M, Aboubakr AK, Jayakumar P, Letherwood MD, Gorsich DJ, Hamed A, Shaban A. A comparative study of joint formulations: application to

- multibody system tracked vehicles. *Nonlinear Dynamics*. 2013; 74 (3): 783–800.
- 47.51 Wang P, Rui X, Yu H. Study on dynamic track tension control for high-speed tracked vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019; 132: 277-292. Available from: doi.org
48. Семенов В.К. Разработка метода расчета сопротивления качению и теплообразования в массивных шинах при стационарных режимах движения. Дисс.канд. техн. наук, Москва: ФГБОУ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016 г., 193 с.
49. Плагов А.И. Прогнозирование работоспособности деталей с эластомерами при интенсивном циклическом нагружении. Дисс. канд. техн. наук, Челябинск: ЧГТУ, 1992 г., 165 с.
50. Timoshenko S.P., Young D.Kh., W. Weaver *Oscillations in engineering*. М.: Nauka 1967. - 444 p., translated by Ya.G. Panovko. ;
51. V. A. Svetlitsky and V. V. Romanov, “Dynamic stability of straight rods with local connections loaded with follower forces,” *Vestn. N. E. Bauman. Ser. Engineering*. - 2010. - No. 2. - S. 15-25.
52. Светлицкий В. А. Задачи и примеры по теории колебаний: Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ, 1994. Ч. I. 308 с., ил.
53. Светлицкий В. А. Задачи и примеры по теории колебаний: Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ, 1998. Ч. II. 264 с., ил.
54. Mathematical modelling of a specialized vehicle caterpillar mover dynamic processes under condition of the distributing the parameters of the Caterpillar / S. Strutynskyi, V. Kravchuk, R. Semenchuk // *International Journal of Engineering & Technology*. — 2018. — Vol. 7, no. 4.3. — Pp. 4046. — DOI: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19549>. 11.
55. Strutynsky, S.V. Impulse dynamic processes and wave phenomena in the caterpillar mover of the terrestrial robotic complex // *Вібрації в техніці та технологіях*. — 2018. — № 4(91). — С. 5–13.

- 56.; Динамика процессов взаимодействия элементов гусеничного движителя при наезде первого опорного катка на неровность / И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский, С.В. Абдулов [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2023. — Т. 23, № 3.
57. А.И. Тараторкин, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, А.А. Волков, Е.Б. Сарач, А.И. Комиссаров/ Насчетно-экспериментальное исследование динамики обвода гусеничного движителя транспортной машины высокой проходимости// Механика Машин, Механизмов и материалов. 2024. № 4(69)
58. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: Учеб. пособие.— Брянск: БГТУ, 1997. 2. Универсальный механизм. Моделирование динамики механических систем
59. Horton N. J., Switzer S. S. Statistical methods in the journal // New Engl J Med. 2005. – Vol. 353(18)
60. Student. The probable error of a mean. // Biometrika. 1908. – Vol. 6(1).
61. Core R. Team. R.: A Language and Environment for Statistical Computing. R Foundation for Statistical Computing, 2015.
62. Попов А. М. Исследование робастности двухвыборочного критерия Стьюдента / Наука, техника и образование 2016. № 2 (20) научно-методический журнал, с 12-14
63. J. Gu, X. Rui, J. Zhang, G. Chen, Q. Zhou, Riccati transfer matrix method for linear tree multibody systems, J. Appl. Mech. 84 (2017) 11001–11008.
- 64.; X. Rui, D. Bestle, J. Zhang, Q. Zhou, A new form of the transfer matrix method for multibody systems, Multibody Syst. Dyn. 38 (2016) 137–156.
65. G. Wang, B. Rong, L. Tao, X. Rui, On the Riccati transfer matrix method for repetitive structures, J. Appl. Mech. 79 (2012) 41011–41014.]
66. Козлов А.Г. Опорные катки гусеничных машин (Конструкция и расчет)/ А.Г. Козлов – МашГиз, 1947.

67. А.И. Тараторкин. Исследование параметрических резонансных колебаний в ходовой части гусеничной машины. Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2022. Т. 22, № 1. С. 83–93
68. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И. и др. Гусеница транспортной машины. Патент РФ №122353, 2012 г.
69. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Формирование высокочастотного динамического нагружения элементов ходовой части гусеничной машины / Механика машин, механизмов и материалов. Минск, 2010. № 2 (11). С. 48–52.
70. Wasfy, T., O’Kins, J., and Ryan, D., "EXPERIMENTAL VALIDATION OF A MULTIBODY DYNAMICS MODEL OF THE SUSPENSION SYSTEM OF A TRACKED VEHICLE," SAE Technical Paper 2024-01-3312, 2011, <https://doi.org/10.4271/2024-01-3312>
71. Ghanbari S, Ashtyani ZP, Masouleh MT. User Identification Based on Hand Geometrical Biometrics Using Media-Pipe. In: Proc. 30th International Conference on Electrical Engineering (ICEE). New York, NY: IEEE; 2022. P. 373–378. <http://dx.doi.org/10.1109/ICEE55646.2022.9827056>
72. Jian Fu, Jean-Charles MARE, Yongling Fu. Incremental modeling and simulation of mechanical power transmission for more electric aircraft flight control electromechanical actuation system application. Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2016 November 11-17, 2016, Phoenix, Arizona, USA
73. Horn, B.K.; Schunck, B.G. Determining optical flow. Artif. Intell. 1981, 17 185–203.
74. Lucas, B.D.; Kanade, T. An Iterative Image Registration Technique with an Application to Stereo Vision. In Proceedings of the 7th International Joint Conference on Artificial Intelligence—Volume 2, San Francisco, CA, USA, 24–28 August 1981; IJCAI’81, pp. 674–679.
75. <https://www.movavi.com>. Электронный ресурс / Movavi Video Editor

76. Котельников В.А. О пропускной способности эфира и проволоки в электросвязи. Материалы к 1 Всесоюзному съезду по вопросам технической реконструкции дела связи и развития слаботочной промышленности, 1933, Всесоюзный энергетический комитет.
77. Shannon C. E. A mathematical theory of communication *The Bell System Technical Journal*, Oct. 1948, Vol. 27, Num. 4, pp. 623–656. doi 10.1002/j.1538-7305.1948.tb00917.x
78. Shannon C. Communication in the presence of noise *Proceedings of the Institute of Radio Engineers*, Jan. 1949, Vol. 37, Num. 1, pp. 10–21.
79. Nyquist H. Certain topics in telegraph transmission theory *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, Apr. 1928, Vol. 47, Num. 2, 617–644, doi 10.1109/T-AIEE.1928.5055024
80. Whittaker E. XVIII.— On the Functions which are represented by the Expansions of the Interpolation Theory. *Proceedings of the Royal Society of Edinburgh*, 1915, Vol. 35, pp. 181 – 194. doi 10.1017/S0370164600017806
81. Мазор Ю. Л. и др. *Энциклопедия Радиотехника*, 2002. — 512.]
82. Бендат, Дж., Пирсол, А. *Прикладной анализ случайных данных*. Пер. с англ. В.Е. Привальского, А.И. Кочубинского; под ред. И.Н. Коваленко. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
83. Тараторкин А.И., Абдулов С.В, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин. Методы измерения колебаний гусеничного движителя: современные подходы и технологии. *ISSN 1995-0470. Механика машин, механизмов и материалов*. 2026. №
84. Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Тараторкин А.И., Волков А.А./ «Способ определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени», патент РФ на изобретение № 2833836 от 29.01.2025 г
85. ISO 8608:2016 Mechanical vibration- Road surface profiles- Reporting of measured data

86. Тараторкин А.И. «Ходовая часть гусеничной машины, оснащенной гусеницей с параллельным шарниром, обеспечивающая снижение динамической и тепловой напряженности элементов конструкции», патент на изобретение РФ 2813388 С2 от 12.02.2024 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

```
Код программы для верификация модельных данных (для участка гусеницы)
data1 =[1.20428, 1.20646, 1.20696, 1.20572, 1.20268, .....]
data2 =[1.194121, 1.192737, 1.191762, 1.191255, .....]
n1 = length(data1);
n2 = length(data2);
mean_diff = mean(data1) - mean(data2);
pooled_var = ((n1-1)*var(data1) + (n2-1)*var(data2)) / (n1 + n2 - 2);
se = sqrt(pooled_var * (1/n1 + 1/n2));
t = mean_diff / se;
dof = n1 + n2 - 2;
p_value = 2 * (1 - tcdf(abs(t), dof));
b=tcdf(abs(t), dof);
% Использование встроенной функции
[h, p, ~, stats] = ttest2(data1, data2, 'Vartype', 'equal');
t_ttest2 = stats.tstat;
disp('Двухвыборочный тест (равные дисперсии):');
disp(['Ручной расчет: t = ', num2str(t), ', p = ', num2str(p_value)]);
disp(['Функция ttest2: t = ', num2str(t_ttest2), ', p = ', num2str(p)]);
```

Расчет температуры массивных шин

Исходные данные

машина:

масса машины:

$$M := 18000$$

максимальная скорость движения машины $v_{max} := 72$

длина опорной поверхности гусеницы $L_{\text{оп}} := 4.06$

среднее удельное давление на грунт $q_m := 0.053$

количество опорных катков на одном борту $m_k := 6$

предварительное статическое натяжение гусеницы $P_{st} := 19000$

коэффициент, учитывающий перегрузку катков, расположенных одним борту $K_k := 1.05$

внешняя среда: температура окружающего воздуха $t_v := 20$

массивная шина:

количество шин на опорном катке $m_{sh} := 2$

коэффициент, учитывающий перегрузку шин на одном катке $K_{sh} := 1.15$

наименьшее отношение расстояния между осями рядом стоящих опорных катков к их диаметру

$$dk_{min} := 1.25$$

наибольшее отношение расстояния между осями рядом стоящих опорных катков к их диаметру

$$dk_{max} := 1.76$$

угол расположения образующей боковой поверхности шин $\gamma := 8$

коэффициент ширины шины $K_g := 0.267$

физико-механические свойства шины:

модуль упругости резины $E_r := 9$

коэффициент внутреннего трения резины $\psi := 0.25$

эквивалентный коэффициент теплоотдачи $\alpha := 19.86$

плотность резины $\rho_{sh} := 1130$

допускаемое среднее удельное давление на поверхности контакта между шиной и беговой дорожкой гусеницы

$$q_{srdop} := 1.6$$

допускаемое приращение температуры шины $T_{maxdop} := 153$

обод:

материал обода - алюминиевый сплав В93 (ГОСТ 7484-74)

плотность материала обода $\rho_o := 2800$

коэффициент толщины обода $K_s := 0.103$

реборда

количество реборд на шине $m_r := 1$

плотность материала реборды $\rho_r := 7800$

коэффициент высоты реборды $K_h := 1.33$

коэффициент ширины реборды $K_v := 0.52$

гусеница:

масса единицы длины гусеницы $g_g := 0$

тип шарнира - РМШ (резино-металлический шарнир)

Ширина гусеницы, мм

$$B_g := \frac{9.81 \cdot M}{2 \cdot 10^3 \cdot L \cdot q_m} \quad B_g = 410.308$$

Для дальнейших расчётов принимаем ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-79

$$B_g := 430 \text{ мм}$$

Наибольшая ширина шины, мм

$$B_{shmax} := K_g \cdot B_g \quad B_{shmax} = 114.81$$

Масса единицы длины гусеницы, кг/м

$$g_g := 20 + 0.3 \cdot (B_g - 200) \quad g_g = 89$$

Статическая нагрузка на шину, Н

$$P_{sh} := \frac{K_k \cdot K_{sh} \cdot [(0.5 \cdot M - L \cdot g_g) \cdot 9.81 + P_{st}]}{m_k \cdot m_{sh}} = 1.044 \times 10^4$$

Наименьший диаметр опорного катка, мм

$$D_{kmin} := \frac{L \cdot 10^3}{(m_k - 1) \cdot d_{kmax}} = 461.364$$

Наибольший диаметр опорного катка, мм

$$D_{kmax} := \frac{L \cdot 10^3}{(m_k - 1) \cdot d_{kmin}} = 649.6$$

Выбор множества диаметров катка по условию

$$D_{kmin} \leq D_{ki} \leq D_{kmax}$$

$$423 \leq D_{ki} \leq 625$$

Из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-79) может быть выбрано следующее множество диаметров опорного катка

$$Dk_i := (450 \ 480 \ 500 \ 530)$$

$$imax := 4$$

Для начального значения диаметра опорного катка $Dk_1 = 530$ мм рассчитываем размеры шины

$$Dk := 560$$

$$Aq := \frac{0.242 \cdot Psh^{0.574} \cdot Er^{0.5}}{\sqrt[6]{Dk} \cdot qsr_{dop}} = 32.026$$

$$At := \frac{0.181 \cdot \psi \cdot v_{max} \cdot Psh^{1.426}}{\sqrt[6]{Dk^5} \cdot Er^{0.5} \cdot \alpha \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{maxdop} - tv)} = 1.805 \times 10^5$$

$$At \cdot Aq = 5.781 \times 10^6$$

$$Bsh := 100$$

$$Bsh \cdot \left(Dk - \frac{Aq^3}{Bsh^{\frac{3}{2}}} \right) \cdot \left[Bsh + \frac{Aq^3}{Bsh^{\frac{3}{2}}} \cdot \left(1 + \tan \left(\gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) \right] - At \cdot Aq = 1.465 \times 10^6$$

После решения уравнения получим $Bsh := 100$

Проверка выполнения условия $Bsh < Bsh_{max}$:

$$YBsh := \begin{cases} \text{"verno"} & \text{if } Bsh \leq Bsh_{max} \\ \text{"neverno"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$YBsh = \text{"verno"}$ - условие выполняется.

Из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-79) выбираем следующее значение

$$Bsh := 100 \text{ мм}$$

Высота резинового массива шины, мм

$$Hsh := \left(\frac{Aq}{\sqrt[2]{Bsh}} \right)^3 \quad Hsh = 32.848$$

Для дальнейшего расчёта принимается $Hsh := 28$ мм

Среднее удельное давление, МПа

$$qsr := \frac{0.243 \cdot Psh^{0.574} \cdot Er^{0.5}}{\sqrt[6]{Dk} \cdot Bsh^{0.5} \cdot \sqrt[3]{Hsh}} \quad qsr = 1.694$$

Площадь поверхности резинового массива, м²

$$F_{sho} := 2 \cdot 10^{-6} \cdot 3.14 \cdot (Dk - Hsh) \cdot \left[Bsh + Hsh \cdot \left(1 + \tan \left(\gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) \right] = 0.441$$

Максимальная температура нагрева шины, С

$$T_{max} := t_v + \frac{0.181 \cdot \psi \cdot v_{max} \cdot P_{sh}^{1.426} \cdot \sqrt[3]{Hsh}}{\sqrt[6]{Dk^5} \cdot Bsh^{0.5} \cdot Er^{0.5} \cdot \alpha \cdot F_{sho}} = 123.867$$

Ширина резинового массива шины у основания, мм

$$Bsh1 := Bsh + 2 \cdot Hsh \cdot \tan \left(\gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right) \quad Bsh1 = 107.87$$

Средняя толщина обода, мм

$$So := K_s \cdot Bsh1 \quad So = 11.111$$

Принимается из ряда предпочтительных чисел

$$So := 10 \quad \text{мм}$$

Высота реборды, мм

$$Hr := K_h \cdot So \quad Hr = 13.3$$

Принимается из ряда предпочтительных чисел

$$Hr := 13 \quad \text{мм}$$

Ширина реборды, мм

$$Br := K_v \cdot Hr \quad Br = 6.76$$

Принимается $Br := 6$ мм

Масса резинового массива шины, кг

$$M_{sh} := 10^{-9} \cdot \pi \cdot (Dk - Hsh) \cdot \left(Bsh + Hsh \cdot \tan \left(\gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) \cdot Hsh \cdot \rho_{sh}$$

$$M_{sh} = 5.496$$

$$M_o := 10^{-9} \cdot \pi \cdot (Dk - 2 \cdot Hsh - So) \cdot \left(Bsh + 2 \cdot Hsh \cdot \tan \left(\gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right) \cdot So \cdot \rho_o$$

$$M_o = 4.687$$

Масса реборды, кг

$$M_r := 10^{-9} \cdot 3.14 \cdot (Dk - 2 \cdot Hsh - 2 \cdot So + Hr) \cdot Hr \cdot Br \cdot \rho_r$$

$$M_r = 0.949$$

Масса массивных шин, ободов и реборд одного катка, кг

$$M_k := (M_{sh} + M_o + M_r \cdot m_r) \cdot m_{sh}$$

$$M_k = 22.266$$

Масса массивных шин, ободов и реборд опорных катков одного борта, кг

$$M_{\Sigma} := M_k \cdot m_k \quad M_{\Sigma} = 133.597$$

Таблица 1

Значения температуры внутренних слоев шины опорного катка при движении по твердому опорному основанию

	Значения измеряемых параметров							
$V,$ км/ч	0	10	20	30	40	50	60	72
$t, ^\circ\text{C}$	20,0	34,4	48,8	63,3	77,7	92,0	106,5	123,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Код программы для реализации отслеживания координат объекта с применением компьютерного зрения

```
videoFile = 'C:\Users\Desktop\programm\vehicle\1 track .mp4'; %% загрузка видео
videoReader = VideoReader(videoFile);
%% Графика
figure;
h_im = imshow(readFrame(videoReader));
hold on;
axis on;
title('Отслеживание траектории');
xlabel('X (пиксели)');
ylabel('Y (пиксели)');
set(gca, 'FontSize', 12, 'YDir', 'reverse',...
    'GridColor', [1 0 0],...
    'GridAlpha', 0.3,...
    'LineWidth', 0.5,...
    'XMinorGrid', 'on',...
    'YMinorGrid', 'on',...
    'MinorGridColor', [1 0 0],...
    'MinorGridLineStyle', ':');
grid on;
outputVideo = VideoWriter('output_video.mp4', 'MPEG-4');
outputVideo.FrameRate = videoReader.FrameRate;
open(outputVideo);
%% Выбор точек для отслеживания
disp('Выберите точки для отслеживания (ЛКМ - добавить, ПКМ - завершить)');
track_points = [];
text_handles = gobjects(0);
while true
    [x, y, button] = ginput(1);
    if isempty(button) || button ~= 1, break; end
    % Добавление точки
    track_points = [track_points; x, y];
    h_plot = plot(x, y, 'wo', 'MarkerSize', 5, 'LineWidth', 1.5);
    % Создание текстового описания
    txt = text(x + 15, y - 10,...
        sprintf('X: %.1f\nY: %.1f', x, y),...
        'Color', 'white',... % цвет текста
        'FontSize', 9,...
        'BackgroundColor', [0 0 0 0.6],...
        'EdgeColor', 'white',...

```

```

    'Margin', 1);
    text_handles(end+1) = txt;
drawnow;
end
arrayfun(@(x) set(x, 'HitTest', 'off'), text_handles);

%% Отслеживание
tracker = vision.PointTracker('MaxBidirectionalError', 2,...
    'NumPyramidLevels', 3,...
    'BlockSize', [21 21]);
initialize(tracker, track_points, get(h_im, 'CData'));
%% Данные
videoReader.CurrentTime = 0;
totalFrames = floor(videoReader.Duration * videoReader.FrameRate);
data = zeros(totalFrames, 1 + 2*size(track_points,1));
frameCount = 0;
%% Настройка графических элементов
colors = {'red', 'green', 'blue', 'cyan', 'magenta', 'yellow', 'white'};
trajectory = gobjects(size(track_points,1),1);
currentPoints = gobjects(size(track_points,1),1);
for i = 1:size(track_points,1)
    trajectory(i) = plot(NaN, NaN,...
        'Color', colors{mod(i,7)+1},...
        'LineWidth', 2);
    currentPoints(i) = plot(NaN, NaN,...
        'Marker', '+',...
        'Color', colors{mod(i,7)+1},...
        'MarkerSize', 10);
end
%% Обработка видео
startTime = tic;
lastDisplayPercent = -1;
while hasFrame(videoReader)
    frame = readFrame(videoReader);
    [points, validity] = tracker(frame);
    % Обновление данных
    frameCount = frameCount + 1;
    data(frameCount, 1) = videoReader.CurrentTime;
    % Обновление графики
    for i = 1:size(points,1)
        if validity(i)
            % Траектория
            xdata = [get(trajectory(i), 'XData'), points(i,1)];
            ydata = [get(trajectory(i), 'YData'), points(i,2)];

```

```

set(trajectory(i), 'XData', xdata, 'YData', ydata);
    % Текущая позиция
set(currentPoints(i),...
    'XData', points(i,1),...
    'YData', points(i,2));

data(frameCount, 2*i:2*i+1) = points(i,:);
else
set(currentPoints(i), 'XData', NaN, 'YData', NaN);
data(frameCount, 2*i:2*i+1) = [NaN, NaN];
end
end
% Обновление изображения и запись кадра
set(h_im, 'CData', frame);
drawnow limitrate;
writeVideo(outputVideo, getframe(gcf));
% Вывод прогресса
currentPercent = floor((frameCount/totalFrames)*100);
if currentPercent > lastDisplayPercent || mod(frameCount,50) == 0
    elapsed = toc(startTime);
    remaining = (totalFrames-frameCount)*(elapsed/frameCount);
    fprintf('Прогресс: %3d%% | Кадры: %d/%d | Осталось: %s\n',...
        currentPercent,...
        frameCount,...
        totalFrames,...
        datestr(seconds(remaining), 'HH:MM:SS'));
    lastDisplayPercent = currentPercent;
end
end
%% Завершение
close(outputVideo);
release(tracker);
%% Обработка данных
videoHeight = videoReader.Height;
% Создание копии данных с инверсией Y для вывода в Excel
data_excel = data;
for i = 1:size(track_points,1)
    y_col = 2*i + 1; % Столбцы Y: 3,5,7...
    data_excel(:,y_col) = videoHeight - data(:,y_col);
end
% Запрос коэффициента масштабирования
scale_factor = input('Введите коэффициент масштабирования: ');
% Масштабирование данных
data_scaled = data_excel;

```

```

for i = 1:size(track_points,1)
    % Масштабирование X (умножение на коэф. масштабирования)
    data_scaled(:,2*i) = data_scaled(:,2*i) * scale_factor;

    % Масштабирование Y (умножение на коэф. масштабирования)
    data_scaled(:,2*i+1) = data_scaled(:,2*i+1) * scale_factor;
end
%% Сохранение результатов
% Оригинальные данные
headers_original = {'Time_sec'};
for i = 1:size(track_points,1)
    headers_original{end+1} = sprintf('X%d_px', i);
    headers_original{end+1} = sprintf('Y%d_px', i);
end
writetable(array2table(data_excel, 'VariableNames', headers_original),...
    'tracking_results_original.xlsx');
% Масштабированные данные
headers_scaled = {'Time_sec'};
for i = 1:size(track_points,1)
    headers_scaled{end+1} = sprintf('X%d_scaled', i);
    headers_scaled{end+1} = sprintf('Y%d_scaled', i);
end
writetable(array2table(data_scaled, 'VariableNames', headers_scaled),...
    'tracking_results_scaled.xlsx');
% График траектории
saveas(gcf, 'final_trajectory.png');
%% Итоговое сообщение
disp(['Обработка завершена! Результаты:' newline...
    '1. Видео с траекториями: output_video.mp4' newline...
    '2. Оригинальные данные: tracking_results_original.xlsx' newline...
    '3. Масштабированные данные: tracking_results_scaled.xlsx' newline...
    '4. График траекторий: final_trajectory.png']);

```