

01.02.06

X 933



На правах рукописи

**Хрипунов Денис Вячеславович**

**МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ  
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА СО СТОРОНЫ ГУСЕНИЧНОГО  
ДВИЖИТЕЛЯ**

**Специальности:**

**01.02.06 – «Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры»;**  
**05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»**

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

**Челябинск  
2002**

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете на кафедре «Прикладная механика, динамика и прочность машин».

Научные руководители: доктор технических наук, профессор Березин И.Я., заслуженный машиностроитель РФ, доктор технических наук, профессор Позин Б.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Шефер Л.А., кандидат технических наук Костюченко В.И.

Ведущее предприятие – Специальное конструкторское бюро машиностроения (г. Курган).

Защита диссертации состоится « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2002 г., в \_\_\_\_ часов, на заседании диссертационного совета Д.212.298.02 Южно-Уральского государственного университета по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим высылать по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2002 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д.212.298.02  
доктор технических наук, профессор

Чернявский А.О.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Решение проблемы возрождения и развития отечественного машиностроения в первую очередь связано с повышением качества новых поколений машин, отличающихся высокими показателями надежности, а также удовлетворяющих предъявляемым к ним эргономическим требованиям. Одним из наиболее значимых эргономических показателей, определяющих эффективность и конкурентоспособность промышленных тракторов, является уровень вибронегруженности рабочего места оператора. Как показывает опыт, значительная часть спектра вибрационного воздействия реализуется в интервале частот, совпадающих с частотами чередования траков в гусеничном обводе. В связи с этим сложилось представление о возбуждении низкочастотных вибраций корпуса трактора в результате взаимодействия гусеничного обвода с элементами ходовой системы и грунтом.

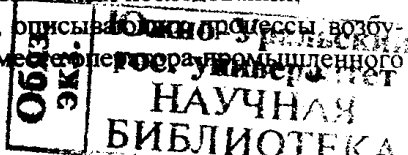
Вопросы кинематического и силового взаимодействия гусеничного движителя трактора с элементами ходовой системы и грунтом системно изучались в НАТИ, МАДИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Академии бронетанковых войск, ВНИИтрансмаш, МАМИ и других научных организациях. Результаты исследований в этой области опубликованы в научных трудах А.С. Антонова, В.И. Баловнева, И.Б. Барского, Н.П. Безручко, М.Г. Беккера, А.В. Васильева, Н.Ф. Вержбицкого, Дж. Вонга, В.В. Гуськова, Н.А. Забавникова, И.С. Кавьярова, В.В. Кацыгина, Л.Н. Кутина, Г.М. Кутькова, Е.Д. Львова, М.И. Медведева, А.О. Никитина, Б.Н. Пинигина, А.С. Платонова, Л.В. Сергеева, О.Л. Уткина-Любовцева, Е.М. Харитончика и других авторов.

Однако большинство выполненных к настоящему времени исследований ориентированы на решение задач улучшения ходовых и тягово-сцепных свойств гусеничных машин, повышения КПД гусеничного движителя, обеспечения проходимости и др. Кроме того, проведенный обзор показал, что в большинстве выполненных ранее работ исследовались быстроходные машины с эластичными подвесками. Характерные для тихоходных промышленных тракторов полужесткие подвески не рассматривались. В связи с требованиями обеспечения эргономических показателей промышленных тракторов возникла необходимость более детального изучения механизмов возникновения вибраций со стороны гусеничного движителя, их математического описания, а также расчетного исследования влияния на уровень возбуждаемых вибраций конструктивных параметров ходовой системы трактора.

**Цель работы.** Выявить механизмы возникновения низкочастотного вибрационного воздействия на корпус промышленного трактора с полужесткой подвеской со стороны гусеничного движителя, разработать прикладную теорию, методы, а также предложить рекомендации, направленные на снижение вибрационной нагруженности рабочего места оператора трактора.

**Задачи исследования.** Для выполнения поставленной цели в диссертации решались следующие задачи:

1. Экспериментальное обоснование выполняемых исследований;
2. Разработка математических моделей, описывающих процессы возбуждения низкочастотных вибраций на рабочем месте оператора промышленного трактора.



трактора со стороны гусеничного движителя в зонах направляющего колеса, опорной ветви и ведущего колеса;

3. Создание программного обеспечения для реализации разработанных математических моделей;

4. Выполнение расчетных исследований влияния конструктивных параметров ходовой системы и разработка рекомендации по снижению уровня вибраций на рабочем месте оператора промышленного трактора со стороны гусеничного движителя.

**Объект исследования** – промышленный гусеничный трактор Т-170М с полужесткой подвеской, выпускаемый на ОАО «Челябинский тракторный завод».

**Методы исследования.** При выполнении экспериментальных, теоретических и расчетных исследований применялись методы: теории трактора, теории колебаний, теории случайных процессов, математической статистики, конечных элементов (МКЭ), вычислительного эксперимента, экспериментальных исследований динамики машин в условиях реальной эксплуатации и др.

#### **Научная новизна**

1. В результате выполненных экспериментальных исследований выявлены источники вибрационного возбуждения корпуса трактора со стороны гусеничного движителя в виде периодических процессов изменения нагрузок, возникающих в зонах направляющего и ведущего колес, а также на участке опорной ветви;

2. При оценке вибронгруженности корпуса промышленного трактора учтено взаимодействие гусеничной цепи с грунтом и элементами ходовой системы в различных зонах гусеничного обвода, для чего разработаны три математические модели, описывающие циклические процессы, протекающие на участках направляющего колеса (модель «Укладка»), опорной ветви (модель «Бегущая волна») и ведущего колеса (модель «Выход»);

#### **Практическая ценность**

1. На основе разработанных математических моделей создана методика и программные средства, позволяющие на ранних этапах проектирования новых образцов техники и модернизации существующих оценивать влияние различных параметров ходовой системы промышленного трактора на уровень вибраций, возбуждаемых со стороны гусеничного движителя.

2. Разработаны практические рекомендации по снижению уровня вибронгруженности трактора Т-170М, основанные на результатах расчетных исследований выполненных в допустимых интервалах варьирования конструктивных параметров ходовой системы. К числу наиболее значимых рекомендаций относятся следующие:

- увеличение угла наклона направляющей ветви гусеничного обвода с 3 до 4 градусов, что позволит снизить уровень виброускорений пола кабины трактора на 10 – 15%;
- введение нерегулярной расстановки опорных катков в гусеничной тележке, что может привести к снижению уровня вибронгруженности корпуса трактора в 1,5 – 2 раза.

**Реализация результатов работы.** Разработанные в диссертации модели, методы и программные средства позволяют на ранних этапах проектирования новых образцов техники и модернизации существующих проводить расчетные исследования по оценке влияния различных конструктивных параметров ходовой системы трактора на уровень возбуждаемых со стороны гусеничного движителя колебаний.

Исследования, на которых базируется данная диссертация, выполняются в рамках договора с Челябинским тракторным заводом и Уральской научно-исследовательской испытательной станцией НАТИ; они включены в планы исследовательских работ научно-инженерного центра Уральского отделения РАН на 1999 – 2005 годы, а также поддержаны грантом РФФИ-Урал на 2001 – 2002 годы (p2001урчел01-16).

В настоящее время результаты, полученные в диссертации, используются при выполнении опытно-конструкторских работ, проводимых Главным специализированным конструкторским бюро Челябинского тракторного завода по совершенствованию конструкции ходовой системы семейства промышленных тракторов ЧТЗ.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации доложены и обсуждены на всероссийской конференции «Проблемы проектирования неоднородных конструкций», Миасс 1999 г.; российской конференции «Испытания, проектирование и эксплуатация дорожно-строительной техники», УФ МАДИ, Челябинск 2001г.; а также доложены на технических советах Главного специализированного конструкторского бюро Челябинского тракторного завода в период 1999 – 2002 г.; на техническом совете Уральской научно-исследовательской испытательной станции НАТИ в 2001 г. и на научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета в период 1998 – 2002 г.

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 7 печатных работах.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка используемой литературы (111 наименований) и приложения. Диссертация изложена на 179 страницах машинописного текста, содержит 69 рисунков и 9 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во Введении** дана общая характеристика работы, раскрыта актуальность темы, показана научная новизна и практическая ценность результатов исследований.

**В первой главе** приведен обзор литературы по трем разделам: В ПЕРВОМ разделе анализируются международные и отечественные требования, которые устанавливают нормы по частотному диапазону, продолжительности и допускаемой интенсивности вибрационного воздействия на оператора гусеничного трактора. Проведенный обзор показал, что санитарными нормами наиболее жестко регламентируются вертикальные вибрации, воздействующие

на оператора в диапазоне частот 4 – 12 Гц. Требования по продольным вибрациям оказываются в 1,5 – 3 раза ниже.

Выделенный диапазон частот совпадает с частотами чередования траков в гусеничном обводе. В связи с этим сложилось представление о возбуждении низкочастотных вибраций корпуса трактора в результате взаимодействия гусеницы с элементами ходовой системы и грунтом.

ВТОРАЯ часть обзора посвящена анализу теорий, описывающих взаимодействие гусеничной цепи с грунтом и элементами ходовой системы трактора. Работы в этом направлении были начаты еще в 20-е – 30-е годы прошлого века. Широкую известность получили результаты исследований отечественных ученых: В.Г. Горячкина, М.И. Медведева, Е.Д. Львова, А.С. Антонова, А.С. Платонова, В.В. Кацыгина, И.Б. Барского, В.В. Гуськова, М.Е. Мацелуро, О.Л. Уткина-Любовцева, Л.Н. Кутина, Н.П. Безручко, Н.Ф. Вержбицкого, В.И. Баловнева и других. Среди них следует отметить представителей челябинской школы ученых: Е.М. Харитончика, И.С. Кавьярова, Б.Н. Пинигина, А.С. Платонова, А.А. Бенца и других. Из работ зарубежных авторов получили признание труды М.Г. Беккера, А.Р. Риса, Дж. Вонга, Р. Йонга и других.

Выполненный аналитический обзор показывает, что большинство работ ориентировано на решение задач определения ходовых и тягово-сцепных характеристик гусеничного движителя. Задачи решались преимущественно в статической постановке для отдельных элементов ходовой системы. Что не позволяет произвести оценку уровня вибронегруженности корпуса трактора.

Проведенный обзор показал необходимость применения в данной работе принципа декомпозиции системы, а решение задачи вибронегруженности корпуса трактора рассматривать в виде отдельных моделей, описывающих возникновение вибраций в различных зонах гусеничного обвода.

В ТРЕТЬЕЙ части обзора анализируются работы, посвященные моделированию свойств грунта. В настоящее время для грунтов, работающих на сжатие, находят применение линейная модель при малых деформациях грунта, либо упруго-пластическая модель В.В. Кацыгина, которая достаточно хорошо отображает поведение грунта при больших деформациях.

На основании выполненного литературного обзора сформулированы цель и задачи диссертации.

Во второй главе приводятся результаты натурных экспериментальных исследований трактора Т-170М с полужесткой подвеской, проведенных на базе полигона УралНИИС НАТИ (г. Чебаркуль), целью которых было выявление в гусеничном движителе источников возбуждения низкочастотных колебаний, и обоснование исходных положений и параметров математических моделей.

На этапе подготовки эксперимента был создан комплекс измерительной и регистрирующей аппаратуры, позволивший в реальных условиях эксплуатации трактора регистрировать вертикальные и продольные виброускорения корпуса трактора и гусеничных тележек, а также взаимные углы поворота между смежными траками с помощью специально изготовленных для этого чувствительных низкочастотных акселерометров и датчиков углов поворота.

Исследования проводились при движении трактора вперед и назад сво-

им ходом, а также при буксировке с неработающим двигателем. Регистрация процессов проводилась на участках грунта без неровностей четырех типов: а) бетонная дорога (бетон); б) жесткая каменная грунтовая дорога (дорога); в) заросший луг (луг); г) песчаный трек (песок).

Ниже представлены некоторые результаты полученные в ходе натурного эксперимента.

На рис. 1 изображены фрагменты типичных осциллограмм процессов изменения показаний датчиков ускорений (а) и углов поворота (б).

На рис. 2 приводятся процессы изменения вертикальных виброускорений пола кабины трактора и соответствующих им спектральных плотностей для случая неподвижного трактора с заведенным двигателем (а) и движущегося трактора (б).

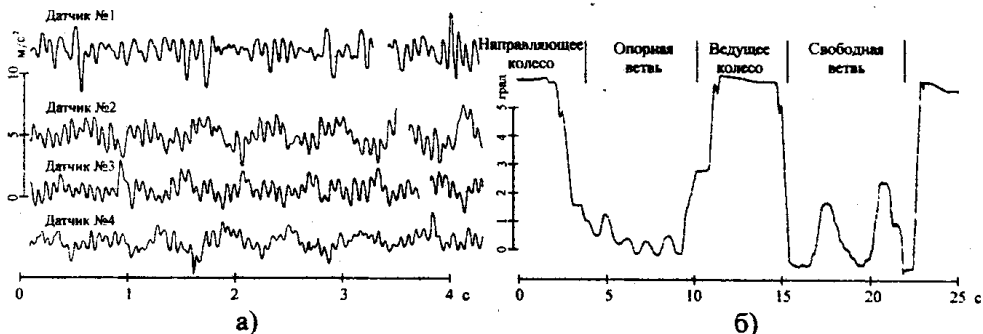


Рис. 1. Показания датчиков ускорений (а) и углов поворота (б)

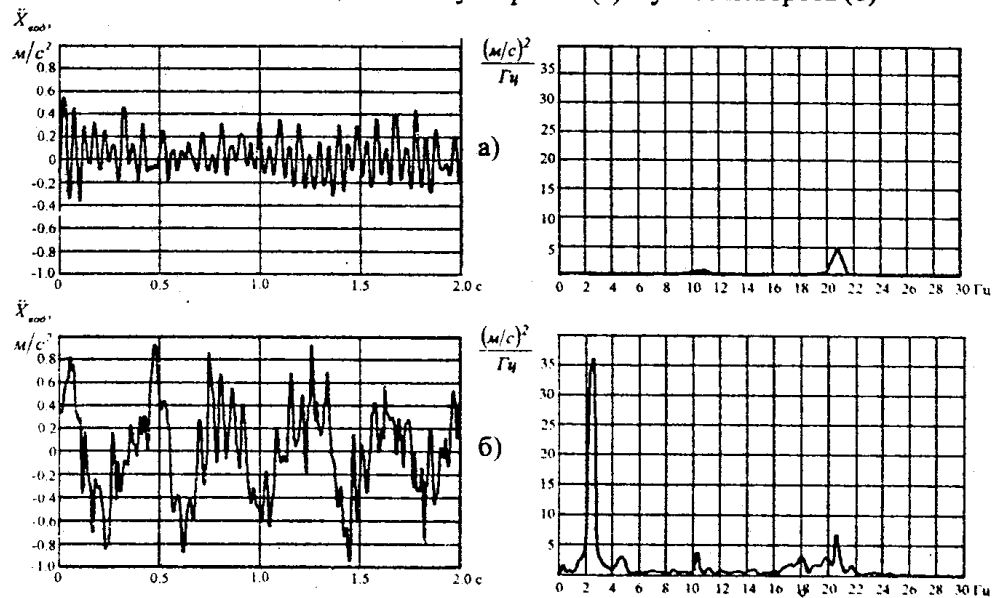


Рис. 2. Вертикальные виброускорения пола кабины трактора и соответствующие им спектральные плотности. Неподвижный трактор с работающим двигателем (а), движущийся трактор (б)

Анализ осциллограмм виброускорений позволяет сделать вывод, что в процессе движения на высокочастотную вибрацию, вызванную работой двигателя накладываются низкочастотные вибрации от гусеничного движителя, что подтверждается данными спектрального анализа (см. рис. 2).

Анализ величин средних квадратических виброускорений пола кабины в вертикальном и продольном направлениях показал, что наибольший уровень вибраций на различных грунтовых фонах достигается в 1/3 октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2,50; 3,15 и 4,00 Гц, что соответствует «траковым» частотам при движении на I и II передачах (рис. 3).

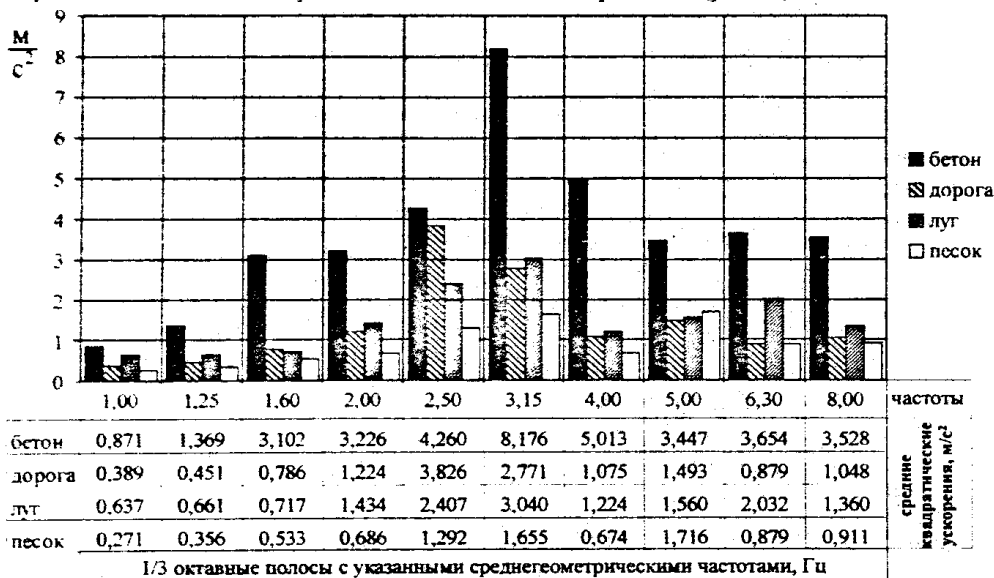


Рис. 3. Средние квадратические значения вертикальных виброускорений пола кабины трактора на месте крепления кресла оператора

Статистические характеристики взаимных углов поворота траков на различных грунтах представлены в табл. 1.

Таблица 1

Статистические характеристики максимальных взаимных углов поворота между смежными траками

Грунтовый фон	Статистические характеристики	
	$m_{\phi}$ , град	$\sigma_{\phi}$ , град
Бетон	5,1	2,8
Дорога	8,6	5,1
Луг	9,6	4,6
Песок	7,9	3,8

На основании полученных экспериментальных данных были сформулированы исходные положения и допущения, которые в последующем были использованы при разработке моделей.



Третья глава посвящена моделированию динамических процессов взаимодействия гусеничной цепи с грунтом в зоне направляющего колеса (модель «Укладка»).

Исследования результатов видеосъемки гусеничного обвода в зоне направляющего колеса позволили выделить основные фазы (рис. 4) взаимодействия грунтозащепов трака с грунтом.

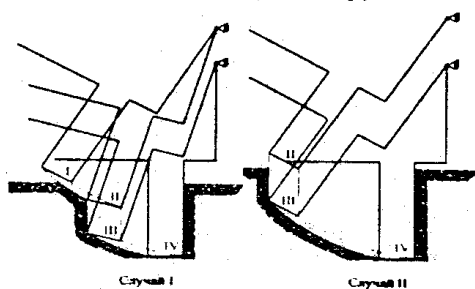


Рис. 4. Взаимодействие грунтозащепов трака с грунтом в зоне направляющего колеса: I-II – вращательное движение трака на направляющем колесе, II-III – поступательное движение на направляющей ветви, III-IV – «доворот» трака при выходе на опорную ветвь. Угол наклона направляющей ветви в I случае меньше, чем во II случае

На основании имеющихся литературных данных и результатов эксперимента были сформулированы исходные положения и допущения к модели, к числу основных, в частности, относятся следующие:

1. Процесс укладки трака в грунт рассматривается как сложное движение, сочетающее плоское движение трака на направляющем колесе, вертикальное поступательное заглубление на направляющей ветви и вращательное движение в зоне перехода от направляющей к опорной ветви;

2. Грунт рассматривается как упруго-пластическая среда, описываемая зависимостью В.В. Кацыгина;

3. Динамические процессы взаимодействия траков с грунтом в опорной ветви не учитываются;

4. Рассматривается модель трактора, состоящая из абсолютно твердых корпуса и гусеничной тележки, соединенных шарниром на оси ведущего колеса и рессорой. Система имеет три степени свободы: продольное смещение трактора, угловое смещение корпуса трактора и гусеничной тележки.

Силы, действующие на корпус трактора и гусеничную тележку, показаны на схеме предложенной динамической модели (рис. 5).

Движение трактора в соответствии с разработанной моделью описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} (M_K + M_T) \cdot \ddot{Y} = F_{\text{омс}}(\dot{Y}) - F_{\text{сопр}} - \sum_{i=1}^5 G_i(Y, \Omega), \\ (M_K L_K^2 + J_K) \cdot \ddot{\Psi} = C_p L_p^2 \cdot (\Omega - \Psi) + \mu_p L_p^2 \cdot (\dot{\Omega} - \dot{\Psi}), \\ (M_T L_T^2 + J_T) \cdot \ddot{\Omega} = -C_p L_p^2 \cdot (\Omega - \Psi) - \mu_p L_p^2 \cdot (\dot{\Omega} - \dot{\Psi}) - \sum_{i=1}^5 (V_i(Y, \Omega) \cdot L_i) - \sum_{i=1}^5 (P_i \cdot L_i^p). \end{cases} \quad (1)$$

При укладке трака на деформирующую почву упорную («упор») и торцевую («пятка») поверхности грунтозащепов действуют реакции, препятствующие погружению трака. Схемы взаимодействия упора и пятки трака с грунтом при вращательном и поступательном движении трака представлены на рис. 6.

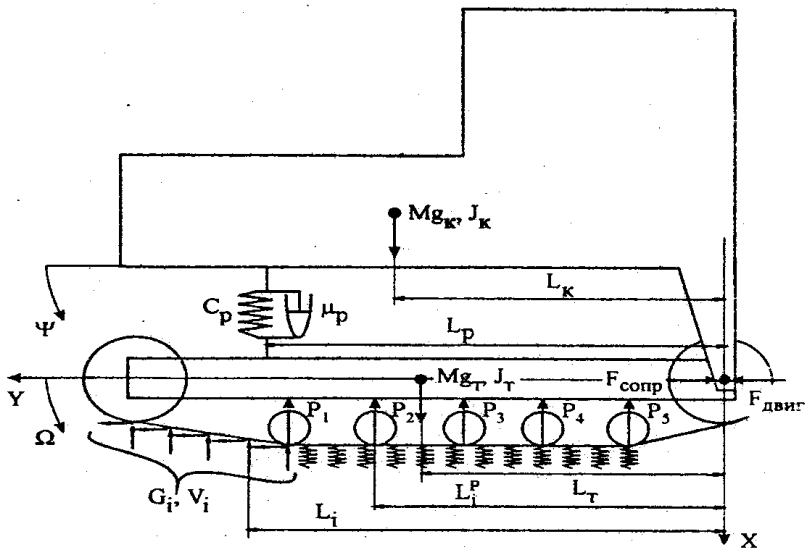


Рис. 5. Динамическая модель, описывающая процесс возникновения вибраций в результате взаимодействия траков с грунтом в зоне направляющего колеса

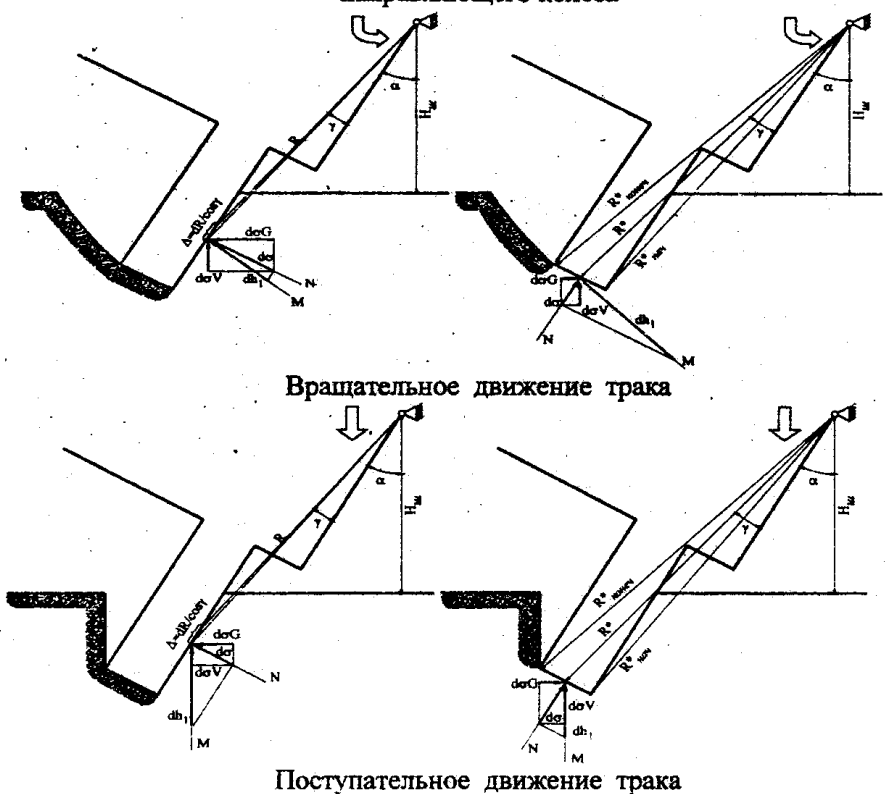


Рис. 6. Схемы взаимодействия грунтозацепа трака с грунтом

Силы сопротивления внедрению зацепа в грунт в зависимости от характера движения трака и его положения в почве, а также их вертикальные и продольные составляющие определяются с помощью выражений (2 - 7):

Силы сопротивления внедрению грунтозацепа в грунт:

$$F_{\text{упор}}(\alpha) = \int_{\alpha}^{\alpha_{\text{нач}}} \int_{R_0}^{R_{\text{кон}}} \frac{C_{\text{ф}} b R d\alpha dR}{ch^2 \left( \frac{C_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{ф}}} \sqrt{R^2 - L_2^2} \left( \arccos \frac{H_{\text{ш}}}{R} - \arcsin \frac{L_{\text{ш}}}{R} - \alpha \right) \right)} \quad (2)$$

$$F_{\text{плывка}}(\alpha) = \int_{\alpha}^{\alpha_{\text{нач}}} \int_{R_{\text{нач}}}^{R_{\text{кон}}} \frac{C_{\text{ф}} b R^* d\alpha dR^*}{ch^2 \left( \frac{C_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{ф}}} \sqrt{R^{*2} - (h_z + h_{\text{ш}})^2} \left( \arccos \frac{H_{\text{ш}}}{R^*} - \arccos \frac{(h_z + h_{\text{ш}})}{R^*} - \alpha \right) \right)} \quad (3)$$

$$F_{\text{упор}}(H_{\text{ш}}) = \int_{H_{\text{ш}}}^{H_{\text{ш}}^{\text{нач}}} \int_{R_{\text{ш}}}^{R_{\text{ш}}^{\text{кон}}} \frac{C_{\text{ф}} b R \sin \alpha dH_{\text{ш}} dR}{ch^2 \left( \frac{C_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{ф}}} \sin \alpha \left( \sqrt{R^2 - L_2^2} \cos \alpha - L_{\text{ш}} \sin \alpha - H_{\text{ш}} \right) \right) \sqrt{R^2 - L_2^2}} \quad (4)$$

$$F_{\text{плывка}}(H_{\text{ш}}) = \int_{H_{\text{ш}}}^{H_{\text{ш}}^{\text{нач}}} \int_{R_{\text{ш}}}^{R_{\text{ш}}^{\text{кон}}} \frac{C_{\text{ф}} b R^* \cos \alpha dH_{\text{ш}} dR^*}{ch^2 \left( \frac{C_{\text{ф}}}{\sigma_{\text{ф}}} \cos \alpha \left( (h_z + h_{\text{ш}}) \cos \alpha - \sqrt{R^{*2} - (h_z + h_{\text{ш}})^2} \sin \alpha - H_{\text{ш}} \right) \right) \sqrt{R^{*2} - (h_z + h_{\text{ш}})^2}} \quad (5)$$

Вертикальная составляющая силы сопротивления:  $V = F_{\text{упор}} \sin \alpha + F_{\text{плывка}} \cos \alpha$  (6)

Горизонтальная составляющая силы сопротивления:  $G = F_{\text{упор}} \cos \alpha + F_{\text{плывка}} \sin \alpha$  (7)

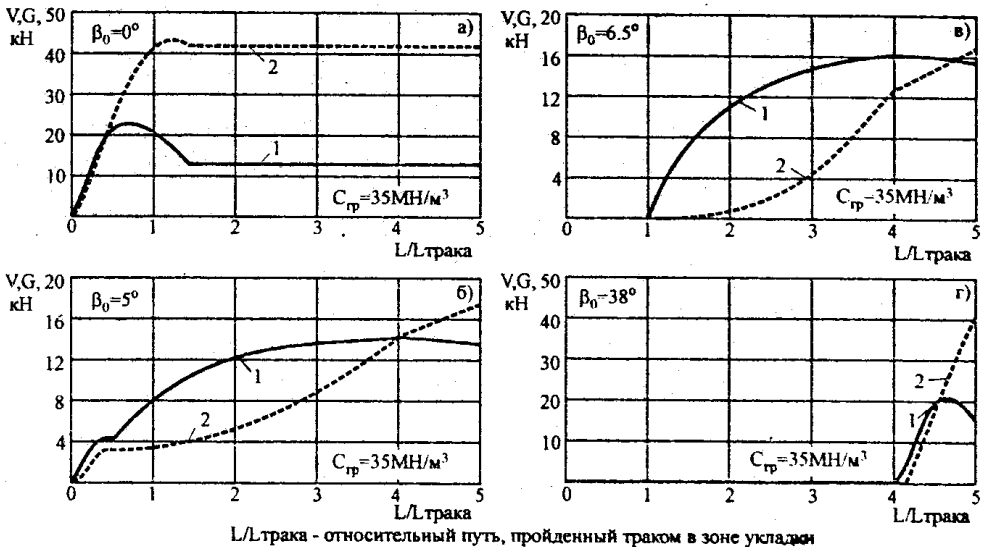


Рис. 7. Вертикальная (1) и горизонтальная (2) составляющие силы сопротивления внедрению грунтозацепа одиночного трака в грунт за весь цикл укладки при различных углах наклона направляющей ветви

На рис. 7 в качестве примера приводится график изменения вертикальной и продольной составляющих силы сопротивления заглублению для одиночного трака в течение всего цикла укладки в зависимости от угла наклона направляющей ветви, на котором четко видны три этапа движения трака: плоское движение на направляющем колесе; поступательное движение в зоне направляющей ветви и «дворот» трака при выходе на опорную ветвь. Данные графики наглядно иллюстрируют наличие и продолжительность отдельных фаз взаимодействия грунтозацепа с грунтом.

Совместное воздействие на гусеничную тележку всех траков, одновременно участвующих в процессе укладки показано на рис. 8 в виде условных суммарных вертикальной и горизонтальной силы сопротивления заглублению зацепов в грунт. Данные периодически изменяющиеся с «траковой» частотой силы являются источником возбуждения колебаний корпуса трактора.

С использованием разработанной модели и вычислительной программы выполнены расчетные оценки влияния на вибронгруженность пола кабины трактора Т-170М таких параметров, как: угол наклона направляющей ветви, высота и положение грунтозацепа, а также оценено влияние жесткости дорожного полотна, скорости движения трактора и величины демпфирования в рессоре.

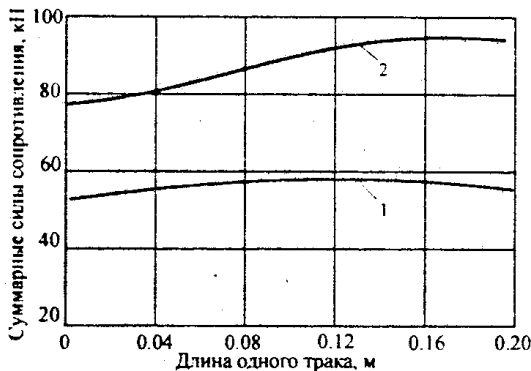


Рис. 8. Периодическое изменение суммарных вертикальной (1) и горизонтальной (2) составляющих сил сопротивления заглублению грунтозацепов в грунт в зоне укладки

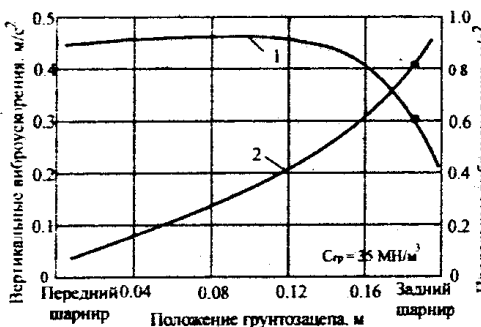


Рис. 9. Влияние положения грунтозацепа на уровень вертикальных (1) и продольных виброускорений пола кабины трактора

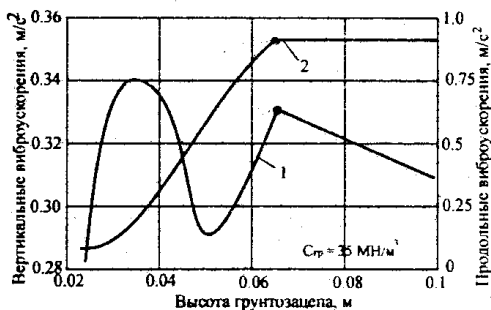


Рис. 10. Влияние высоты грунтозацепа на уровень вертикальных (1) и продольных виброускорений пола кабины трактора

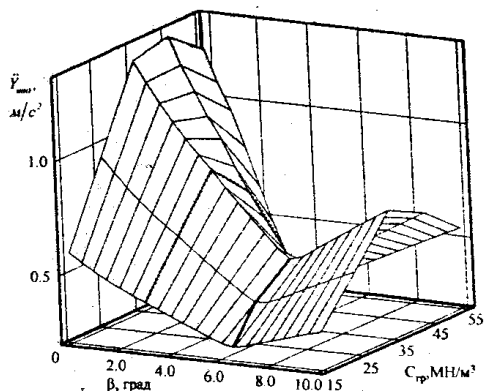
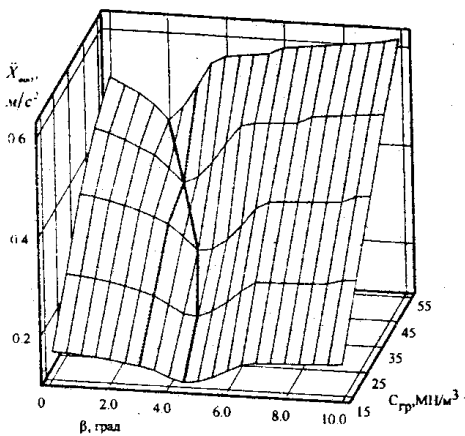


Рис. 11. Влияние угла наклона направляющей ветви  $\beta$  и жесткости дорожного полотна  $C_{гр}$  на уровень вертикальных  $\ddot{X}_{вод}$  и продольных  $\ddot{Y}_{вод}$

виброускорений пола кабины на месте крепления кресла оператора

**Четвертая глава** посвящена моделированию динамических процессов взаимодействия участка гусеничной цепи с грунтом и элементами ходовой системы в зоне опорной ветви (модель «Бегущая волна»). Результаты экспериментальных исследований кинематики гусеничного обвода в зоне опорной ветви показали, что при движении по ровному деформируемому грунту в результате действия системы подвижных нагрузок со стороны опорных катков в гусеничной цепи наблюдаются периодические линейные и угловые перемещения траков. Отмеченное явление, которое получило название «бегущая волна», является источником интенсивных низкочастотных вибраций.

В ходе разработки модели были сформулированы исходные положения и допущения к модели, основные из которых следующие:

1. На основе моделирования методом конечных элементов взаимодействия трака с грунтом показано, что в зоне опорной ветви допустимо пренебречь наличием грунтозацепа, опорную поверхность рассматривать как идеально ровную, а грунт рассматривать как упругую среду, описываемую линейной моделью. Погрешности, обусловленные такими допущениями при определении углов поворота траков в опорной ветви, не превышают величины 15%;

2. Гусеничный обвод трактора – незамкнутая цепь траков, расстеленная на поверхности ровного грунта. В гусеничной цепи существует натяжение, эпюра которого принимается треугольная сзади. Буксование в зоне опорной ветви не учитывается;

3. Положение трактора описывается тремя обобщенными координатами: угол поворота корпуса, угол поворота гусеничной тележки и вертикальное перемещение оси ведущего колеса. Считается, что трактор движется вперед с постоянной скоростью в транспортном режиме.

Схема динамической модели трактора представлена на рис. 12.

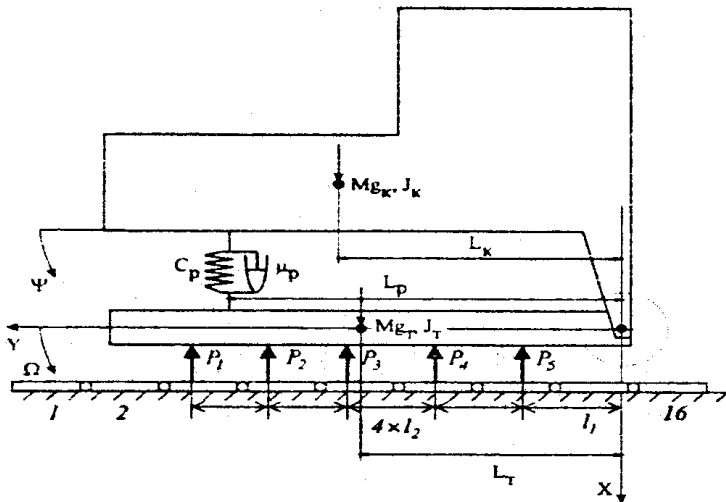


Рис. 12. Динамическая модель, описывающая процесс возникновения вибраций в результате взаимодействия траков с грунтом в зоне направляющего колеса

Движение трактора в соответствии с разработанной моделью описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} (M_K + M_T) \ddot{X} + M_K L_K \ddot{\Psi} + M_T L_T \ddot{\Omega} = (M_K + M_T) g - \sum_{i=1}^5 P_i, \\ M_K L_K \ddot{X} + (M_K L_K^2 + J_K) \ddot{\Psi} = C_P L_P^2 (\Omega - \Psi) + \mu_P L_P^2 (\dot{\Omega} - \dot{\Psi}) + M_K g L_K, \\ M_T L_T \ddot{X} + (M_T L_T^2 + J_T) \ddot{\Omega} = -C_P L_P^2 (\Omega - \Psi) - \mu_P L_P^2 (\dot{\Omega} - \dot{\Psi}) + M_T g L_T - \sum_{i=1}^5 P_i L_i. \end{cases} \quad (6)$$

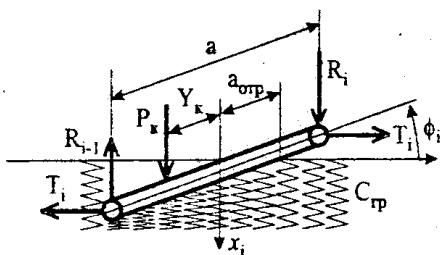


Рис. 13. Схема трака и действующие на него силы

Условия равновесия гусеничной тележки (7), сопряжения траков (8) совместности гусеничной тележки и траков (9) и условия равновесия траков (10) представлены следующими зависимостями.

$$\begin{aligned} \sum X = 0: \quad & \sum_{i=1}^5 P_i = Q_1 + Q_2, \\ \sum M = 0: \quad & \sum_{i=1}^5 P_i L_i = Q_2 L_P, \end{aligned} \quad (7)$$

$$x_i + a/2 \cdot \phi_i - x_{i+1} + a/2 \cdot \phi_{i+1} = 0, \quad i = 1..15, \quad (8)$$

$$X_{P_k} = X + \Omega L_k; \quad k = 1..5, \quad (9)$$

$$\sum X=0: -R_{i-1}+R_i-C_{2p} \int_{a_1}^{a_2} (x_i + \varphi_i z) dz + P_K = 0$$

$$\sum M=0: R_{i-1} \frac{a}{2} + R_i \frac{a}{2} - P_K Y_K - C_{2p} \int_{a_1}^{a_2} (x_i + \varphi_i z) z dz - a \varphi_i \frac{T_{MAX} \cdot i}{16} = 0 \quad (10)$$

С использованием разработанной модели выполнены расчетные оценки влияния на уровень вертикальных виброускорений пола кабины трактора Т-170М таких параметров, как: число опорных катков, соотношение между шагом опорных катков  $l_2$  и шагом гусеницы  $a$ , оценено влияние жесткости дорожного полотна и скорости движения трактора (рис. 14) и др.

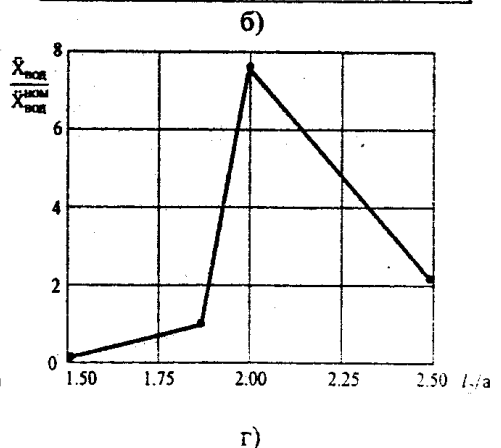
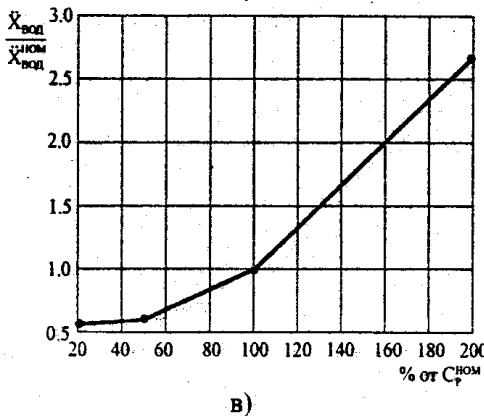
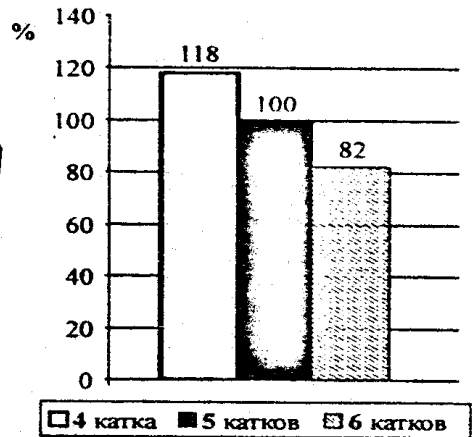
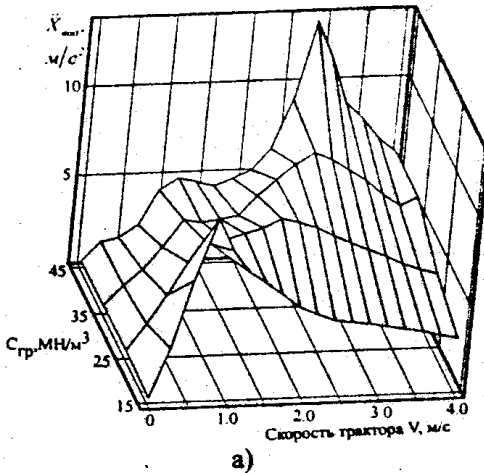


Рис. 14. Влияние на уровень вертикальных виброускорений пола кабины трактора: скорости движения и жесткости дорожного покрытия (а), числа опорных катков (б), жесткости рессоры (в) и соотношения между шагом опорных катков и шагом гусеницы (г)

Показано, что «бегущая волна» является источником интенсивных вертикальных вибраций с траковой частотой, уровень которых достигает величины  $8 - 10 \text{ м/с}^2$ .

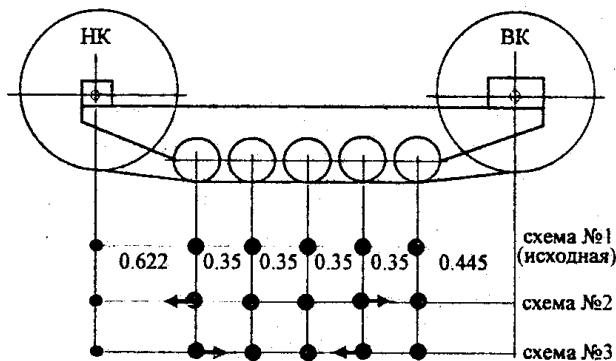


Рис. 15. Схемы нерегулярной расстановки опорных катков: №1 – регулярная; №2 – повышающая уровень вибраций; №3 – снижающая уровень вибраций

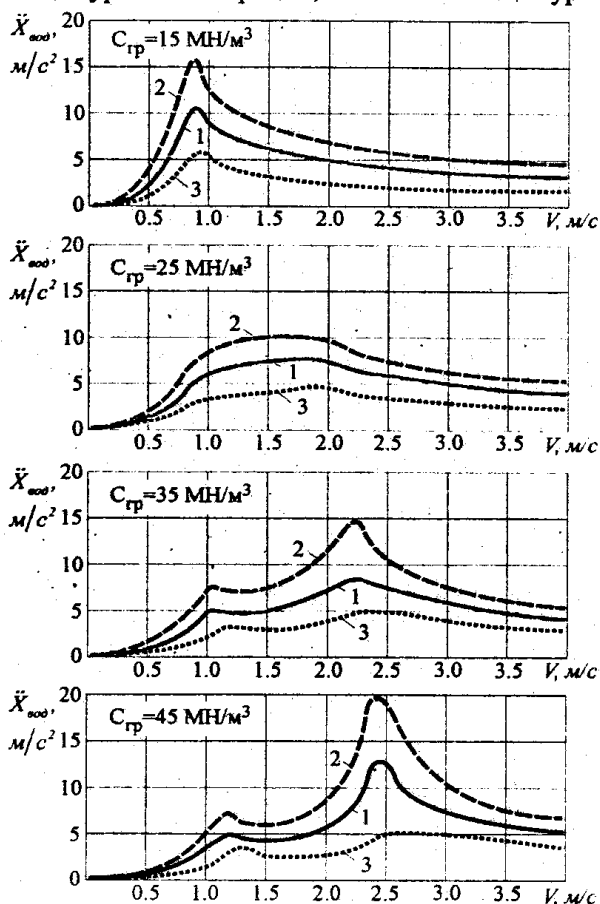


Рис. 16. Влияние нерегулярной расстановки катков в гусеничной тележке на уровень вертикальных колебаний пола кабины трактора



Расчетные исследования показали, что изменение схемы расстановки опорных катков на нерегулярную оказывает значительное влияние на уровень виброускорений на полу кабины трактора. Из числа рассмотренных, расстановка опорных катков по схеме 3 (рис. 15) позволяет снизить уровень виброускорений на полу кабины трактора в среднем в два раза (рис. 16).

Выявленный эффект имеет место во всем диапазоне рабочих скоростей трактора для всех допустимых жесткостей грунта. Полученные результаты указывают на принципиальную возможность выбора оптимальной схемы расстановки опорных катков, дающей наилучший эффект снижения уровня вибронегруженности.

При обработке экспериментальных данных в ряде случаев был выявлен эффект появления на спектральной плотности виброускорений еще одного пика на частоте в два раза ниже «траковой» (рис. 17). Было высказано предположение о возникновении параметрического резонанса, обусловленного изменением жесткости системы «опорные катки – гусеничная цепь – грунт» под действием подвижной катковой нагрузки. Проведенные расчетные оценки подтвердили этот факт. На представленной диаграмме устойчивости Айнса-Стретта (рис. 18) точка, соответствующая движению трактора Т-170М при тех условиях, когда наблюдался параметрический резонанс, находится в зоне неустойчивого состояния.

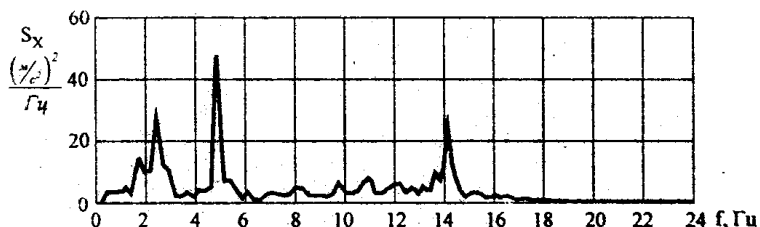


Рис. 17. Спектральная плотность вертикальных виброускорений корпуса трактора с параметрическим резонансом на частоте 2,3 Гц

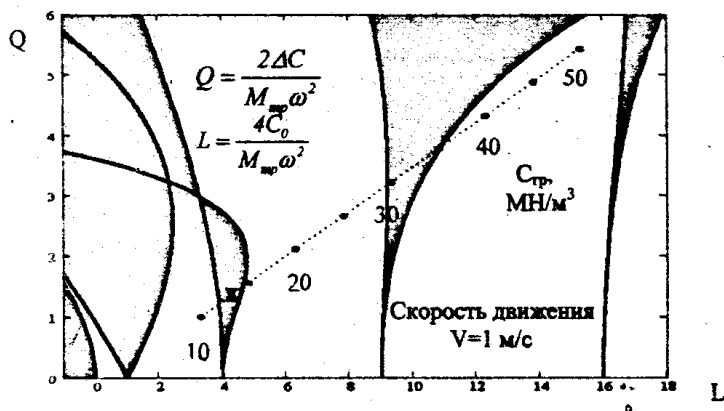


Рис. 18. Диаграмма Айнса-Стретта для случая движения трактора на I передаче. X – точка, соответствующая условиям движения, при которых в ходе эксперимента зафиксирован параметрический резонанс

Пятая глава посвящена моделированию динамических процессов взаимодействия траков с элементами ходовой системы в зоне ведущего колеса (модель «Выход»).

В ходе проведения натурального эксперимента при движении по бетонной дороге было отмечено, что трак «выходящий» на ведущую ветвь сохраняет горизонтальное положение практически до того момента, когда задний опорный каток окажется над передним шарниром рассматриваемого трака. В этом случае поворот трака на угол  $\gamma_n$  происходит скачкообразно. Это позволило выделить два этапа движения трактора с крупнозвенчатым гусеничным обводом: 1) «Выходящий» трак продолжает сохранять горизонтальное положение до того момента, пока выполняется условие равновесия его положения под действием внешних сил. На этом участке (I этап движения трактора) ведущая ветвь натянута, корпус трактора движется за счет силы натяжения гусеницы, величина которой соответствует характеристике силовой установки при данной скорости движения (рис. 19.а); 2) При нарушении условия равновесия «выходящего» трака, последний совершает вращательное движение относительно переднего шарнира; корпус трактора при этом приобретает дополнительную степень свободы, связанную с угловым поворотом относительно оси переднего опорного катка (рис. 19.б). Образовавшийся в результате отрыва трака от грунта четырехзвенный механизм, добавляет (на II этапе движения) в модель дополнительную степень свободы и характеризуется независимым замедленным движением корпуса трактора и ускоренным движением силовой установки (рис. 19.в).

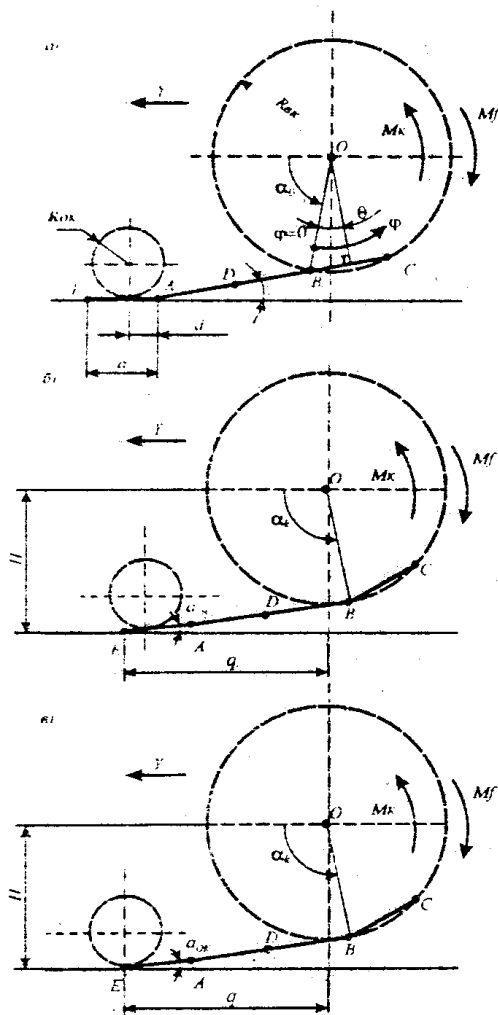


Рис. 19. Кинематика гусеничной цепи в зоне ведущего колеса с учетом возможности отрыва «выходящего» трака от грунта

«Выходящий» трак продолжает сохранять горизонтальное положение до того момента, пока выполняется условие равновесия его положения под действием внешних сил. На этом участке (I этап движения трактора) ведущая ветвь натянута, корпус трактора движется за счет силы натяжения гусеницы, величина которой соответствует характеристике силовой установки при данной скорости движения (рис. 19.а); 2) При нарушении условия равновесия «выходящего» трака, последний совершает вращательное движение относительно переднего шарнира; корпус трактора при этом приобретает дополнительную степень свободы, связанную с угловым поворотом относительно оси переднего опорного катка (рис. 19.б). Образовавшийся в результате отрыва трака от грунта четырехзвенный механизм, добавляет (на II этапе движения) в модель дополнительную степень свободы и характеризуется независимым замедленным движением корпуса трактора и ускоренным движением силовой установки (рис. 19.в).

Грунт, при этом моделируется как ровное, не деформируемое основание, а силовая установка трактора рассматривается как абсолютно жесткая и характеризуется приведенными к оси ведущего ко-

леса моментом инерции и статической скоростной характеристикой двигателя: Разработанная в соответствии с принятыми допущениями модель «выхода» трака с опорной ветви на ведущую ветвь принимает вид, показанный на рис. 20.

Движение трактора описывается следующими уравнениями:

I этап. Ведущая ветвь натянута:  $I_D \cdot \ddot{\phi} = M_K(\dot{\phi}) - M_T,$  (11)

Условие равновесия «выходящего трака»:  $\frac{1}{2} M_{\Sigma} g \cdot Y_{OK} \geq T \sin \gamma_0 \cdot a,$  (12)

Движение корпуса трактора после отрыва «выходящего» трака

$$J_{\Sigma} \ddot{\Omega} = F_B L_{OK}, \text{ где } F_B = \left( T \sin \gamma_0 \cdot a - \frac{1}{2} M_{\Sigma} g \cdot Y_{OK} \right) \frac{1}{Y_{OK}}. \quad (13)$$

II этап. Ведущая ветвь ослаблена:

корпус трактора:  $M^T \cdot \ddot{Y} = F_C,$  (14)

ведущее колесо:  $I_D' \cdot \ddot{\phi} = M_K(\dot{\phi}).$  (15)

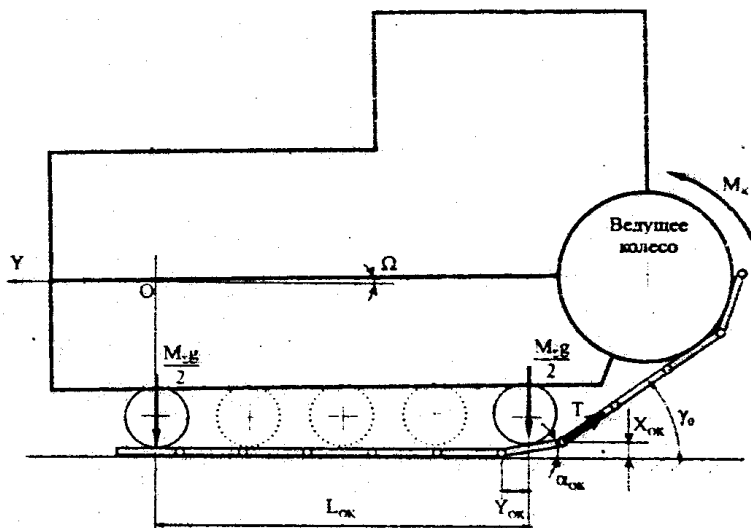
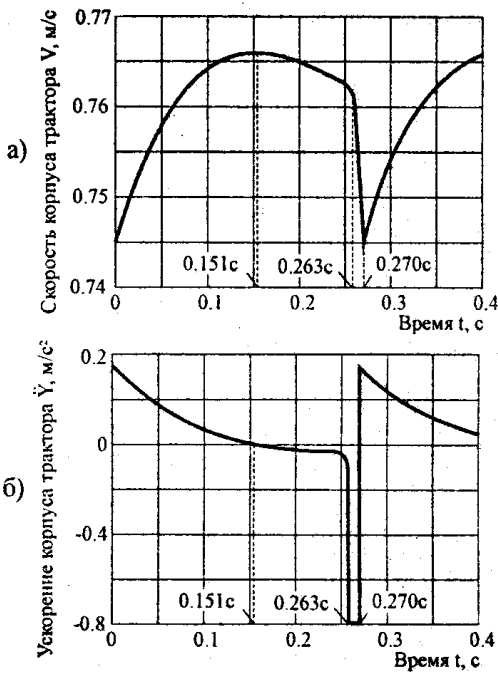


Рис. 20. Динамическая модель, описывающая процесс возникновения вибраций в результате взаимодействия траков с элементами ходовой системы в зоне ведущего колеса

На рис. 21 в качестве иллюстрации показаны функции изменения скорости и продольного ускорения при движении трактора Т-170М на первой передаче. На графиках четко видны два этапа движения трактора, описываемые принятой моделью.

Как показали расчетные оценки, при движении трактора на I передаче с максимальной тягой амплитуды возникающих вертикальных виброускорений пренебрежимо малы. Амплитуды продольных виброускорений при этом достигают уровня 0,5 – 0,6 м/с<sup>2</sup>.



С использованием разработанной модели выполнены расчетные оценки влияния на уровень вертикальных виброускорений пола кабины трактора Т-170М таких параметров, как: радиус ведущего колеса, высота подъема ведущего колеса, шаг гусеницы, расстояние между осями ведущего и опорного катков. Исследования показали, что изменение параметров модели выхода существенно меняет соотношение между продолжительностью I этапа движения (активного) и II этапа (пассивного), что в свою очередь оказывает существенное влияние на периодическую неравномерность продольного движения трактора.

Рис. 21. Изменение скорости (а) и ускорения корпуса трактора (б) вызванные эффектом «выхода» трака

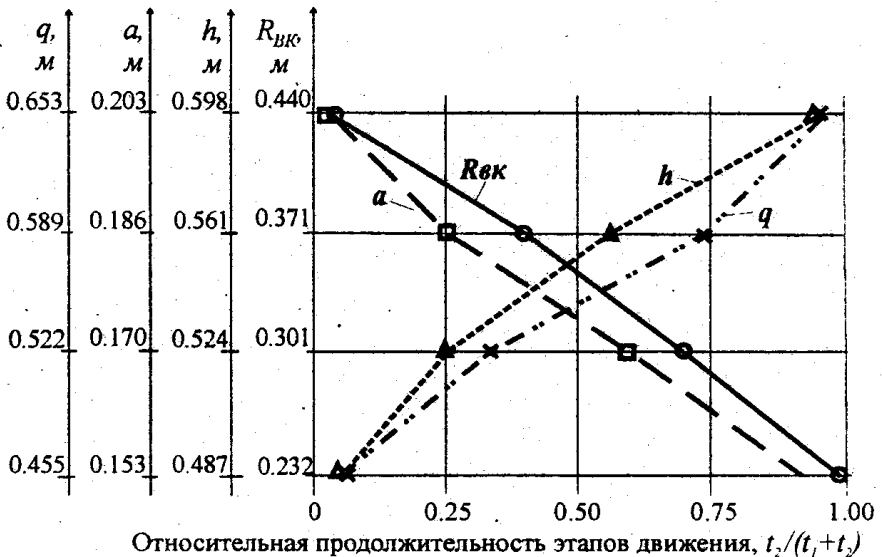


Рис. 22. Влияние параметров системы на соотношение между продолжительностью I и II этапов движения трактора  $t_1$  и  $t_2$

Следует отметить, что конструкция гусеничного движителя трактора Т-170М в зоне ведущего колеса обеспечивает следующее соотношение между

продолжительностью фаз движения трактора при «выходе»: I этап (активная фаза) – 95%, II этап (пассивная фаза) – 5% от полного цикла. Таким образом, конструктивное исполнение зоны ведущего колеса на тракторе Т-170М следует признать близким к оптимальному.

В Заключении на основе анализа результатов выполненной диссертационной работы формулируются выводы и рекомендации.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основании экспериментальных данных доказано наличие интенсивных вибраций корпуса трактора, происходящих с «траковой» частотой, причиной которых является взаимодействие гусеничной цепи с элементами ходовой системы и грунтом; Выявлены механизмы возбуждения вибраций корпуса; Обоснованы исходные положения к математическим моделям;

2. Обоснован выбор моделей грунта, используемых для описания взаимодействия траков с внешней средой в выделенных зонах гусеничного обвода: при моделировании взаимодействия траков с грунтом в зоне направляющего колеса необходимо производить учет пластических свойств грунта; при описании взаимодействия траков с грунтом в зоне опорной ветви достаточно рассматривать грунт как упругую среду; эффекты, обусловленные «выходом» трака с опорной ветви в зоне ведущего колеса в наибольшей степени проявляются при рассмотрении грунта как абсолютно жесткой среды.

3. Разработана усовершенствованная математическая модель «укладки» траков в грунт в зоне направляющего колеса.

Показано, что механизм «укладки» является источником возбуждения преимущественно продольных вибраций, уровень которых для трактора Т-170М достигает величины  $1,4 \text{ м/с}^2$ , а уровень сопутствующих им вертикальных вибраций –  $0,6 \text{ м/с}^2$ .

Установлено, что базовая геометрическая характеристика зоны направляющего колеса – угол наклона направляющей ветви  $\beta_0$ , который на трактора Т-170М равен  $3^\circ$ , не является оптимальным. С точки зрения вибронегативности корпуса было бы целесообразным увеличение угла наклона направляющей ветви до величины  $3,5^\circ - 4^\circ$  при котором уровень вертикальных и продольных вибраций может быть снижен на 10 – 15%;

4. Предложена математическая модель взаимодействия траков с грунтом и элементами ходовой системы в зоне опорной ветви, которая позволила выявить эффект «бегущая волна».

Показано, что эффект «бегущей волны», является источником интенсивных вертикальных вибраций, уровень которых достигает величины 8 – 10  $\text{м/с}^2$ .

Разработанная модель позволила объяснить факт возникновения параметрических колебаний, вызванных периодическим изменением жесткости системы «опорные катки – гусеничная цепь – грунт»;

5. Разработана уточненная математическая модель «выхода» траков с опорной ветви в зоне ведущего колеса.

Показано, что процессы, протекающие в зоне ведущего колеса, являются

источником возбуждения продольных вибраций, уровень которых достигает величины  $1,1 \text{ м/с}^2$ ; уровень возбуждаемых при этом вертикальных колебаний пренебрежимо мал.

6. Оценка вклада в уровень вибронгруженности корпуса трактора каждого из рассмотренных источников низкочастотных вибраций со стороны гусеничного движителя показала, что определяющее вибрационное воздействие на оператора трактора происходит в вертикальной плоскости в зоне опорной ветви в результате действия эффекта «бегущая волна».

7. Расчетная оценка влияния различных конструктивных параметров ходовой системы трактора Т-170М показала, что с точки зрения характеристик вибронгруженности, их основные значения близки к оптимальным. Из числа рассмотренных предложений наибольший эффект достигается за счет изменения расположения опорных катков. Предложена схема нерегулярной расстановки опорных катков в гусеничных тележках, позволяющая снизить уровень вибраций, вызванных эффектом «бегущая волна» в 1,5 – 2 раза.

#### **Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:**

1. Позин Б.М., Березин И.Я., Абызов А.А., Хрипунов Д.В. Параметрическое вибровозбуждение гусеничного движителя трактора // Вестник академии транспорта РФ. – Курган: Изд. КГУ, 1998. – №1. – С. 92 – 97.
2. Позин Б.М., Березин И.Я., Абызов А.А., Хрипунов Д.В., Лебедева Т.В. Вопросы виброзащиты оператора трактора с полужесткой подвеской // Вестник академии транспорта РФ. – Курган: Изд. КГУ, 1999. – №2. – С. 112 – 115.
3. Березин И.Я., Абызов А.А., Рихтер Е.Е., Хрипунов Д.В., Бывальцев В.И. Жебелев К.С., Панфилов Э.М. Расчетно-экспериментальные исследования гусеницы снегоболотоходной машины // Вестник академии транспорта РФ. – Курган: Изд. КГУ, 1999. – №2. – С. 116 – 120.
4. Позин Б.М., Березин И.Я., Абызов А.А., Хрипунов Д.В., Лебедева Т.В. Исследование вибронгруженности и обеспечение виброзащиты оператора трактора с полужесткой подвеской // Материалы XIX Российской школы по проблемам науки и технологий. Миасс, 1999. – С. 21-22.
5. Мицын Г.П., Позин Б.М., Березин И.Я., Абызов А.А., Хрипунов Д.В., Народовый Д.И., Штыка М.Г. Экспериментальное исследование вибровозбуждения гусеничного движителя трактора с полужесткой подвеской // Вестник академии транспорта РФ. – Курган: Изд. КГУ, 2000. – №3. – Ч. 2. – С. 291 – 296.
6. Мицын Г.П., Позин Б.М., Березин И.Я., Абызов А.А., Хрипунов Д.В. Защита оператора промышленного трактора от низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). – М.: Изд. МАДИ, 2001. – С. 219 – 225.
7. Мицын Г.П., Позин Б.М., Березин И.Я., Хрипунов Д.В. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом в зоне направляющего колеса // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). – М.: Изд. МАДИ, 2002. – С. 135 – 156.