

На правах рукописи

КАШИРСКИЙ ДМИТРИЙ ЮРЬЕВИЧ



МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГИХ
ЭЛЕМЕНТОВ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ
ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ
НАГРУЖЕНИИ

Специальность 01.02.06 –
Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Барнаул - 2006

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

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент Коростелев Сергей Анатольевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Семенов Владимир Филимонович

доктор технических наук, профессор Глушков Сергей Павлович

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

Защита состоится «30» июня 2006 г. в 12⁰⁰ на заседании диссертационного совета К 212.004.02 при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» по адресу: 656038, г. Барнаул, пр. Ленина, 46.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова».

Автореферат разослан «29» мая 2006 г.

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

Курнаков С.Я.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Гусеничный движитель – сложная многомассовая механическая система, работающая в условиях агрессивного износа, элементы которой испытывают стохастические динамические нагрузки. Эти обстоятельства обуславливают высокие требования к прочности гусеничного обвода и его рабочему ресурсу с одновременным снижением массы. Одним из элементов лимитирующих ресурс гусеничного движителя является соединение смежных траков. Конструктивно соединения траков можно осуществить различными способами, но наиболее часто применяются соединения в виде шарниров. Конструкции гусеничных шарниров очень разнообразны. Существуют открытые и закрытые шарниры, которые могут включать резиновые элементы, выполняющие функцию упругой связи или только уплотнения соединения. Применяемые резинометаллические шарниры (РМШ) с силовыми резиновыми элементами обладают, как правило, достаточно высокой несущей способностью и хорошими компенсационными свойствами, высокой податливостью, повышенным демпфированием. По конструктивному исполнению различают РМШ с ограничителями и без ограничителей радиальной деформации. РМШ без ограничителей обладают рядом недостатков, таких как удлинение шага цепи в процессе эксплуатации, низкий ресурс из-за чрезмерных нагрузок резиновых элементов на ведущем участке гусеничного обвода. Этих недостатков лишены конструкции с ограничителями, имеющие для предотвращения ползучести и разрушения резиновых колец металлические ограничители радиальной деформации, устанавливаемые между резиновыми элементами. Внешний диаметр ограничителей меньше диаметра проушины на величину допускаемого эксцентрикитета резиновых колец. Несущая способность шарнирного соединения обеспечивается включением в работу при перегрузках металлических ограничителей, которые исключают вытягивание цепи даже при наличии существенного повреждения резиновых элементов. Описанная выше конструкция в настоящее время получила наибольшее распространение.

При задании конструктивных параметров резиновых элементов РМШ, необходимо иметь четкое представление об их влиянии на механические характеристики, как резиновых элементов, так и конструкции РМШ в целом, такие как величина и распределение давления в зоне контакта резинового элемента и металла проушины, радиальную и угловую жесткость запрессованного резинового

элемента, знать будет ли наплыв резины на палец, какие напряжения возникают в сечении резинового элемента и где расположена область их концентрации.

Все расчеты, касающиеся определения механических характеристик резинометаллического шарнира стали возможны при современном уровне развития вычислительной техники. Объемы вычислений, необходимые для решения данной задачи было невозможно произвести еще несколько лет назад. Поэтому, работа, представленная к защите, посвященная определению механических характеристик РМШ гусеничного движителя при динамическом нагружении, является своевременной, а ее тема актуальной.

Цели и задачи исследования. Целью работы является теоретическое и экспериментальное исследование влияния конструктивных параметров резиновых элементов РМШ гусеничного движителя на их механические характеристики.

Для достижения поставленной цели решались следующие основные задачи:

1. Выявить основные типы конструкций РМШ гусеничного движителя приемлемых для сельскохозяйственных тракторов.
2. Разработать математическую модель механического поведения резиновых элементов при характерных режимах нагружения.
3. Сравнить результаты экспериментальных и численных исследований.
4. Оценить влияние конструктивных параметров РМШ на характеристики резиновых элементов.

Методика исследования. Для решения поставленных задач используются методы нелинейной теории упругости, а именно δ -метод при определении НДС при больших деформациях, численные методы математического анализа.

Объект исследования. Объектом исследования являются механические характеристики резиновых элементов РМШ гусеничного движителя.

Научная новизна. Научную новизну работы составляют:

- математическая модель механического поведения резиновых элементов резинометаллических шарниров гусеничного движителя при больших начальных деформациях, связанных со сборкой, и при последующем нагружении радиальной силой и крутящим моментом;
- алгоритм численного расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов любой геометрической формы при всех видах нагрузки.

Практическая ценность работы заключается в создании на базе теоретических исследований математической модели поведения резиновых элементов резинометаллического шарнира при динамическом нагружении, позволяющей получать механические характеристики резиновых элементов резинометаллического шарнира, рациональный выбор которых позволяет повысить ресурс гусеничного движителя, и предложения по совершенствованию геометрических параметров резиновых элементов.

Реализация работы. На основании выполненных исследований создана методика определения механических характеристик резиновых элементов резинометаллического шарнира гусеничного движителя при всех видах нагружения.

Апробация работы. Положения работы докладывались на научно-технических семинарах кафедры «Автомобили и тракторы» АлтГТУ им. И.И. Ползунова (г. Барнаул), научно-технических конференциях (г. Барнаул, 2005, 2006 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы всего опубликовано пять печатных работ, получено авторское свидетельство на программу.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста и выводов, изложенных на 180 страницах текста. содержит 122 рисунка, 4 таблицы, список использованных источников из 93 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, дана краткая характеристика состояния проблемы, приведена общая характеристика работы.

Первая глава посвящена обзору и анализу методов исследований, расчета и проектирования элементов гусеничного движителя, уделено особое внимание расчету резиновых элементов.

Различные вопросы, связанные с изучением кинематики и динамики гусеничного движителя, определением потерь мощности в движителе, исследованиями взаимодействия опорной ветви с грунтом, установлением распределения удельных давлений ходовых систем на почву, 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. С этими вопросами приходится сталкиваться при решении самых разнообразных задач. Успешное их решение связано с дальнейшим гармоничным

взаимодействием различных наук: механики деформируемого твердого тела, механики грунтов, теории оптимизации, прикладной и вычислительной математики и др.

Круг задач, решения которых необходимо учитывать при анализе механического поведения гусеничного движителя непрерывно расширяется. Так в последние годы в перспективных конструкциях гусеничных машин наряду с традиционными металлическими материалами широкое применение нашли силовые элементы, выполненные из резины. Поэтому развитие эффективных методов расчета силовых резиновых и резинометаллических элементов представляется актуальной задачей.

На основе анализа проведенного обзора можно сделать следующие выводы:

- разработано множество методов и алгоритмов расчета резиновых элементов, но все они неприемлемы для определения механических характеристик резиновых элементов шарниров гусеничного соединения;
- существующие расчетно-экспериментальные методы являются достаточно трудоемкими и не позволяют прогнозировать механическое поведение резины с учетом ее свойств;
- имеющиеся методы расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов гусеничного движителя базируются на ряде допущений, гипотез и ограничений, которые не позволяют проводить анализ других конструкций при переходе от одной машины к другой.

Учитывая выводы полученные в результате анализа обзора сформулирована цель и поставлены задачи.

Во второй главе рассматриваются особенности конструктивных форм резиновых элементов, их условия нагружения и свойства резины как конструкционного материала.

Гусеничные цепи с резинометаллическими шарнирными соединениями классифицируются по следующим основным признакам:

- по технологии изготовления;
- по принципу действия;
- по конструктивному исполнению.

По технологии изготовления различают сварной, сборный и комбинированный шарниры.

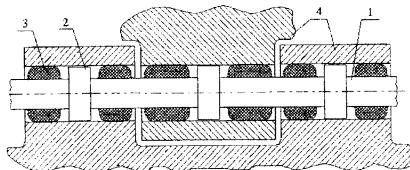
По принципу действия можно выделить шарниры с параллельной и последовательной работой резиновых элементов.

По конструктивному исполнению различают монопальцевый РМШ без ограничителей радиальной деформации, втулочный вариант

ПМШ без ограничителей радиальной деформации, монопальцевый ПМШ с ограничителями радиальной деформации и втулочный вариант ПМШ с ограничителями радиальной деформации.

Из краткого анализа конструктивных форм и условий эксплуатации шарнирных соединений основных типов следует, что диапазон механических нагрузок и деформаций при работе гусеничного движителя для них существенно различен. Разнообразие в геометрии резиновых элементов шарниров определяет, естественно, и различие их жесткостных характеристик и демпфирующих свойств. Коаксиальная жесткость при кручении, величина радиальных смещений, степень запрессовки резиновых элементов отдельных видов шарнирных соединений одного габаритного размера могут отличаться друг от друга в несколько раз. Это, в свою очередь, определяет широкий диапазон их применения, позволяя для каждого конкретного гусеничного движителя использовать наиболее рациональную конструкцию шарнирного соединения.

Степень запрессовки резиновых элементов при сборке гусеничной цепи изменяется от 20% до 37%. В зависимости от формы, геометрических параметров резиновых колец и степени их запрессовки уровень напряженного состояния находится в диапазоне 2...15 МПа. Радиальная нагрузка на шарнирное соединение изменяется от 2 кН до 50 кН. Угол закручивания резиновых элементов зависит от конструкции гусеничной цепи и учитывая предварительный угол сборки может достигать 8°.



1 – металлическая арматура; 2 – ограничитель радиальной деформации; 3 – резиновый элемент; 4 – проушины сочлененных звеньев

Рисунок 1 - Сочленение траков гусеничной цепи

Спектр нагрузок, испытываемых шарнирными соединениями, определяется:

- крюковой нагрузкой;
- скоростью движения гусеничного трактора;
- неровностью поверхности почвы.

Огромное разнообразие конструктивных решений свидетельствует об отсутствии единой методики проектирования резинометаллических шарнирных соединений, при проектировании которых необходимо учитывать свойства резины.

В третьей главе приводится алгоритм определения напряженно-деформированного состояния резиновых элементов резинометаллического шарнира гусеничного движителя.

В настоящее время использование ЭВМ и развитие общих методов дискретизации, таких как метод конечных элементов, вариационно-разностный метод, сделали возможным численное решение задач теории конечных деформаций для областей со сложными геометрией и граничными условиями.

Для несжимаемых высокомодульных материалов типа резины в области средних деформаций достаточно хорошо согласуется с экспериментом допущение о линейной зависимости между истинными напряжениями и деформациями. Линейная упругость тел предполагает, что независимо от уровня нагружения одинаковые приращения деформаций вызывают в теле одинаковые приращения напряжений. Указанное допущение для расчетов резинотехнических изделий шаговой процедурой, назовано дельта-методом. В соответствии с этим методом нагружение изделий рассматривается как процесс последовательных нагрузений, на каждом шаге которого несжимаемый материал считается линейно-упругим. Геометрически нелинейная задача расчета сводится к последовательному решению на каждом шаге линейной задачи теории упругости для тела, конфигурация которого определена по результатам решений задач на предыдущих шагах.

Поле перемещений, малых деформаций и напряжений определяются соотношениями

$$\begin{aligned} u &= u^0 + \sum_{k=1} u^k ; \quad v = v^0 + \sum_{k=1} v^k ; \quad w = w^0 + \sum_{k=1} w^k ; \\ \varepsilon_r &= \varepsilon_r^0 + \sum_{k=1} \varepsilon_r^k ; \quad \varepsilon_\theta = \varepsilon_\theta^0 + \sum_{k=1} \varepsilon_\theta^k ; \quad \varepsilon_z = \varepsilon_z^0 + \sum_{k=1} \varepsilon_z^k ; \\ \gamma_{rz} &= \gamma_{rz}^0 + \sum_{k=1} \gamma_{rz}^k ; \quad \gamma_{r\theta} = \gamma_{r\theta}^0 + \sum_{k=1} \gamma_{r\theta}^k ; \quad \gamma_{\theta z} = \gamma_{\theta z}^0 + \sum_{k=1} \gamma_{\theta z}^k ; \\ \sigma_r &= \sigma_r^0 + \sum_{k=1} \sigma_r^k ; \quad \sigma_\theta = \sigma_\theta^0 + \sum_{k=1} \sigma_\theta^k ; \quad \sigma_z = \sigma_z^0 + \sum_{k=1} \sigma_z^k ; \\ \tau_{rz} &= \tau_{rz}^0 + \sum_{k=1} \tau_{rz}^k ; \quad \tau_{r\theta} = \tau_{r\theta}^0 + \sum_{k=1} \tau_{r\theta}^k ; \quad \tau_{\theta z} = \tau_{\theta z}^0 + \sum_{k=1} \tau_{\theta z}^k , \end{aligned}$$

$(k = 1, 2, 3, \dots),$

где $u^k, v^k, w^k, \varepsilon_r^k, \varepsilon_\theta^k, \varepsilon_z^k, \gamma_{rz}^k, \gamma_{r\theta}^k, \gamma_{z\theta}^k, \sigma_r^k, \sigma_\theta^k, \sigma_z^k, \tau_{rz}^k, \tau_{r\theta}^k, \tau_{z\theta}^k$,
 $\tau_{\alpha z}^k$ - приращения перемещений, малых деформаций и напряжений,
соответствующих k -ому шагу деформирования;
 $u^0, v^0, w^0, \varepsilon_r^0, \varepsilon_\theta^0, \varepsilon_z^0, \gamma_{rz}^0, \gamma_{r\theta}^0, \gamma_{z\theta}^0, \sigma_r^0, \sigma_\theta^0, \sigma_z^0, \tau_{rz}^0, \tau_{r\theta}^0, \tau_{z\theta}^0$ -
параметры характеризующие напряженно-деформированное состояние
до первого шага ($k = 0$).

При известном решении задачи на k -ом шаге деформирования дальнейшее ее решение заключается в последовательном определении приращений перемещений, деформаций и напряжений для каждого последующего шага деформирования. В расчетах используется линейное соотношение между компонентами напряжений и деформаций в форме закона Гука

$$\begin{aligned}\sigma_r^k &= G(2\varepsilon_r^k + s^k); \quad \tau_{rz}^k = G\gamma_{rz}^k; \\ \sigma_\theta^k &= G(2\varepsilon_\theta^k + s^k); \quad \tau_{r\theta}^k = G\gamma_{r\theta}^k; \\ \sigma_z^k &= G(2\varepsilon_z^k + s^k); \quad \tau_{z\theta}^k = G\gamma_{z\theta}^k,\end{aligned}$$

где G - модуль сдвига резины;

s - функция гидростатического давления;

При рассмотрении сборки резинометаллического шарнира решается осесимметричная задача теории упругости.

Алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов при запрессовке в проушину звена, связанный со сборкой резинометаллического шарнирного соединения, при котором функции перемещений u, w, v являются функциями координат r, z, θ , т.е. $u = u(r, z), v = 0, w = w(r, z)$, будет следующим.

Приращение потенциальной энергии для δ -метода на первом шаге деформирования при запрессовке запишется в виде

$$\Delta W = \frac{1}{2} \iiint_V (\sigma_r \varepsilon_r + \sigma_\theta \varepsilon_\theta + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{rz} \gamma_{rz}) dV. \quad (1)$$

Учитывая соотношения между компонентами тензора напряжений и деформациями приращение потенциальной энергии запишется в виде

$$\Delta W = \frac{1}{2} G \iiint_V [2\varepsilon_r^2 + 2\varepsilon_\theta^2 + 2\varepsilon_z^2 + \gamma_{rz}^2 + s(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z)] dV. \quad (2)$$

Поскольку деформации выражаются через перемещения

$$\varepsilon_r = u_r; \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}; \quad \varepsilon_z = w_z; \quad \gamma_{rz} = u_z + w_r,$$

где нижний индекс у функций перемещений обозначает частную производную.

Тогда приращение потенциальной энергии деформаций запишется в виде

$$\Delta W = \frac{1}{2} G \iiint_V \left[2u_r^2 + 2\left(\frac{u}{r}\right)^2 + 2w_z^2 + (u_z + w_r)^2 + s\left(u_r + \frac{u}{r} + w_z\right) \right] dV. \quad (3)$$

Полученное выражение справедливо для первого шага.

Для i -го шага приращение потенциальной энергии запишется в виде

$$\Delta W_i = \Delta W + \iiint_V G \left[\left(2 \sum_{j=1}^{i-1} \varepsilon_r^j \right) \varepsilon'_r + \left(2 \sum_{j=1}^{i-1} \varepsilon_\theta^j \right) \varepsilon'_\theta + \left(2 \sum_{j=1}^{i-1} \varepsilon_z^j \right) \varepsilon'_z + \left(\sum_{j=1}^{i-1} \gamma_{rz}^j \right) \gamma'_{rz} + \left(\sum_{j=1}^{i-1} s^j \right) (\varepsilon'_r + \varepsilon'_\theta + \varepsilon'_z) \right] dV,$$

или с учетом обозначения для частных производных перемещений

$$\Delta W_i = G \iiint_V \left[u_r^2 + \left(\frac{u}{r}\right)^2 + w_z^2 + \frac{1}{2}(u_z + w_r)^2 + \left(\frac{s}{2} + s^0\right) \left(u_r + \frac{u}{r} + w_z \right) + + 2u_r^0 u_r + 2\left(\frac{u^0}{r} \frac{u}{r}\right) + 2w_z^0 w_z + u_z u_z^0 + u_z w_r^0 + w_r u_z^0 + w_r w_r^0 \right] dV, \quad (4)$$

где $u_r^0, w_z^0, u_z^0, w_r^0$ - перемещения, возникающие в элементарном объеме в начале шага.

Для численной реализации взят метод конечных элементов. Описание геометрической формы рассматриваемой конструкции и аппроксимация перемещений осуществлена четырехугольными изопараметрическими элементами изображенными на рисунке 2.

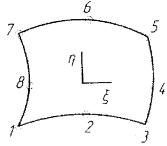


Рисунок 2 - Изопараметрический конечный элемент

Функции формы для элемента записываются в терминах безразмерных координат ξ, η в виде

$$[N(\xi, \eta)] = [N_1(\xi, \eta) \ N_2(\xi, \eta) \ \dots \ N_8(\xi, \eta)]. \quad (5)$$

Координаты и перемещения точки элемента соответственно определяются выражениями

$$\begin{aligned} r &= [N(\xi, \eta)]\{r\}; & z &= [N(\xi, \eta)]\{z\}; \\ u &= [N(\xi, \eta)]\{u\}; & w &= [N(\xi, \eta)]\{w\}. \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\{r\} = [r_1 \ r_2 \ \dots \ r_8]^T, \quad \{z\} = [z_1 \ z_2 \ \dots \ z_8]^T \quad - \text{векторы}$$

соответствующих координат узловых точек;

$$\{u\} = [u_1 \ u_2 \ \dots \ u_8]^T, \quad \{w\} = [w_1 \ w_2 \ \dots \ w_8]^T \quad - \text{векторы}$$

соответствующих перемещений узловых точек.

Чтобы построить матрицу жесткости элемента отвечающую механическому поведению резинового элемента необходимо вычислить производные функций перемещения по r и z . Перемещения заданы в виде функций от координат ξ, η . Определение производных перемещений по r и z можно осуществить, применяя правило дифференцирования сложных функций.

$$\left\{ \frac{\partial N_i}{\partial r} \right\} = [J]^{-1} \left\{ \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \right\}, \quad i=1,2\dots 8 \quad (7)$$

$$\text{где } [J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N}{\partial \eta} \end{bmatrix}_{2 \times 8} \begin{bmatrix} \{r\} & \{z\} \end{bmatrix}_{8 \times 2}.$$

Учитывая соотношения (5-7) выражение для функционала (4) принимает вид

$$\begin{aligned} \Delta W = & \iiint_V \{u\}^T [A_1]\{u\} + \{w\}^T [A_2]\{w\} + \{u\}^T [A_3]\{w\} + \\ & + \{u\}^T [A_4]\{u^0\} + \{u\}^T [A_5]\{w^0\} + \\ & + \{w\}^T [A_6]\{w^0\} + \{w\}^T [A_7]\{u^0\} + \{s\}^T [A_8]\{u\} + \{s\}^T [A_9]\{w\} + \\ & + \{s^0\}^T [A_{10}]\{u\} + \{s^0\}^T [A_{11}]\{w\} \} dV, \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$\begin{aligned}
[A_1] &= G \left([N_r]^T [N_r] + \frac{1}{r^2} [N]^T [N] + \frac{1}{2} [N_z]^T [N_z] \right); \\
[A_2] &= G \left([N_z]^T [N_z] + \frac{1}{2} [N_r]^T [N_r] \right); \\
[A_3] &= G \left([N_r]^T [N_r] \right); \\
[A_4] &= 2G \left([N_r]^T [N_r] + \frac{1}{r^2} [N]^T [N] + \frac{1}{2} [N_z]^T [N_z] \right); \\
[A_5] &= G \left([N_z]^T [N_r] \right); \\
[A_6] &= 2G \left([N_z]^T [N_z] + \frac{1}{2} [N_r]^T [N_r] \right); \\
[A_7] &= G \left([N_z]^T [N_r] \right); \\
[A_8] &= \frac{G}{2} \left([N_r]^T [N_r] + \frac{1}{2r} [N]^T [N] \right); \\
[A_9] &= \frac{G}{2} \left([N_z]^T [N_z] \right).
\end{aligned}$$

Для минимизации функционала дифференцируем выражение (8) и получаем

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\Delta I)}{\partial[u]} &= \iiint_v \left(2[A_1] \{u\} + [A_3] \{u\} + [A_4] \{s\} + [A_5] \{u^0\} + [A_6] \{w^0\} + [A_8] \{s^0\} \right) dv = 0; \\
\frac{\partial(\Delta I)}{\partial[w]} &= \iiint_v \left([A_3]^T \{u\} + 2[A_2] \{w\} + [A_6]^T \{s\} + [A_7]^T \{u^0\} + [A_8]^T \{w^0\} + [A_9]^T \{s^0\} \right) dv = 0; \\
\frac{\partial(\Delta I)}{\partial[s]} &= \iiint_v \left([A_8] \{u\} + [A_9] \{w\} \right) dv = 0. \quad (9)
\end{aligned}$$

Учитывая выражения (9) матрица жесткости элемента, описывающего упругое поведение резины, запишется в виде

$$[K_p] = 2\pi \iint_{-1}^1 \begin{bmatrix} 2[A_1] & [A_3] & [A_4]^T \\ [A_3]^T & 2[A_2] & [A_6]^T \\ [A_4] & [A_6] & 0 \end{bmatrix} r |\det[J]| d\xi d\eta \quad (10)$$

Произведение $[H] \begin{Bmatrix} \{u^0\} \\ \{w^0\} \\ \{s^0\} \end{Bmatrix}$, где

$$[H] = 2\pi \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \begin{bmatrix} [A_4] & [A_5] & [A_6]^T \\ [A_7] & [A_8] & [A_9]^T \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} r |\det[J]| d\xi d\eta ,$$

позволяет учесть влияние деформации элемента определенной на предыдущем шаге деформирования.

Приведенные соотношения позволяют определить напряженно-деформированное состояние резиновых элементов после сборки, располагая которым можно приступить к рассмотрению алгоритма расчета при вторичном нагружении вызванным относительным поворотом звеньев и действием радиальной силы. Этот алгоритм записывается по аналогии с тем, который описан выше. Приведем выражения для определения приращения потенциальной энергии.

При рассмотрении деформаций резины, связанных с вторичным нагружением кручением моментом резинометаллического шарнирного соединения, функции перемещений u , w , v являются функциями координат r , z , θ , т.е. $u = 0$, $v = v(r, z)$, $w = 0$.

Приращение потенциальной энергии при вторичном нагружении кручением моментом записывается в виде

$$\Delta W = \frac{1}{2} G \iiint_r \left[v_r^2 - 2v_r \frac{v}{r} + \frac{v^2}{r^2} + v_z^2 \right] dV .$$

При рассмотрении деформирования резинового элемента, связанного с вторичным нагружением радиальной силой резинометаллического шарнирного соединения, функции перемещений u , w , v являются функциями координат r , z , θ , т.е. $u = u(r, z, \theta)$, $v = v(r, z, \theta)$, $w = w(r, z, \theta)$.

Приращение потенциальной энергии для δ -метода при вторичном нагружении радиальной силой записывается в виде

$$\begin{aligned} \Delta W' = \Delta W_0 + \frac{1}{2} G \iiint_r & \left[2u_r^2 + 2 - \frac{1}{r^2} (v_\theta + u)^2 + 2w_z^2 + \left(\frac{1}{r} u_\theta + v_r - \frac{v}{r} \right)^2 + \right. \\ & + (u_z + w_r)^2 + \left(v_z + \frac{1}{r} w_\theta \right)^2 + s \left(u_r + \frac{1}{r} v_\theta + \frac{u}{r} + w_z \right) + 4u_r u_r^0 + 4 - \frac{1}{r^2} v_\theta v_\theta^0 + 4 \frac{u}{r^2} v_\theta^0 + \\ & + 4 \frac{u^0}{r^2} v_\theta + 4 \frac{u u^0}{r^2} + 4 w_z w_z^0 + 2u_z u_z^0 + 2w_r u_z^0 + 2u_z w_r^0 + 2w_r w_r^0 + 2 \frac{1}{r^2} u_\theta u_\theta^0 + 2 \frac{1}{r} v_r u_\theta^0 - \end{aligned}$$

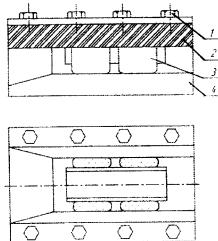
$$-2\frac{1}{r^2}v u_\theta^0 + 2\frac{1}{r}u_\theta v_\theta^0 + 2v_\theta v_\theta^0 - 2\frac{1}{r}v v_\theta^0 + 2\frac{1}{r^2}v v_\theta^0 + 2v_z v_\theta^0 + 2\frac{1}{r}w_\theta v_z^0 + \\ + 2\frac{1}{r}v_z w_\theta^0 + 2\frac{1}{r^2}w_\theta w_\theta^0 + s^0 \left(u_r + \frac{1}{r}v_\theta + \frac{u}{r} + w_z \right) dV.$$

Четвертая глава работы посвящена экспериментальному и численному определению механических характеристик резиновых элементов резинометаллических шарниров.

Для комплексной оценки конструкции комбинированных РМШ тракторных гусениц необходимо иметь следующие данные:

- величину и характер перемещений в любом сечении резинового элемента при его деформировании;
- величину и характер распределения напряжений в резиновом элементе шарнира при сборке и вторичном нагружении крутящим моментом и радиальной силой;
- величину и характер распределения давления в области контакта резинового элемента и поверхности проушины;
- радиальную и угловую жесткость шарнира.

В работе были определены перемещения в диаметральном сечении образцов при обжатии и радиальном нагружении, эпюры распределения удельных давлений на поверхности резиновых элементов при их обжатии и характеристики радиальной и угловой жесткости.



1 – пластина; 2 – оргстекло; 3 – исследуемый образец;
4 – половина толстостенной втулки

Рисунок 3 - Приспособление для определения перемещений в сечении резинового элемента

Для определения перемещений в сечении резинового элемента было использовано приспособление (рисунок 3), представляющее

собой отсеченную меридиональной плоскостью половину толстостенной втулки, закрытую в диаметральном сечении по всему контуру плоским листом, выполненным из оргстекла. Оргстекло и используемая часть втулки с коническим расширением внутреннего диаметра с одной ее стороны жестко связаны между собой болтами. Исследуемый образец также рассекается по меридиональной плоскости. На сечение кольцевого резинового элемента красящим веществом наносится ортогональная сетка.

Деформированное состояние резинового элемента после сборки фиксировалось на фотоаппарат.

При обработке полученной картины деформированного состояния резины (рисунок 4 и 5) масштаб изображения определяется по линейке с четко нанесенными миллиметровыми делениями, введенной под оргстекло перед фотографированием.

Анализ картины деформированного состояния (рисунок 6) построенной по экспериментальным данным и по данным расчета показал, что максимальные отклонения перемещения узлов в сетке не превышает 2,6% для степени обжатия 20...40%.

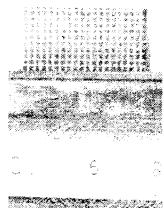


Рисунок 4 - Исходное состояние исследуемого образца

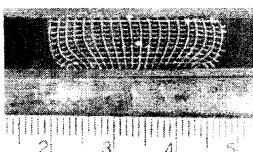


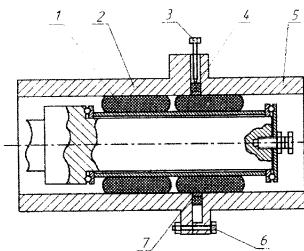
Рисунок 5 - Деформированное состояние исследуемого образца



1 – данные расчета; 2 – данные эксперимента

Рисунок 6 – Распределение перемещений по сечению деформированного образца при степени обжатия $\lambda = 32,5 \%$

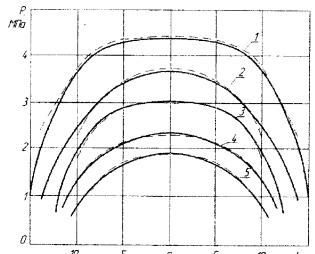
Общий вид приспособления для определения удельных давлений, действующих на охватывающую поверхность при запрессовке в нее резиновых элементов, показан на рисунке 7. Исследуемые образцы пошагово перемещаются через сопряженные втулки, имитирующие проушину звена, и расположенные между ними узкое тензометрирующее кольцо. Регистрация на АЦП сигнала тензодатчика в момент прохождения образца через тензокольцо позволяет оценить удельное давление, с которым рассматриваемый участок резины воздействует на внутреннюю поверхность тензокольца. Шаговое перемещение образца позволяет получить картину распределения удельных давлений по всей длине резинового элемента.



1 – исследуемый двухколечный образец; 2, 5 – втулки; 3, 6 – болты;
4 – резиновое предохранительное кольцо; 7 – тензокольцо

Рисунок 7 - Приспособление для определения удельных давлений

Анализируя картины удельных давлений на поверхности контакта резинового элемента и проушины в шарнире образца при различных степенях запрессовки, полученные экспериментальным и расчетными путями (рисунок 8) можно говорить, как и в случае с перемещениями о достаточно высокой сходимости. Максимальная погрешность не превышает 3 %.



1 – при степени обжатия $\lambda=42,5\%$; 2 – при степени обжатия $\lambda=37,5\%$;
 3 – при степени обжатия $\lambda=32,5\%$; 4 – при степени обжатия $\lambda=27,5\%$;
 5 – при степени обжатия $\lambda=22,5\%$; — расчет; - - - эксперимент
 Рисунок 8 - Сопоставление эпюр распределения осредненных удельных давлений по длине резинового элемента

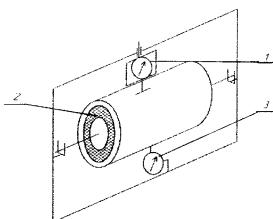
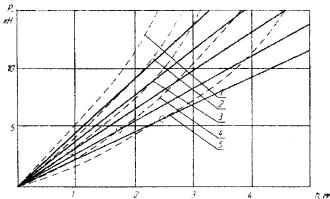


Рисунок - 9 Схема приспособления для определения радиальной жесткости

Для экспериментального определения радиальной жесткости использовалось приспособление, схема которого приведена на рисунке 9. Исследуемый образец 2, запрессованный с определенной степенью обжатия в охватывающую металлическую втулку, устанавливается в раму станины. Создаваемое с помощью винтовой пары усилие через динамометр 1, воздействует на втулку шарнира, смещение которой регистрируется индикатором часового типа 3. Для исключения существенного влияния повторных деформаций вводится предварительная «тренировка». При этом для устранения релаксационных явлений обеспечивается плавное нарастание нагрузки с замером показаний индикатора через минуту после установления заданного режима нагружения. Замер перемещений при

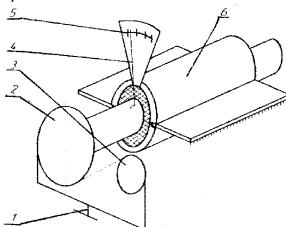
последовательном увеличении радиальной нагрузки позволяет получить необходимые данные для построения характеристики радиальной жесткости.



- 1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$; 2 – при степени обжатия $\lambda = 37,5\%$;
3 – при степени обжатия $\lambda = 32,5\%$; 4 – при степени обжатия $\lambda = 27,5\%$;
5 – при степени обжатия $\lambda = 22,5\%$; — расчет; — — эксперимент

Рисунок 10 - Сопоставление результатов расчета и экспериментальных данных по радиальной жесткости

Радиальная жесткостная характеристика представлена на рисунке 10. Анализ жесткостной характеристики, построенной по данным эксперимента и по данным расчета позволяет сказать, что математическая модель достаточно точно совпадает с результатами эксперимента, т.к. в реальных конструкциях величина эксцентрикитета зависит от величины радиального зазора между поверхностью прушины и поверхностью ограничителя, и в существующих конструкциях не превышает 0,6...0,7 мм.

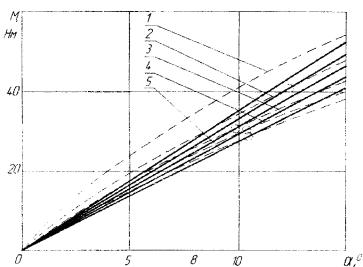


- 1 – чашка; 2,3 – диски связанные между собой гибким тросиком;
4 – палец – указатель; 5 – проградуированная шкала;
6 – образец исследуемого шарнира

Рисунок 11 - Кинематическая схема установки для исследования угловой жесткости

Определение угловой жесткости исследуемых образцов проводилось при статическом закручивании резиновых элементов с одновременной фиксацией угла поворота на стенде (рисунок 11).

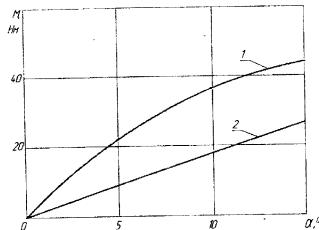
Анализ угловой характеристики (рисунок 12), построенной по данным эксперимента и по данным расчета, как и в случае с радиальной жесткостью позволяет сказать, что математическая модель достаточно точно совпадает с результатами эксперимента, т.к. в реальных конструкциях величина закручивания резиновых элементов в существующих конструкциях шарниров не превышает $5^{\circ}..8^{\circ}$ с учетом предварительного угла сборки и последовательной работе резиновых элементов.



- 1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$; 2 – при степени обжатия $\lambda = 37,5\%$;
3 – при степени обжатия $\lambda = 32,5\%$; 4 – при степени обжатия $\lambda = 27,5\%$;
5 – при степени обжатия $\lambda = 22,5\%$; — расчет; — эксперимент

Рисунок 12 - Сопоставление результатов расчета и экспериментальных данных по угловой жесткости

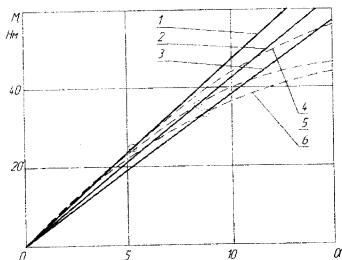
На рисунке 13 представлен момент при динамическом нагружении при степени обжатия 22,5% и частоте 5 Гц, и расчетный момент при статическом нагружении при такой же степени обжатия. Для того чтобы получить динамическую угловую жесткость в расчетах необходимо использовать динамический модуль сдвига, который определяется как модуль сдвига при статическом нагружении умноженный на отношение момента при динамическом нагружении к моменту при статическом нагружении.



1 – момент при динамическом нагружении (эксперимент);
2 – момент при статическом нагружении (расчет)

Рисунок 13 - Сопоставление результатов расчета по статическому моменту и экспериментальных данных по динамическому моменту при $f = 5$ Гц

На рисунке 14 представлены сопоставления результатов расчета и экспериментальных данных при динамическом нагружении при различных степенях обжатия.



1, 2, 3 – расчетные данные при степени обжатия 42.5%, 32.5%, 22.5%;
4, 5, 6 – экспериментальные данные при степени обжатия 42.5%, 32.5%, 22.5%

Рисунок 14 - Сопоставление результатов расчета и экспериментальных данных по динамическому моменту при частоте нагружения 5 Гц

Используя разработанную математическую модель, было проанализировано влияние конструктивных параметров резиновых элементов на их механические характеристики при динамическом нагружении. Результаты расчета, а именно зависимости интересующих нас характеристик представлены на рисунках 15...17, на которых

представлены зависимости удельной энергии деформаций при кручении, являющейся критерием прочности при циклическом нагружении шарнира крутящим моментом. Аналогичные зависимости получены и для касательных напряжений в плоскости r_z и угловой жесткости.

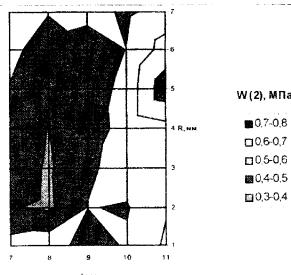


Рисунок 15 – Зависимость удельной энергии деформации от ширины верхнего основания и радиуса для резиновых элементов крайних тройных проушин при динамическом нагружении

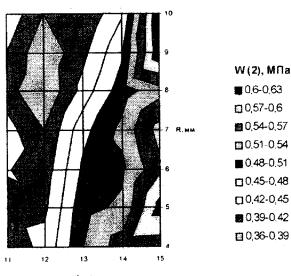


Рисунок 16 – Зависимость удельной энергии деформации от ширины верхнего основания и радиуса для резинового элемента центральной проушины при динамическом нагружении

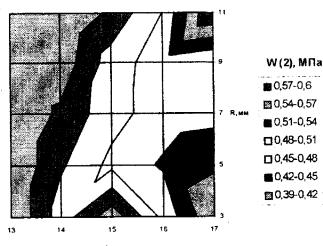


Рисунок 17 – Зависимость удельной энергии деформации от ширины верхнего основания и радиуса для резинового элемента двойных проушин при динамическом нагружении

Основные выводы

1. Определены основные типы резинометаллических шарниров приемлемых для гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов.
2. Разработан метод расчета РМШ соединений на основе имеющихся математических моделей механического поведения резиновых элементов с учетом больших начальных деформаций.
3. Сравнение расчетных и экспериментальных данных подтверждает адекватность математической модели механического поведения резинового элемента РМШ. Расхождение при определении: перемещений составляет 2,6%; удельных давлений в области контакта резинового элемента и поверхности проушины 3%; радиальной жесткости 10%; угловой жесткости 7,3%.
4. По разработанной методике и алгоритму создан программный комплекс, которые может быть использован как в конструкторских бюро, так и в учебных целях.
5. Оценено влияние конструктивных параметров РМШ на характеристики резиновых элементов при динамическом нагружении и получена конструкция резинометаллического пальца, для резиновых элементов крайних тройных проушин которого величина удельной энергии деформации от кручения уменьшается на 14%, центральной проушины на 25%, двойных проушин на 23%. Для всех резиновых элементов τ_z уменьшается на 2...2,5%. Отношение суммарной

угловой жесткости резиновых элементов тройных проушин к жесткости резиновых элементов двойных проушин уменьшится на 0,74%, при этом угловая жесткость шарнира уменьшается на 2,4%.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Каширский Д.Ю. К вопросу о совершенствовании гусеничных сельскохозяйственных тракторов/ Д.Ю. Каширский, В.А. Дружинин, А.Л. Новоселов// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ Под ред. В.А. Дружинина/ Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2003. – С. 106-110.
2. Коростелев С.А. Расчет напряженно-деформированного состояния тел вращения при осесимметричном нагружении (FemOsesim)/ С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2004611125. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 6 мая 2004г.
3. Коростелев С.А. Определение угловой жесткости РМШ гусеничного движителя комбинированного типа/ С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский // «Вестник КГТУ. Вып. 39. Серия транспорт», Красноярский государственный технический университет. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. - С. 217-222.
4. Целищев В.А. Определение перемещений в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира при запрессовке/ В.А. Целищев, С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ под ред. к.т.н., доцента Коростелева С.А.; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. - С. 28-35.
5. Целищев В.А. Определение радиальной и угловой жесткости резиновых элементов резинометаллических шарниров/ В.А. Целищев, С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ под ред. к.т.н., доцента Коростелева С.А.; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. - С. 54-63.
6. Определение механических характеристик резиновых элементов резинометаллических шарниров гусеничного движителя/ Д.Ю. Каширский, С.А. Коростелев. Деп. в ВИНТИ 16.05.2006, № 663-В2006. – Барнаул, 2006. – 28 с.

Подписано в печать 25.05.2006. Формат 60×84 1/16.

Печать - ризография. Усл.п.л. 1.40. Уч.изд.л. 1.05.

Тираж 100 экз. Заказ 84/2006.



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

Лицензии: ЛР № 020822 от 21.09.98 года. ПЛД № 28-35 от 15.07.97

Отпечатано в ЦОП АлтГТУ 656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46
