

На правах рукописи

Ковалёв Виталий Витальевич

**ЖЕСТКОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ
ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ
В ДИНАМИКЕ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Специальность 01.02.06 –
Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Барнаул – 2007

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор,
Новоселов Александр Леонидович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Беляев Владимир Иванович

кандидат технических наук, доцент
Алексейцев Андрей Ильич

Ведущая организация – ЗАО «АЛТАЙСКИЙ ТРАКТОР –
Научно-технический центр»
(ЗАО «АЛТТРАК-НТЦ»)

Защита состоится 29 мая 2007 г. в 15 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета К 212.004.02 при ГОУ ВПО «Алтайский государственный технического университета им. И.И. Ползунова» по адресу: 656038, г. Барнаул, пр. Ленина, 46.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Алтайский государственный технического университета им. И.И. Ползунова».

Автореферат разослан 27 апреля 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
К 212.004.02, к.т.н., доцент

С.Я. Куранаков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Проектирование и создание гусеничных машин на современном этапе неразрывно связано с вопросами повышения надежности и долговечности элементов ходовых систем. Возрастание скоростного режима приводит к значительному увеличению динамических и ударных нагрузок в гусеничном двигателе, вибрациям. Увеличение нагрузок возникает как в силу принципиальных особенностей конструкции (например, звенчатость гусеничного обвода), так и вследствие наличия конструктивных и технологических зазоров, а также обуславливается взаимодействием с почвой. Виброударные режимы в гусеничном двигателе приводят к возрастанию динамических напряжений и снижению усталостной долговечности отдельных узлов.

Одним из наиболее нагруженных элементов гусеничных двигателей звенчатой конструкции является шарнирное соединение звеньев. От работоспособности этого узла зависит в целом ресурс гусеничного двигателя. Наиболее перспективным вариантом снижения динамической нагруженности и увеличения срока службы гусеничного двигателя является использование в шарнирных соединениях резиновых силовых элементов. Учитывая особенности резины как конструкционного материала, требуется четкое представление о механическом поведении, о влиянии параметров узлов с резиновыми элементами на динамическую нагруженность гусеничного двигателя. Кроме того, необходимо выработать методику выбора наиболее рациональных параметров конструкции гусеничного двигателя с точки зрения снижения динамической нагруженности.

Создание эффективных методов проектирования гусеничных двигателей с учетом снижения динамической нагруженности является актуальной задачей. В настоящее время возрастает роль оптимизационных расчетов в проектной инженерной практике. Связано это с совершенствованием компьютерной техники, которая позволяет рассматривать проектные задачи большой размерности, а также более сложные математические модели, наиболее полно описывающие реальные объекты и процессы.

Именно этой проблеме, т.е. созданию методов, алгоритмов и программных комплексов по исследованию динамической нагруженности и оптимальному проектированию параметров узлов ходовой части гусеничной машины, посвящена настоящая работа.

Цели и задачи исследования. Целью работы является снижение динамической нагруженности шарнирных соединений звеньев гусеничного двигателя при различных видах внешнего воздействия путем выбора их оптимальных жесткостных параметров.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

– Разработать математическую модель динамического поведения элементов гусеничного двигателя с учетом силовых и кинематических связей. При разработке модели необходимо учесть параметры резинометаллических

элементов гусеничного обвода, такие как инерционные и жесткостные параметры самого шарнирного соединения.

– Разработать алгоритм расчета динамических перемещений и нагрузок элементов движителя.

– Разработать алгоритм оптимизационного расчета основных параметров гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирными соединениями. Провести тестирование алгоритма на известных решениях, сопоставить полученные результаты с ранее опубликованными данными и результатами экспериментов. Конечным продуктом должен стать пакет прикладных программ для исследования динамической нагруженности элементов гусеничного движителя и оптимизации их параметров.

– Провести численные эксперименты конкретных конструкций гусеничного движителя. Исследовать влияние жесткостных параметров шарнирных соединений звеньев гусеничного движителя на динамическую нагруженность.

– Провести оптимизационный расчет параметров элементов гусеничного движителя с учетом конструктивных и функциональных ограничений.

Методика исследования. Для решения поставленных задач использовались методы математического моделирования динамического поведения многомассовых систем с силовыми и кинематическими связями, численные методы математического анализа, методы оптимального проектирования динамических систем.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбрано динамическое поведение элементов ведущего участка гусеничного движителя с различными жесткостными параметрами шарнирных соединений звеньев.

Научную новизну работы составляют:

– математическая модель динамического поведения элементов гусеничного движителя с учетом вязкоупругих связей, а также инерционных параметров самого шарнирного соединения;

– алгоритм численного расчета динамического отклика элементов гусеничного движителя при различных вариантах внешнего нагружения;

– алгоритм расчета оптимальных параметров резинометаллических шарниров гусеничной цепи с учетом конструктивных и функциональных ограничений.

Практическая ценность. Представленные в работе математические модели и алгоритмы определения динамических нагрузок и оптимизации параметров шарнирных соединений звеньев позволяют спроектировать наиболее рациональную конструкцию гусеничного движителя с учетом снижения динамической нагруженности его элементов.

Реализация работы. На основании выполненных исследований создана инженерная методика и программный комплекс DTRAK, реализующий алгоритмы расчета динамической нагруженности элементов гусеничного движителя, а также оптимального проектирования параметров резинометаллических шарнирных соединений.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на научно-технических семинарах кафедры «Автомобили и тракторы» ГОУ ВПО АлтГТУ им. И.И. Ползунова (г. Барнаул, 2005-2007 гг.), на X международной научной конференции «Решетневские чтения» (Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева, г. Красноярск, 2006 г.).

Публикации. По теме диссертационного исследования опубликовано 7 печатных работ, получено авторское свидетельство на программу.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста и выводов, изложенных на 140 страницах, включая 47 рисунков, 12 таблиц, список использованных источников из 80 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы. Дана краткая характеристика состояния проблемы, поставлены цель и задачи исследования, обоснованы научная новизна и практическая ценность результатов, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена обзору и анализу методов исследований, расчета и проектирования элементов гусеничного движителя, а также постановке задачи оптимизации параметров узлов гусеничного движителя.

Проектирование элементов гусеничных движителей характеризуется специфическими условиями, особенностью которых являются жесткие требования к металлоемкости и снижение динамических нагрузок.

Пути снижения динамической нагруженности деталей гусеничного движителя и трансмиссии следующие:

- уменьшение амплитуды возмущающего воздействия;
- вывод резонансных режимов за пределы рабочих частот путем изменения параметров динамической системы;
- применение гасителей резонансных колебаний (демпферов).

Последний вариант возможен за счет свойств резинометаллического шарнира в соединении звеньев цепи, а именно радиальной и угловой податливостей шарнира. Эти параметры обеспечиваются стабильностью работы упругих элементов в процессе эксплуатации гусеничной машины. Кроме того, увеличение ресурса шарнирного соединения возможно за счет равнопрочности резиновых элементов по проушинам звеньев.

Одним из ведущих направлений в области разработки новых конструкций гусеничных машин и совершенствования ранее разработанных является использование методов оптимального проектирования. Оптимизационная задача предусматривает определение рациональных параметров силовых связей между отдельными элементами гусеничного движителя. К таким параметрам могут быть отнесены коэффициенты радиальной и угловой жесткости шарнирного соединения звеньев цепи.

Постановка задачи в этом случае имеет следующую формулировку: выбрать оптимальные параметры резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя таким образом, чтобы при динамическом нагружении разность углов закручивания резиновых элементов двойных и тройных проушин $\Delta\varphi$ была минимальной при конструктивных ограничениях на варьируемые параметры:

$$k_i^l \leq k_i \leq k_i^u, \quad i = 1, 2, \dots, m,$$

где k_i – варьируемые параметры (коэффициенты радиальной и угловой жесткости шарнирных соединений); k_i^l, k_i^u – нижние и верхние границы варьируемых параметров; m – число варьируемых параметров.

В качестве дополнительного функционального ограничения принимается следующее условие: разность углов закручивания резиновых элементов шарнирного соединения при статическом нагружении не должна превышать допустимых значений.

Задача определения функции цели связана с построением математической модели исследуемого объекта, что невозможно без детального анализа динамических процессов, протекающих в гусеничном движителе.

Различные вопросы, связанные с изучением кинематики и динамики гусеничного движителя, определением потерь мощности в движителе, выбором оптимальных параметров движителя, изложены в работах отечественных ученых Е.Д. Львова, А.С. Антонова, М.И. Медведева, Н.К. Кристи, Д.К. Карельских, Л.В. Сергеева, Н.А. Забавникова, В.В. Гуськова, В.Ф. Платонова, В.А. Дружинина и др. Круг задач, решение которых необходимо учитывать при анализе динамического поведения гусеничного движителя, непрерывно расширяется. Поэтому развитие эффективных методов оценки динамической нагруженности гусеничного движителя с резиновыми и резинометаллическими элементами представляется актуальной задачей.

В работах И. Ольхоффа, Д. Химмельблау, Г. Реклейтиса, Б. Банди, Э. Хога представлены методы и алгоритмы для решения оптимизационных задач.

На основе анализа проведенного обзора можно сделать следующие выводы:

1. Методам оценки динамической нагруженности узлов гусеничного движителя с силовыми резиновыми или резинометаллическими элементами посвящено значительное число работ. Однако неравномерность динамической нагруженности резиновых элементов шарнира не рассмотрена в полном объеме.

2. Отсутствуют методики и алгоритмы оптимального проектирования параметров резинометаллических соединений звеньев гусеничного движителя с целью снижения неравномерности динамической нагруженности.

Во второй главе приводятся соотношения, моделирующие динамическое поведение элементов гусеничного движителя. Рассматривается математическая модель гусеничного движителя как плоской механической много-

массовой системы, в которой взаимодействия между элементами реализованы в виде силовых и кинематических связей. Приводится алгоритм расчета, позволяющий описать динамику гусеничного обвода с резинометаллическим шарниром с учетом его конструктивных особенностей и условий работы.

Для описания состояния плоской системы вводятся обобщенные координаты, фиксирующие положение каждого элемента в системе $q_i = \{x_i, y_i, \varphi_i\}^T$. Вводятся силовые взаимодействия: вязкоупругие (резинометаллические шарнирные соединения звеньев гусеничной цепи). Кинематические связи (например, простой металлический шарнир, связь между опорным катком и звеном) моделируются алгебраическими уравнениями вида $f(q, t) = 0$.

Практически во всех математических моделях, рассмотренных ранее, резинометаллическое шарнирное соединение (РМШ) траков заменяется невесомым упругим элементом, характеризующимся коэффициентами радиальной и угловой жесткости (K и K_ϕ), а также коэффициентами радиального и углового демпфирования (C и C_ϕ). Однако такая модель не учитывает массу и момент инерции арматуры пальца РМШ, которая составляет порядка 12-15% от массы звена. Это может оказать существенное влияние на достоверность моделирования колебательных процессов.

Кроме того, резиновые элементы проушин смежных звеньев имеют отличные друг от друга вязкоупругие параметры (рис. 1).

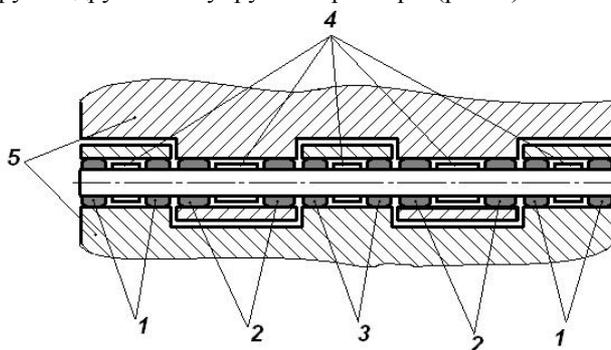


Рис. 1. Соединение траков резинометаллическим шарниром с ограничителями (пятипроушенная конструкция):

- 1 – резиновые элементы крайних тройных проушин; 2 – резиновые элементы двойных проушин; 3 – резиновые элементы центральной проушины;
- 4 – ограничители; 5 – смежные звенья

В результате ресурсных испытаний установлено, что резиновые элементы двойных проушин изнашиваются быстрее, чем элементы тройных проушин. В общем случае при вторичном нагружении радиальной силой и крутящим моментом смежные звенья имеют различные значения радиальных и угловых смещений по отношению к РМШ (рис. 2). Это в конечном

итоге предопределяет различную нагруженность резиновых элементов шарнирного соединения.

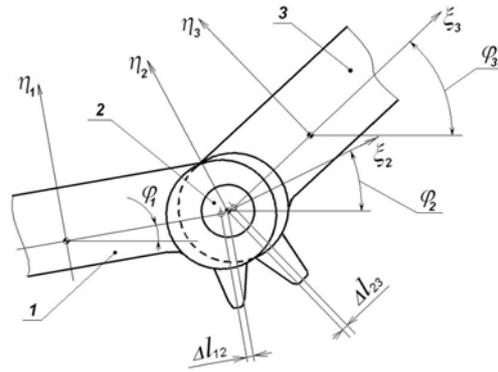


Рис. 2. Радиальное и угловое смещение смежных звеньев при вторичном нагружении:
1, 3 – смежные звенья гусеничной цепи; 2 – резинометаллический шарнир

Особенностью предлагаемой в настоящей работе математической модели является то, что шарнир также рассматривается в качестве элемента динамической системы, имеющего свою массу и момент инерции (рис. 3).

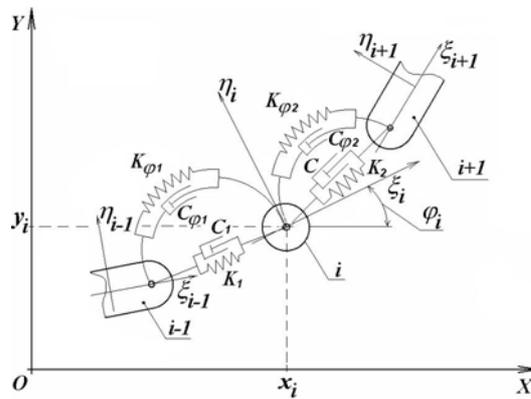


Рис. 3. Фрагмент плоской модели гусеничной цепи с учетом параметров резинометаллического шарнира

Динамическое поведение элементов гусеничного движителя в общем случае моделируется системой нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений вида:

$$\begin{aligned}
 [M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} &= \{P(t)\} \\
 f(q, t) &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

связывающую вектор неизвестных перемещений многомассовой системы. В соотношениях (1) $[M]$, $[C]$, $[K]$ представляют собой соответственно матрицы масс, демпфирования и жесткости; $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$ и $\{q\}$ – соответственно векторы обобщенных ускорений, скоростей и координат элементов системы; $\{P(t)\}$ есть вектор внешнего воздействия, являющийся функцией времени; $f(q, t)$ – алгебраические уравнения кинематических связей.

Особенностью данной системы являются следующие моменты: большое количество неизвестных (порядок неизвестных достигает 200); существенная нелинейность соотношений (за счет нелинейных жесткостных характеристик и больших перемещений от начального исходного состояния); наличие кинематических уравнений связи.

Для линеаризации системы предлагается алгоритм Ньютона–Рафсона. Суть алгоритма состоит в следующем. Исследуемый временной процесс разбивается по времени на N шагов. Текущие значения обобщенных координат представим в виде:

$$x = x^0 + \eta u; y = y^0 + \eta v; \varphi = \varphi^0 + \eta \phi, \quad (2)$$

где x^0 , y^0 , φ^0 – обобщенные координаты на предыдущем шаге; η – малый параметр; u , v , ϕ – приращения обобщенных координат на каждом шаге.

Аналогично рассматривается дискретизация вектора внешних сил:

$$\vec{P} = \vec{P}^0 + \eta \vec{p} \quad (3)$$

Далее введем в рассмотрение три состояния системы: первое состояние – исходное, соответствует времени $t=0$; второе состояние – промежуточное, соответствует началу очередного шага с координатами x^0 , y^0 , φ^0 и P^0 ; третье состояние – конечное, соответствует окончанию текущего шага с приращениями u , v , ϕ и p .

Принимается допущение, что за время τ , равное длине шага, система имеет малые отклонения от промежуточного состояния, т.е. динамические приращения u , v , ϕ достаточно малы. Следовательно, на каждом временном шаге для определения приращения обобщенных координат можно рассматривать линеаризованные относительно промежуточного состояния уравнения движения. Линеаризация уравнений осуществляется по малому параметру:

$$\frac{\partial L}{\partial \eta} \Big|_{\eta=0} = 0, \quad (4)$$

где L – система дифференциальных и алгебраических уравнений.

Для численного решения системы линеаризованных дифференциально-алгебраических уравнений использован метод конечных элементов во временной области (метод временных конечных элементов). Вариационная формулировка задачи, эквивалентная уравнениям движения и уравнениям кинематических связей, базируется на принципе Гамильтона:

$$\partial L = \partial \int_{t_1}^{t_2} (E - \Pi + W) dt = 0, \quad (5)$$

где E – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия; W – работа неконсервативных внешних сил.

Вводим обозначение для глобального вектора обобщенных координат:

$$\{q\} = \{q_1^T, q_2^T, q_3^T, \dots, q_n^T\}, \quad \text{где } q_i = \{x_i, y_i, \phi_i\} \quad (6)$$

В настоящей работе выражение функционала дополнено с учетом кинематических связей и принимает вид:

$$L = \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [M] \{\dot{q}\} - \frac{1}{2} \{q\}^T [K] \{q\} + \{q\}^T [\varpi] \{P\} - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \{q\}^T [C] \{\dot{q}\} + \{q\}^T [\Phi q] \{\lambda\} \right) dt = 0. \quad (7)$$

Далее введем глобальные векторы узловых неизвестных:

$$\{Q^0\} = [u_1^0, v_1^0, \phi_1^0, \dots, u_n^0, v_n^0, \phi_n^0, \dot{u}_1^0 \tau, \dot{v}_1^0 \tau, \dot{\phi}_1^0 \tau, \dots, \dot{u}_n^0 \tau, \dot{v}_n^0 \tau, \dot{\phi}_n^0 \tau]^T, \\ \{Q^1\} = [u_1^1, v_1^1, \phi_1^1, \dots, u_n^1, v_n^1, \phi_n^1, \dot{u}_1^1 \tau, \dot{v}_1^1 \tau, \dot{\phi}_1^1 \tau, \dots, \dot{u}_n^1 \tau, \dot{v}_n^1 \tau, \dot{\phi}_n^1 \tau]^T,$$

множителей Лагранжа:

$$\{\lambda_0\} = [\lambda_0^1 \lambda_0^2 \lambda_0^3 \dots \lambda_0^{l-2} \tau \lambda_0^{l-1} \tau \lambda_0^l \tau], \\ \{\lambda_1\} = [\lambda_1^1 \lambda_1^2 \lambda_1^3 \dots \lambda_1^{l-2} \tau \lambda_1^{l-1} \tau \lambda_1^l \tau].$$

Аналогично глобальным векторам перемещений записываются глобальные векторы внешних сил $\{F_0\}$ и $\{F_1\}$.

Подстановка интерполирующих функций, интегрирование и дифференцирование относительно узловых величин приводит к следующей системе алгебраических уравнений:

$$\begin{bmatrix} [G] & [h_\lambda^0] \\ 6n \times 6n & 6n \times 2l \\ [h_\lambda^0] & 0 \\ 2l \times 6n & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{Q_0\} \\ \{\lambda_0\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [H] & [h_\lambda^1] \\ 6n \times 6n & 6n \times 2l \\ [h_\lambda^1] & 0 \\ 2l \times 6n & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{Q_1\} \\ \{\lambda_1\} \end{Bmatrix} + [G_f] \{F_0\} + [H_f] \{F_1\} = 0 \quad (8)$$

Матрицы, образующие данную систему уравнений, определяются соотношениями метода временных конечных элементов. Решение алгебраической системы уравнений позволяет найти узловые перемещения, скорости каждого элемента гусеничного обвода, а также величину динамических сил.

Кроме того, в главе приводится алгоритм расчета оптимальных параметров. Задача снижения динамической нагруженности путем расчета оптимальных параметров элементов гусеничного движителя относится к классу оптимизационных задач с ограничениями. При решении задачи, связанной с моделированием динамического поведения элементов ходовой части, приходится использовать численные методы. В связи с этим в настоящей работе предлагается использовать комплексный метод Бокса, являющийся модификацией прямого метода деформируемого многогранника (метода Нелдера–Мида).

В третьей главе приводится описание программного комплекса DTRAK, разработанного на основе алгоритмов исследования динамической нагруженности и оптимизации параметров элементов гусеничного движителя. Программный комплекс DTRAK состоит из нескольких основных подпрограмм, включающих расчетные и сервисные подпрограммы (рис. 4).

Программный комплекс позволяет решать следующие задачи:

- расчет динамических перемещений, скоростей, ускорений и усилий при различных вариантах внешнего воздействия;
- расчет амплитудно-частотных характеристик;
- исследование зависимости максимальных амплитуд динамических нагрузок от изменения радиальной и угловой жесткости шарнирного соединения траков;
- оптимизация жесткостных параметров шарнирных соединений звеньев гусеничного обвода.

Работоспособность предлагаемых в диссертационном исследовании методик и разработанного на их основе программного комплекса проверена при решении тестовых задач и сопоставлении результатов расчета с экспериментальными данными.

Первая задача связана с анализом свободных колебаний участка гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирами (рис. 5).

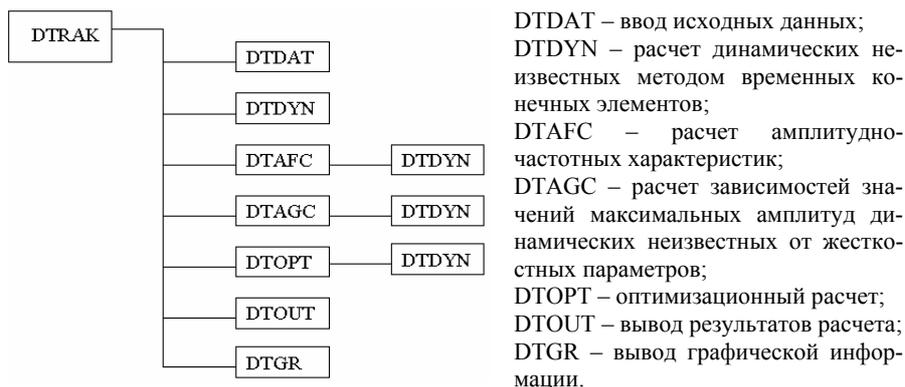


Рис. 4. Структура программного комплекса DTRAK

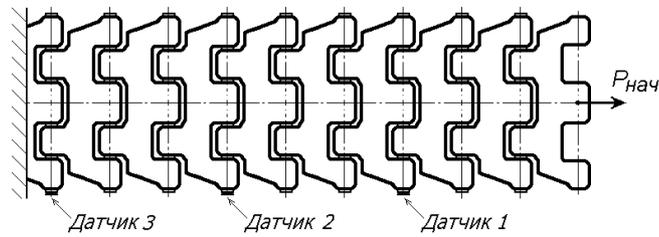


Рис. 5. Схема экспериментального определения параметров свободных колебаний ветви гусеничной цепи

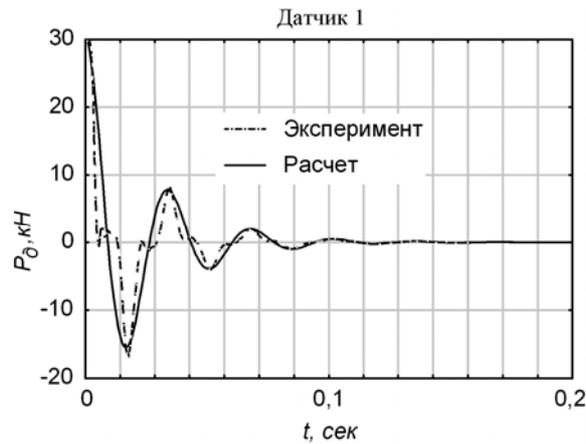


Рис. 6. Значения динамических нагрузок в шарнирных соединениях при свободных колебаниях участка гусеничной цепи

На рис. 6 приводятся графики динамических усилий, возникающих в 7-ом шарнирном соединении (датчик 1), полученных экспериментальным и расчетным путем. Сравнительный анализ этих графиков показывает хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Во второй задаче рассмотрена четырехмассовая модель с пятью степенями свободы, моделирующая динамическое поведение транспортного средства. Проведен оптимизационный расчет параметров подвески машины с целью снижения амплитуды ускорений на водительском месте Z''_{max} . Предлагаемый в настоящей работе алгоритм оптимального проектирования по методу Бокса сравнивается с методом проекции градиента, который выбран в качестве тестового примера.

В результате проведенного тестирования получены следующие данные: оптимизационный расчет с использованием метода Бокса привел к уменьшению значения функции цели с $8,42 \text{ м/с}^2$ до $6,453 \text{ м/с}^2$ (метод проекции градиента – $6,538 \text{ м/с}^2$). Кроме того, для решения тестовой оптимизационной задачи методом проекции градиента потребовалось 60 итераций, комплексным методом Бокса – 38 итераций.

В четвертой главе приводятся результаты численных экспериментов по исследованию динамической нагруженности и расчету оптимальных параметров элементов ведущего участка гусеничного движителя трактора Т-250, полученные с использованием программного комплекса DTRAK.

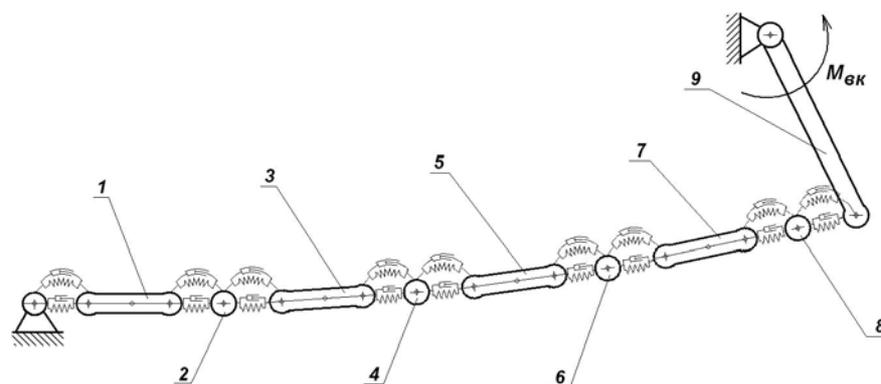


Рис. 9. Схема ведущего участка гусеничного движителя:
 1, 3, 5, 7 – звенья цепи; 2, 4, 6, 8 – шарниры;
 9 – ведущее колесо (звездочка)

На рис. 9 приводится кинематическая схема ведущего участка, показывающая состояние динамической системы в первоначальный момент времени. Модель ведущего участка включает четыре звена (элементы 1, 3, 5, 7), шарнирные соединения (элементы 2, 4, 6, 8) и ведущее колесо (элемент 9).

Таким образом, число элементов системы $n=9$. Число степеней свободы для плоской системы $ns=n*3=27$. Инерционные параметры элементов характеризуются массой и моментом инерции звеньев (m_1 и J_1), массой и моментом инерции арматуры РМШ (m_2 и J_2) и массой и моментом инерции ведущего колеса ($m_{вк}$ и $J_{вк}$). Связь между элементами осуществляется резиновыми элементами, характеризующимися коэффициентами радиальной и угловой жесткости (K_1 и $K_{\phi 1}$ – элементы тройных проушин, K_2 и $K_{\phi 2}$ – элементы двойных проушин).

Основные соотношения, описывающие динамическое поведение данной расчетной схемы, получены в главе 2. Математическая модель выражается системой уравнений (1). Решая данную систему методом временных конечных элементов, получаем значения линейных и угловых перемещений и скоростей на каждом шаге исследуемого динамического процесса.

Нагруженность резиновых элементов шарнирного соединения характеризуется динамическим растягивающим усилием P_d , действующим на резинометаллический шарнир со стороны звеньев, а также закручивающим моментом $M_{кр}$. Расчет значений динамической нагрузки на каждом шаге временного процесса производится по формуле:

$$P\delta_j = k \Delta l_j, \quad j=1 \dots n, \quad (9)$$

где k – коэффициент радиальной жесткости резиновых элементов; Δl_j – смещение (эксцентриситет) проушин относительно пальцев.

Значения закручивающих моментов определяется выражением:

$$M_{крj} = k_\phi \phi_j, \quad j=1 \dots n, \quad (10)$$

где k_ϕ – коэффициент угловой жесткости резиновых элементов; ϕ_j – угол закручивания резинового элемента, который определяется как разность угловых перемещений смежных элементов системы.

Разность углов закручивания резиновых элементов тройных и двойных проушин при динамическом нагружении выражается следующей зависимостью:

$$\Delta\phi_\delta = \left| \phi_{i+1} - \phi_i \right| - \left| \phi_i - \phi_{i-1} \right|. \quad (11)$$

Разность углов закручивания при статическом нагружении вычисляется как:

$$\Delta\phi_{cm} = \alpha \frac{1 - K_{\phi 1} / K_{\phi 2}}{1 + K_{\phi 1} / K_{\phi 2}}, \quad (12)$$

где α – максимальный угол относительного поворота смежных звеньев при статическом нагружении.

С использованием программного комплекса DTRAK проведены расчеты динамических перемещений и нагрузок элементов ведущего участка при различных вариантах внешнего нагружения и с различными значениями жесткостных параметров резинометаллического шарнирного соединения траков. Кроме того, проводился анализ изменения разности углов закручивания резиновых элементов двойных и тройных проушин $\Delta\phi$. На рис. 10-12 приводятся графики изменения динамических нагрузок и разности углов закручивания резиновых элементов шарнирных соединений (исходный вариант расчета с постоянными значениями коэффициентов радиальной жесткости).

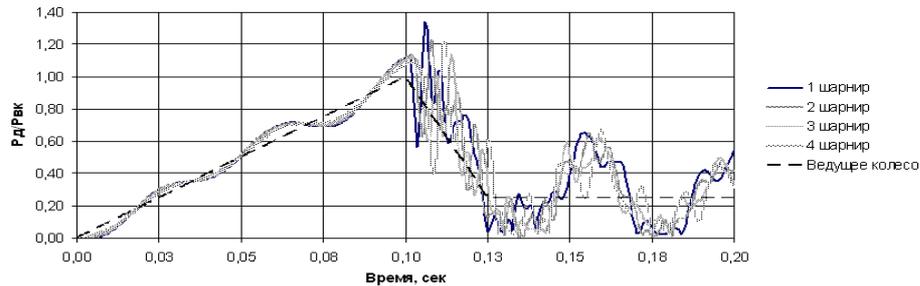


Рис. 10. График изменения динамической нагруженности элементов шарнирных соединений

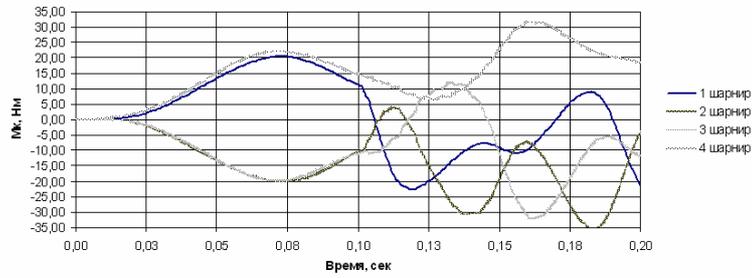


Рис. 11. График изменения закручивающего момента элементов шарнирных соединений

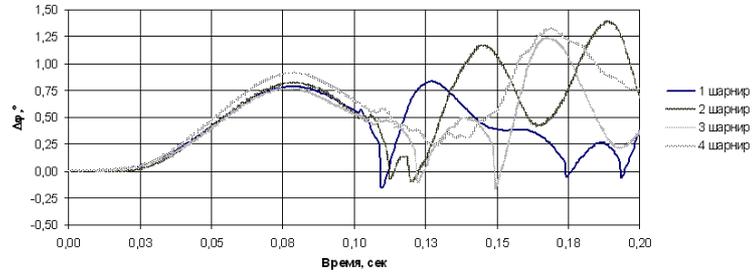


Рис. 12. График изменения разности углов закручивания резиновых элементов шарнирных соединений

Одним из наиболее важных показателей, который позволяет оценить динамические параметры системы, является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). При расчете амплитудно-частотных характеристик рассматриваемой динамической системы в качестве источника внешнего возмущения принимается гармоническое воздействие. Амплитуда изменения крутящего момента на ведущем колесе $M_{вк_{max}}=428 \text{ Н*м}$, что соответствует амплитуде касательной силы 1000 Н . Пошагово изменяя частоту входного воздействия (шаг изменения 1 сек^{-1}), производится динамический расчет и определяются максимальные значения амплитуд динамических перемещений и усилий на фиксированном промежутке времени. При расчете учитывается нелинейность радиальной жесткости шарнирного соединения.

Таблица 1

Исходные данные для расчета амплитудно-частотной характеристики

№	Параметр	Значение
1	Число конечных элементов N_{it}	2000
2	Величина конечного элемента $\tau, \text{сек}^{-1}$	0,001
3	Начальная частота, сек^{-1}	5,0
4	Шаг изменения частоты, сек^{-1}	1,0
5	Амплитуда воздействия $M_{вк_{max}}, \text{кН*м}$	428

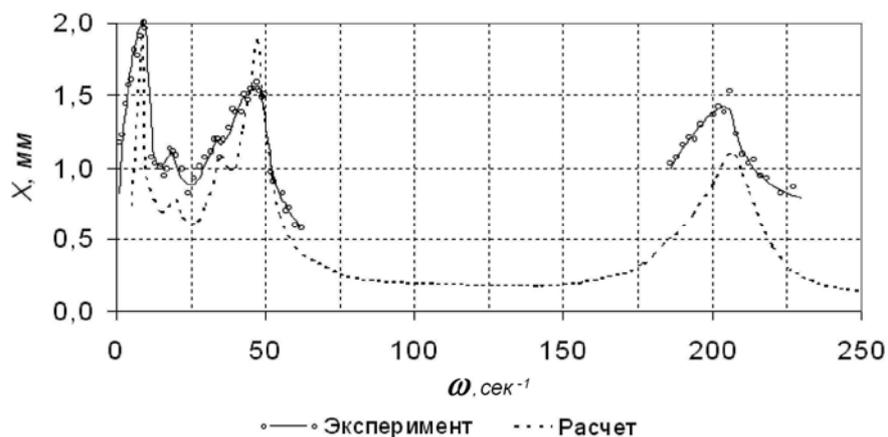


Рис. 13. Амплитудно-частотные характеристики для 4-го звена (горизонтальные перемещения)

На рис. 13 приводится расчетная АЧХ для 4-го звена ведущего участка (продольные перемещения). Для сравнения на рисунке приводится экспериментальная АЧХ, полученная по результатам стендовых испытаний.

В результате анализа АЧХ на исследуемом частотном интервале выявлены следующие резонансные частоты: $\omega_1=9 \text{ сек}^{-1}$, $\omega_2=20 \text{ сек}^{-1}$, $\omega_3=35 \text{ сек}^{-1}$, $\omega_4=47 \text{ сек}^{-1}$, $\omega_5=207 \text{ сек}^{-1}$.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных позволяет сделать следующие выводы:

- расхождения значений резонансных частот теоретической и экспериментальной АЧХ составляют не более $1-3 \text{ сек}^{-1}$;
- расхождения значений амплитуд объясняются нелинейностью системы, неидеальным синусоидальным воздействием, формируемым в результате проведения эксперимента.

Проведено исследование влияния различных факторов на динамическое нагружение шарнирных соединений (рис. 14-16).

Анализ результатов расчета позволяет сделать следующие выводы:

- в рассматриваемой области изменения жесткостных параметров имеются области локальных минимумов динамической нагруженности;
- изменение динамической нагруженности имеет практически одинаковый вид для разных шарниров;
- изменение массы шарнира от 0 до 3 кг (0-21% от массы звена) увеличивает динамическую нагруженность до 4,5%, что также необходимо учитывать при моделировании.

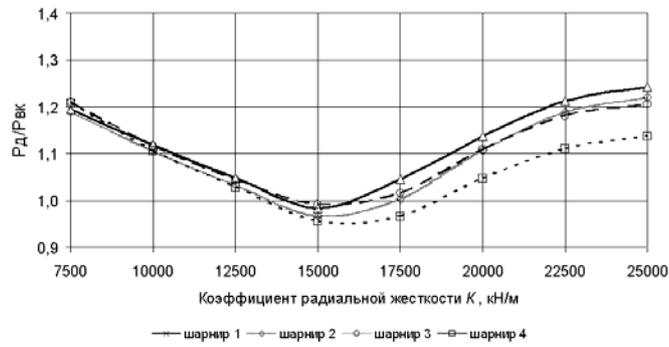


Рис. 14. Изменение динамической нагруженности шарниров в зависимости от изменения коэффициента радиальной жесткости

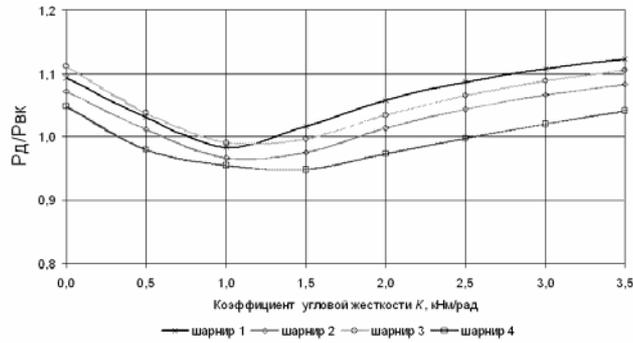


Рис. 15. Изменение динамической нагруженности шарниров в зависимости от изменения коэффициента угловой жесткости

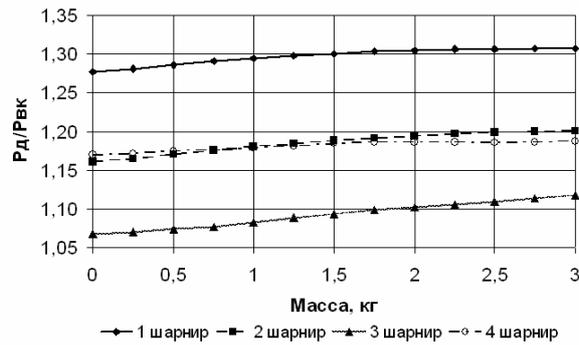
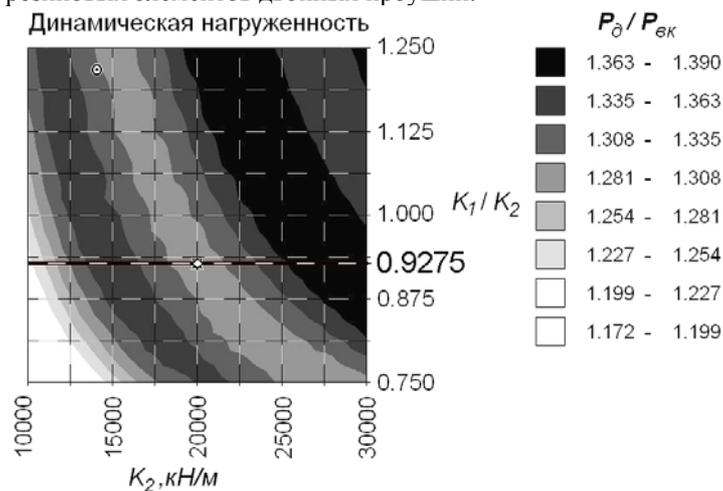


Рис. 16. Изменение динамической нагруженности шарниров в зависимости от массы шарнира

Далее была проведена серия расчетов с целью оценки неравномерности нагружения резиновых элементов тройных и двойных проушин.

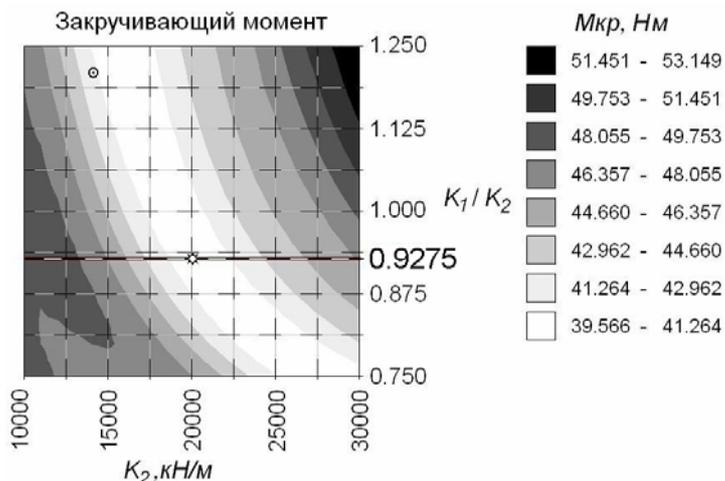
На рис. 17-20 приводятся результаты численных исследований. Анализ расчетных данных позволяет сделать следующие выводы:

- изменение разности закручивания носит одинаковый характер для всех шарниров приведенной системы;
- минимум разности закручивания смещен в сторону увеличения жесткости резиновых элементов двойных проушин.



K_1 - радиальная жесткость элементов тройных проушин
 K_2 - радиальная жесткость элементов двойных проушин

Рис. 17. Изменение динамической нагруженности элементов РМШ



K_1 - радиальная жесткость элементов тройных проушин
 K_2 - радиальная жесткость элементов двойных проушин

Рис. 18. Изменение закручивающего момента элементов РМШ

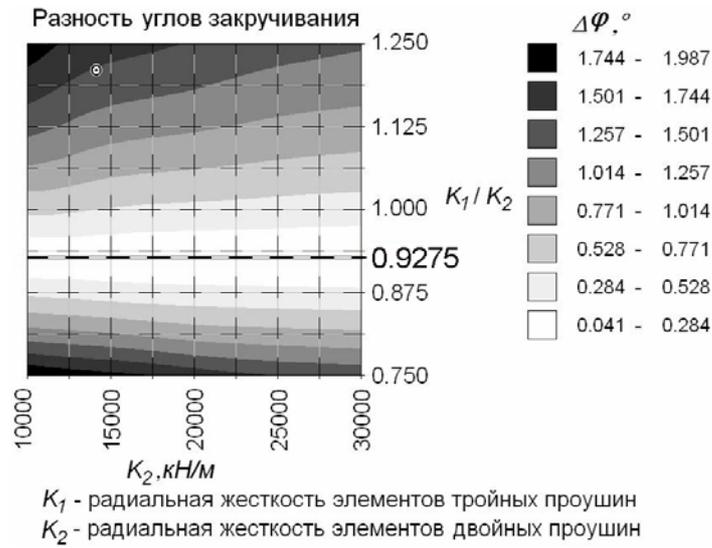


Рис. 19. Изменение разности углов закручивания элементов РМШ

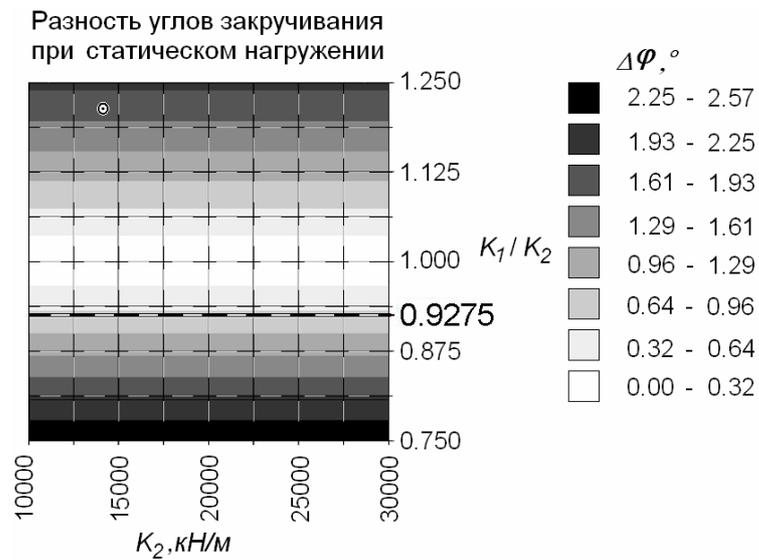


Рис. 20. Изменение разности углов закручивания элементов РМШ при статическом нагружении

Кроме того, отмечено, что минимум разности закручивания изменяется незначительно при определенном соотношении жесткостей элементов тройных и двойных проушин. Поэтому при проведении оптимизационного расчета в качестве варьируемых параметров приняты коэффициент радиальной жесткости элементов двойных проушин K_2 и соотношение жесткостей K_1/K_2 .

Проведен расчет оптимальных жесткостных параметров резиновых элементов для тройных и двойных проушин с учетом ограничений на варьируемые параметры и функционального ограничения (разность углов закручивания при динамическом и статическом нагружении $\Delta\phi < 0,5^\circ$).

В табл. 2 приводятся исходные значения варьируемых параметров, ограничения на варьируемые параметры и результаты оптимизационного расчета.

Таблица 2

Исходные и оптимальные значения варьируемых параметров

Параметр	Исходное значение	Ограничения		Оптимальное значение	В % к исходному
		нижнее	верхнее		
Коэффициент радиальной жесткости элементов тройных проушин, K_1 , кН/м	17000	10000	40000	18550	+9,12
Коэффициент угловой жесткости элементов тройных проушин, $K\phi_1$, кНм/рад	0,510	0,3	1,5	0,557	+9,22
Коэффициент радиальной жесткости элементов двойных проушин, K_2 , кН/м	14000	10000	40000	20000	+42,85
Коэффициент угловой жесткости элементов двойных проушин, $K\phi_2$, кНм/рад	0,52	0,3	1,5	0,6	+15,38
Соотношение жесткостей, K_1/K_2	1,214	0,75	1,25	0,9275	-23,59
Разность углов закручивания при динамическом нагружении, $\Delta\phi_{дин}$, °	1,375	-	-	0,04	-97,01
Разность углов закручивания при статическом нагружении, $\Delta\phi_{ст}$, °	1,8	-	-	0,32	-82,22

Таким образом, в результате проведения оптимизационного расчета значение функции цели уменьшилось с $1,375^\circ$ до $0,04^\circ$. При этом разность углов закручивания при статическом нагружении составила $0,32^\circ$, что не превышает допустимого значения. В результате проведения нескольких оптимизационных расчетов с различными начальными значениями варьируемых параметров были получены одинаковые результаты, что подтверждает хорошую сходимость предложенного оптимизационного алгоритма и работоспособность программного комплекса.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана математическая модель динамического поведения гусеничного движителя с учетом параметров шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя, описываемая системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка и нелинейных алгебраических уравнений.

2. На основе метода временных конечных элементов разработан алгоритм расчета динамических перемещений и нагруженности элементов гусеничного движителя.

3. В работе предложены варианты оптимизации параметров шарнирных соединений звеньев гусеничного движителя с целью снижения их динамической нагруженности. Разработан алгоритм расчета оптимальных жесткостных параметров резинометаллических шарниров. В качестве функции цели выбирается значение амплитуды разности углов закручивания элементов шарнирного соединения нагрузки, вычисляемое в процессе реализации метода временных конечных элементов. В качестве оптимизационного метода был использован один из прямых методов – комплексный метод Бокса, позволяющий учитывать как конструктивные ограничения на параметры проектирования, так и функциональные ограничения.

4. С использованием разработанных методик и алгоритмов создан программный комплекс DTRAK, работоспособность которого проверена на опубликованных в литературе тестовых примерах и доказана результатами экспериментальных исследований. В ходе численных экспериментов было установлено следующее:

- алгоритм расчета динамических перемещений и нагруженности элементов многомассовых систем дает меньшую погрешность вычисления по сравнению с другими численными методами (при увеличении шага интегрирования до $0,01$ с погрешность для метода Рунге–Кутты составила 22% , для метода временных конечных элементов – 1%);
- оптимизационный алгоритм на основе комплексного метода Бокса, использующего для вычисления функции цели метод временных конечных элементов, имеет хорошую сходимость. Для решения тестовой оптимизационной задачи методом проекции градиента потребовалось 60 итераций, комплексным методом Бокса – 38 итераций.

5. Исследование динамической нагруженности ведущего участка гусеничного движителя трактора Т-250 с применением разработанного программного комплекса DTRAK показало, что:

- в заданном диапазоне изменения значений коэффициентов радиальной K (7500-25000 кН/м) и угловой $K\varphi$ (0-3,5 кН м/рад) жесткости резинометаллического шарнирного соединения траков выявлены минимумы динамической нагруженности.
- при проектировании гусеничного движителя следует учитывать массу шарнира, т.к. ее изменение от 0 до 3 кг (0-21% от массы звена) увеличивает динамическую нагруженность РМШ до 4,5%.
- для исследуемой конструкции получены оптимальные значения жесткостных параметров резинометаллического соединения траков (значения коэффициентов радиальной и угловой жесткости: для резиновых элементов тройных проушин $K_1 = 18550$ кН/м, $K\varphi_1 = 0,557$ кНм/рад; для двойных проушин $K_2 = 20000$ кН/м, $K\varphi_2 = 0,6$ кНм/рад), при этом достигнуто снижение неравномерности закручивания элементов с $1,375^\circ$ до $0,032^\circ$ при динамическом нагружении и с $1,8^\circ$ до $0,32^\circ$ при статическом нагружении.

6. Созданный на базе изложенных методик программный комплекс позволяет на стадии проектирования рассчитать оптимальные жесткостные параметры шарнирных соединений с точки зрения снижения неравномерности их нагружения. Это существенно снизит сроки создания новых конструкций, уменьшит затраты научно-исследовательских работ в данном направлении и в дальнейшем благоприятно скажется на увеличении ресурса гусеничного движителя в целом. Программный комплекс может быть использован как в конструкторских бюро, так и в учебных целях.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Дружинин, В.А. Оценка динамической нагруженности элементов гусеничного движителя в зависимости от параметров резинометаллического шарнирного соединения / В.А. Дружинин, А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сборник статей / под ред. к.т.н., доц. С.А. Коростелева / Российская академия транспорта, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – С. 23-27.

2. Вербилов, А.Ф. Выбор оптимизационного метода при расчете рациональных параметров элементов ходовой части транспортных машин / А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сборник статей / под ред. к.т.н., доц. С.А. Коростелева / Российская академия транспорта, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – С. 35-39.

3. Вербилов, А.Ф. Оптимизация параметров подвески стационарных силовых установок / А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв, А.Л. Новоселов // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 205-208.

4. Ковалёв, В.В. Особенности моделирования динамического поведения элементов гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами / В.В. Ковалёв [Электронный ресурс] – электрон. дан. – ЭЖ «Горизонты образования» (Барнаул, АлтГТУ). – 2006. – № 8. – Режим доступа: http://edu.secna.ru/main/gorizonty_obrazovania/2006/n8/Kovalev.pdf
5. Вербилов, А.Ф. Применение метода временных конечных элементов для решения задач динамики сложных механических систем / А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв, С.А. Коростелев // Решетневские чтения: материалы X междунар. науч. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (8-10 ноября 2006 г., г. Красноярск) / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2006. – С. 221-222.
6. Вербилов, А.Ф. Оценка влияния параметров РМШ на неравномерность нагружения шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи / А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев, В.В. Ковалёв // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сборник статей / под ред. к.т.н., доц. С.А. Коростелева / Российская академия транспорта, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. – С. 38-51.
7. Определение динамических нагрузок в шарнирном соединении траков гусеничной цепи (DTrak): программа для ЭВМ / С.А. Коростелев, А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв; правообладатель Алтайский гос. тех. ун-т им. И.И. Ползунова; свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610029 Федер. службы по интеллект. собственности, патентам и товар. знакам; заявл. 31.10.06; зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 9 января 2007 г.
8. Ковалёв, В.В. Выбор рациональных параметров резиновых элементов шарнирных соединений звеньев гусеничной цепи при динамическом нагружении / В.В. Ковалёв, А.Л. Новоселов, С.А. Коростелев, А.Ф. Вербилов [Электронный ресурс] – электрон. дан. – ЭЖ «Горизонты образования» (Барнаул, АлтГТУ). – 2007. – № 9. – Режим доступа: http://edu.secna.ru/main/gorizonty_obrazovania/2007/n9/vrp.pdf

Подписано в печать 18.04.2007 г. Формат 60×84 1/16.
Печать – ризография. Усл.п.л. 1,5. Уч.-изд.л. 0,99.
Тираж 100 экз. Заказ 2007-24.

Издательство Алтайского государственного технического
университета им. И.И. Ползунова, 656038, г. Барнаул,
пр-т Ленина, 46.

Лицензия на издательскую деятельность
ЛР № 020822 от 21.09.98 г.

Лицензия на полиграфическую деятельность
ПЛД № 28-35 от 15.07.97 г.

Отпечатано в типографии АлтГТУ.