

Выбор рациональных параметров резиновых элементов шарнирных соединений звеньев гусеничной цепи при динамическом нагружении

Ковалев В.В., Новоселов А.Л., Коростелев С.А., Вербилов А.Ф.
Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова,
г. Барнаул

В настоящей работе рассматриваются пути снижения неравномерности динамической нагруженности шарнирных соединений звеньев гусеничного движителя за счет выбора оптимальных жесткостных параметров резиновых элементов, входящих в конструкцию шарнира.

В настоящее время особую актуальность при разработке новых и совершенствовании существующих конструкций гусеничных машин составляют вопросы проектирования и обеспечения надежности эксплуатации их ходовых систем.

Одним из наиболее нагруженных элементов гусеничного обвода звенчатого типа является шарнирное соединение звеньев. Наиболее перспективным направлением с точки зрения снижения динамической нагруженности и увеличения срока службы гусеничного движителя является использование в его узлах резиновых элементов. Причем, в шарнирных соединениях применяются резиновые элементы, как в качестве уплотнения, так и в качестве силовых элементов. Применение резинометаллического соединения исключает попадание абразивных частиц к трущимся поверхностям и существенно снижает динамическую нагруженность деталей (за счет вязкоупругих параметров резиновых элементов). Все это в целом увеличивает ресурс гусеничного движителя.

В настоящее время в качестве шарнирного соединения траков звенчатых гусеничных цепей широкое распространение получила пятипроушенная конструкция (рисунок 1). В результате ресурсных испытаний гусеничного движителя, имеющего в шарнирном соединении пятипроушенную конструкцию, установлено, что резиновые элементы двойных проушин изнашиваются быстрее, чем элементы тройных проушин (рисунок 2). Одним из путей решения проблемы неравномерности нагружения резиновых элементов шарнирного соединения является использование на стадии проектирования методов оптимизации.

В данной статье рассматривается задача параметрической оптимизации, целью которой является снижение неравномерности закручивания резиновых элементов шарнирного соединения за счет выбора рациональных жесткостных параметров. В связи с этим, постановка задачи 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 $\Delta\varphi_0$ была минимальной при конструктивных ограничениях на варьируемые параметры

$$K_i^l \leq K_i \leq K_i^u, i = 1, 2, \dots, m, \quad (1)$$

где K_i - варьируемые параметры;

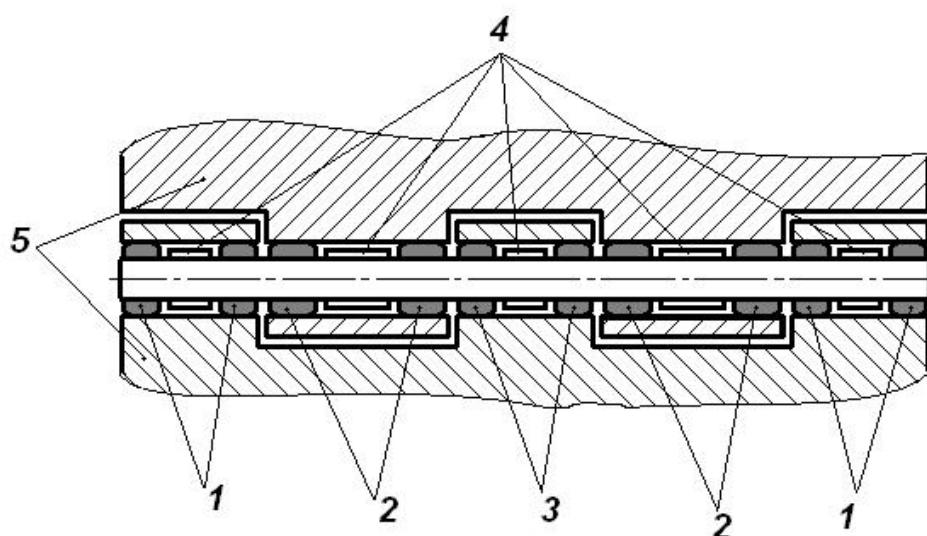
K_i^l, K_i^u - нижние и верхние границы варьируемых параметров

m - число варьируемых параметров.

В качестве варьируемых параметров принимаются коэффициенты радиальной и угловой жесткости резиновых элементов двойных и тройных проушин шарнирного соединения.

Кроме того, необходимо учесть следующее условие. Во время движения транспортного средства резинометаллический шарнир проходит характерные точки гусеничного обвода (ведущее колесо, передний и задний опорные катки, направляющее колесо) [6], где вследствие поворота звеньев он закручивается на некоторый угол. В данном случае можно допустить, что элементы шарнира испытывают статическое нагружение. Поэтому в качестве дополнительного функционального ограничения принимается следующее условие: разность углов закручивания резиновых элементов шарнирного соединения при статическом нагружении $\Delta\varphi_{cm}$ не должна превышать допустимых значений.

Учитывая особенности резины как конструкционного материала, требуется четкое представление о механическом поведении, о влиянии параметров резинометаллических соединений звеньев на работоспособность, динамическое поведение элементов гусеничного движителя при различных видах нагружения.



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

Рисунок 1. Соединение траков резинометаллическим шарниром с ограничителями

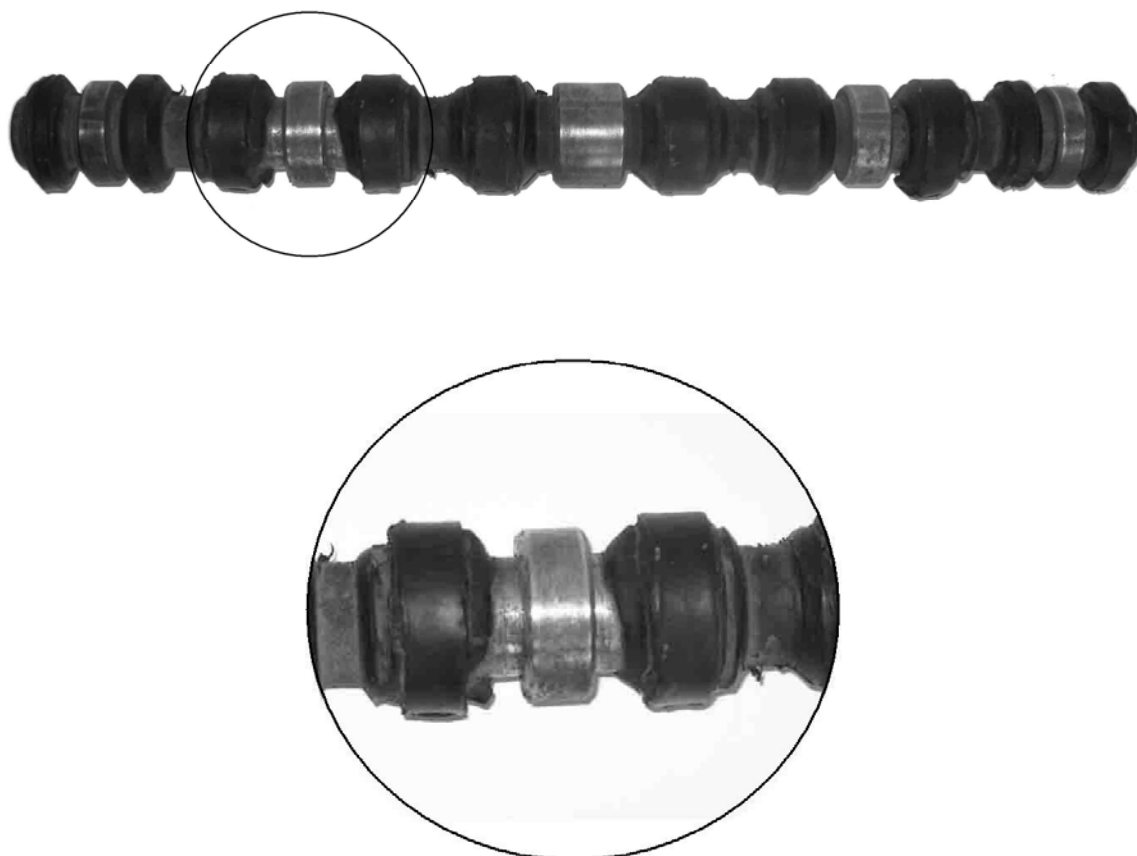


Рисунок 2. Разрушение резиновых элементов шарнирного соединения

В результате экспериментальных и теоретических исследований установлено, что наиболее нагруженным участком гусеничного обвода является ведущий участок.

Моделирование динамического поведения элементов гусеничного движителя рассматривалось многими авторами [1-4]. Гусеничный движитель с резинометаллическими соединениями траков представляют сложную механическую систему, включающую большое количество элементов, имеющих между собой как вязкоупругие, так и кинематические связи (голономные и неголономные). При исследовании колебательных процессов, происходящих в гусеничном движителе, обычно рассматривается плоская система. Практически во всех математических моделях шарнирное соединение траков заменяется невесомым упругим элементом. Однако такая модель не учитывает массу и момент инерции арматуры пальца РМШ, которая составляет порядка 15-20% от массы звена. Это может оказать существенное влияние на достоверность моделирования колебательных процессов. Кроме того, резиновые элементы разных проушин имеют отличные друг от друга вязкоупругие параметры.

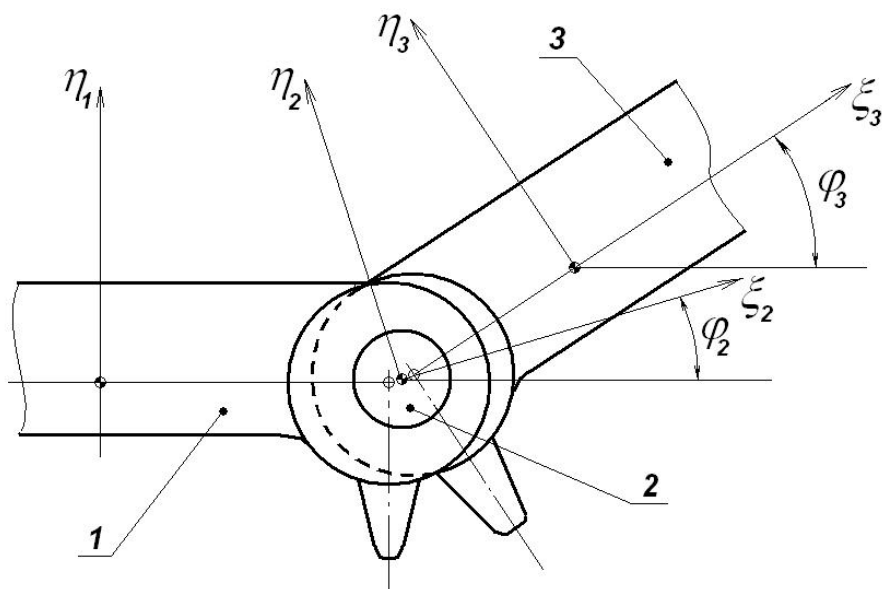


Рисунок 3. Радиальное и угловое смещение смежных звеньев при вторичном нагружении

Кроме того, резиновые элементы проушин смежных звеньев имеют различные друг от друга вязкоупругие параметры. В общем случае при вторичном нагружении радиальной силой и крутящим моментом смежные звенья имеют различные значения радиальных и угловых смещений по отношению к РМШ (рисунок 3). Это в конечном итоге предопределяет различную нагруженность резиновых элементов шарнирного соединения смежных звеньев. Кроме того, на различие динамической нагруженности оказывает влияние смещение центра масс звена к тройным проушинам.

В настоящей работе предлагается математическая модель гусеничного движителя, учитывающая массу и момент инерции арматуры шарнира, а также разные значения жесткости и демпфирования резиновых элементов.

Для описания состояния плоской системы введем обобщенные координаты, отражающие положение каждого элемента в глобальной системе координат XOY . На рис. 4 приводится фрагмент плоской модели гусеничного движителя, описывающий резинометаллическое соединение звеньев. Для каждого тела вводится локальная система координат $\xi_i O_i \eta_i$, центр которой совпадает с центром масс тела. Положение любого элемента в системе определяется координатами его центра масс (x_i, y_i) и углом поворота локальной системы координат элемента относительно глобальной (φ_i) . Таким образом, в качестве обобщенных координат принимаем для каждого тела вектор

$$q_i = [x_i, y_i, \varphi_i]^T. \quad (2)$$

Связь между элементами гусеничного движителя реализуется в виде упругих, вязкоупругих соединений или абсолютно жесткого контакта. Резинометаллический шарнир рассмотрен в виде отдельной массы (i элемент),

связанной с сопрягаемыми звеньями ($i-1$ и $i+1$ элементы) упругими и демпфирующими связями (рисунок 4). Жесткостные и демпфирующие параметры резиновых элементов двойных и тройных проушин характеризуются коэффициентами радиальной и угловой жесткости (K_1 , K_2 , $K_{\varphi 1}$ и $K_{\varphi 2}$), а также коэффициентами радиального и углового демпфирования (C_1 , C_2 , $C_{\varphi 1}$ и $C_{\varphi 2}$).

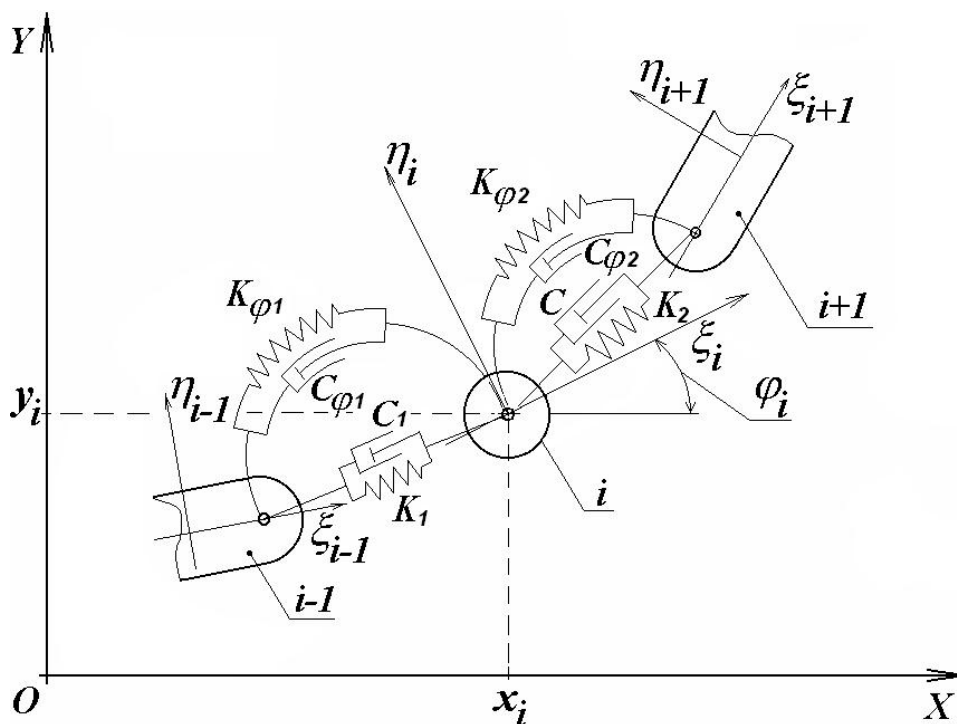


Рисунок 4. Фрагмент плоской модели гусеничной цепи с учетом параметров шарнирного соединения

Вариационная форма уравнений Лагранжа записывается в виде [5]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, (i = 1, 2, \dots, 3n), \quad (3)$$

где T - кинетическая энергия системы;

Q_i - обобщенные силы, действующие на i -ый элемент;

n - число элементов системы.

Кинетическая энергия отдельного элемента определяется соотношением

$$T_i = \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + \frac{1}{2} J_i \dot{\phi}_i^2,$$

а обобщенные силы, действующие на i -ый элемент

$$Q_i^x = \sum F_{ij}^x,$$

$$Q_i^y = \sum F_{ij}^y,$$

$$Q_i^p = \sum (\xi_{i-1,i}^i \cos \varphi_i F_{i-1,i}^y - \xi_{i-1,i}^i \sin \varphi_i F_{i-1,i}^x + \xi_{i,i+1}^i \cos \varphi_i F_{i,i+1}^y - \xi_{i,i+1}^i \sin \varphi_i F_{i,i+1}^x) \quad (4)$$

Конкретный вид уравнений составляющих систему (3) зависит от типа элемента, наличия ограничений и количества связей с другими элементами.

В общем случае дифференциальные уравнения, составляющие систему (3), имеют нелинейный вид. Поэтому для её решения используется метод временных конечных элементов с линеаризацией по методу Ньютона-Рафсона [4,5]. На каждом шаге интегрирования получаем значения неизвестных динамических перемещений и скоростей элементов. Затем вычисляются производные значения, а именно динамическая нагруженность радиальной силой и закручивающим моментом, а также динамическая разность углов закручивания резиновых элементов шарнирного соединения. Разность углов закручивания при статическом нагружении выражается следующей зависимостью:

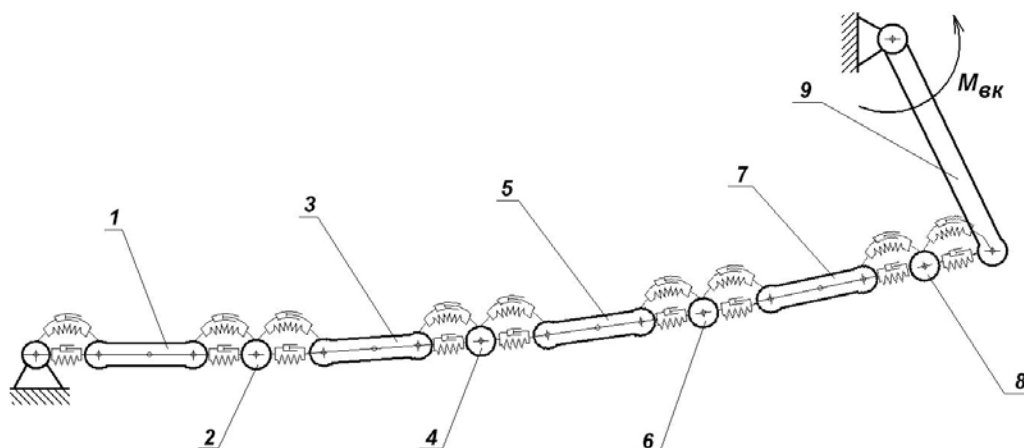
$$\Delta \varphi_{cm} = \alpha \frac{1 - K_{\varphi 1} / K_{\varphi 2}}{1 + K_{\varphi 1} / K_{\varphi 2}}, \quad (5)$$

где α - максимальный угол относительного поворота смежных звеньев.

Для решения оптимизационной задачи в настоящей работе применен комплексный метод Бокса, являющийся модификацией симплексного метода Недлера-Мида и позволяющий учитывать ограничения на варьируемые параметры [8]. Возможность применения этого метода для решения оптимизационных задач при проектировании динамических многомассовых систем рассмотрены в работах [7,9]. С использованием предложенного метода разработан алгоритм, который на каждом шаге оптимизационного процесса использует вычисление функции цели методом временных конечных элементов.

На основе предложенных методик разработан программный комплекс DTRAK, который предназначен для исследования динамических процессов, происходящих в элементах ведущего участка гусеничного движителя при различных вариантах внешнего воздействия. Программный комплекс позволяет производить расчет динамических перемещений, скоростей и ускорений элементов ведущего участка, а также динамических усилий, действующих в шарнирных соединениях траков, исследовать зависимости максимальных амплитуд динамического отклика от изменения жесткостных параметров шарниров, а также проводить оптимизационный расчет.

С применением программного комплекса проведено исследование динамического поведения ведущего участка трактора Т250 при различных условиях внешнего нагружения. Модель ведущего участка состоит из 9 элементов, соединенных между собой упругими и вязкостными связями (рисунок 5).



1,3,5,7 – звенья цепи; 2,4,6,8 – шарниры; 9 – ведущее колесо (звездочка)

Рисунок 5. Плоская модель ведущего участка гусеничного движителя

На рисунках 6-9 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.

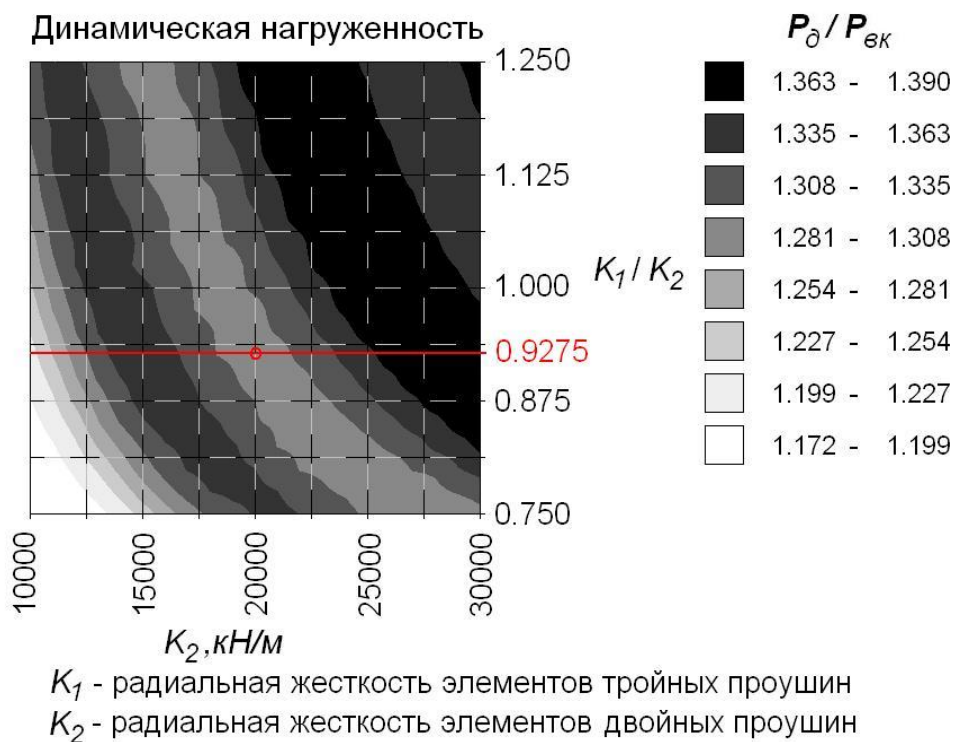


Рисунок 6. Изменение динамической нагруженности элементов РМШ в зависимости от коэффициентов радиальной жесткости

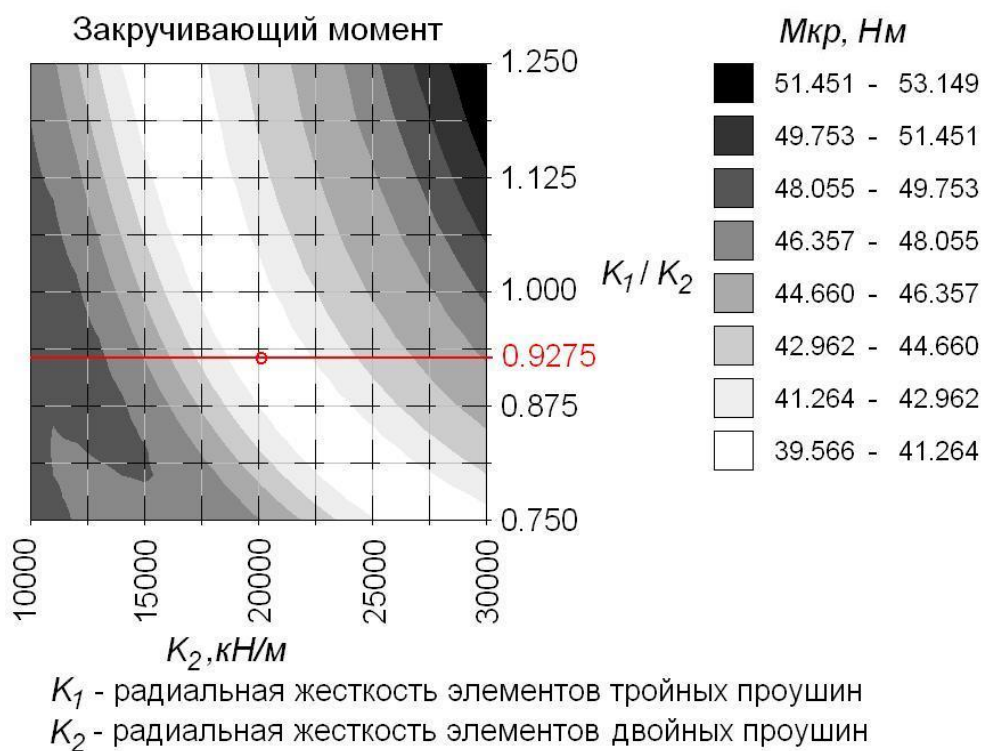


Рисунок 7. Изменение закручивающего момента элементов РМШ в зависимости от коэффициентов радиальной жесткости

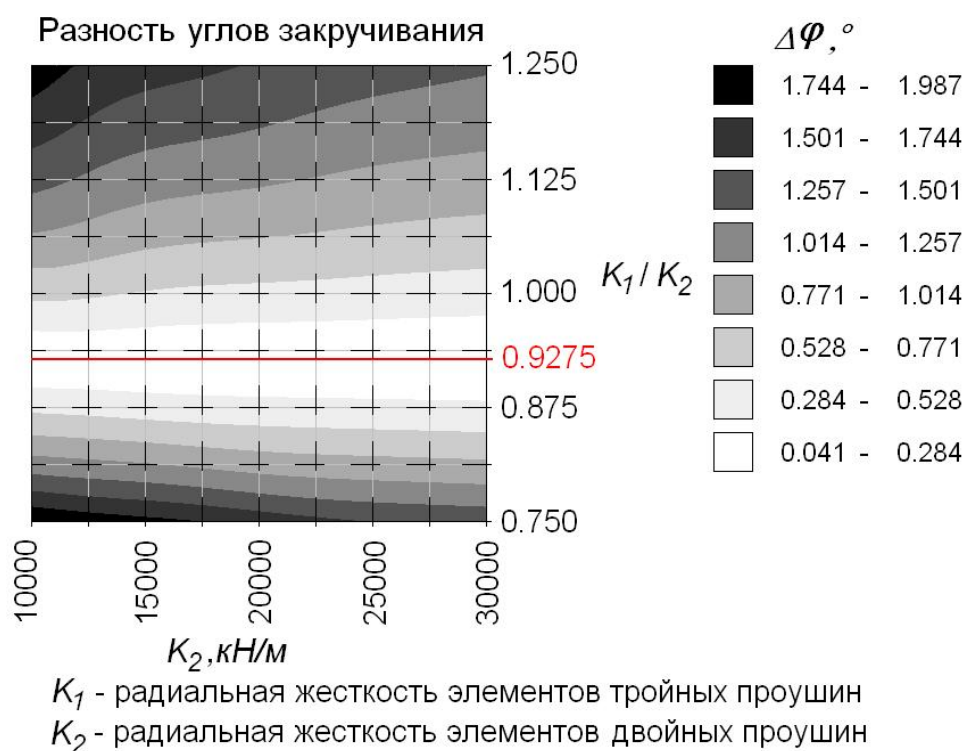


Рисунок 8. Изменение разности углов закручивания элементов РМШ в зависимости от коэффициентов радиальной жесткости

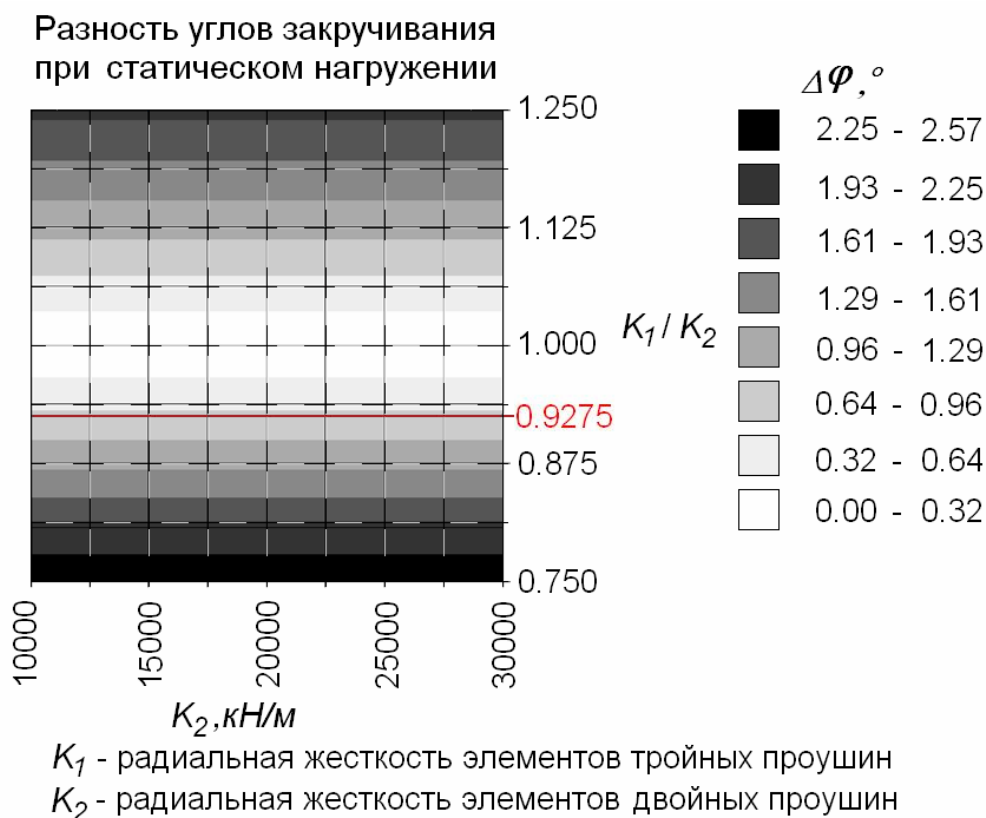


Рисунок 9. Изменение разности углов закручивания элементов РМШ при статическом нагружении

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 таблице 1 приводятся исходные значения варьируемых параметров, ограничения на варьируемые параметры и результаты оптимизационного расчета.

Таблица 1

Параметр	Исходное Значение	Ограничения		Оптимальное значение
		нижнее	верхнее	
$K_1, \text{кН/м}$	17000	10000	400000	18550
$K\phi_1, \text{кНм/рад}$	0,510	0,3	1,5	0,557
$K_2, \text{кН/м}$	14000	10000	400000	20000
$K\phi_2, \text{кНм/рад}$	0,52	0,3	1,5	0,6
K_1/K_2	1,214	0,75	1,25	0,9275
$\Delta\phi_{\text{дин}}, ^\circ$	1,375	-	-	0,04
$\Delta\phi_{\text{ст}}, ^\circ$	1,8	-	-	0,32

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.

Литература

1. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. - М.: Машиностроение, 1973. – С. 232.
2. Дружинин В.А. Моделирование динамического поведения гусеничного движителя трактора./ Дружинин В.А. // Повышение технического уровня тракторного и сельскохозяйственного машиностроения: Межвуз. сб. Алтайского политехнического ин-та, 1989, с. 36-40.
3. Победин А.В. Исследование динамики ведущего участка гусеницы./ Победин А.В., Кондаков В.Д., Расулумуна Х.М. // Совершенствование рабочих органов сельхозмашин и агрегатов: Материалы международной науч.-тех. конф. – Барнаул: Изд.-во АлтГТУ, 1994. - С. 81.
4. Argyris J.H., Scharpf D.W. Finite Elements in Time and Space. // Nuclear Engineering and Design. – Amsterdam: North-Holland Publishing Company, 1969. - № 10, p. 456 – 464.
5. Вербиллов А.Ф. Влияние жесткостных параметров резинометаллических соединений звеньев на динамическую нагруженность элементов гусеничного движителя./Вербиллов А.Ф. // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. статей. /Под ред. к.т.н., проф. В.А.Дружинина / Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова – Барнаул: Изд.-во АлтГТУ, 2000. - с. 15 - 19.
6. С.А.Коростелев. Выбор угла сборки звеньев гусеничного движителя с РМШ/ С.А.Коростелев, Д.П.Бокин // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ Под ред. к.т.н. доцента С.А. Коростелева/ Российская Академия транспорта, АлтГТУ им. И.И.Ползунова. Барнаул: Изд.-во АлтГТУ, 2005. - с.51-53.
7. Дружинин В.А. Оптимизация параметров гусеничного обвода с резинометаллическими шарнирами./ Дружинин В.А., Вербиллов А.Ф.// Прочность и устойчивость инженерных конструкций: Межвуз. сб. / Алтайск. политехн. ин-т. - Барнаул, 1991.
8. Банди Б. Методы оптимизации. - М.:Радио и связь, 1991.
9. Дружинин В.А. Оптимальное проектирование параметров подвески транспортных средств./ Дружинин В.А., Вербиллов А.Ф.// Транспорт в современных условиях: Сб. статей науч.-техн. конф. / Красноярский гос. тех. ун-т ГТУ, Красноярск , 1994. – с. 103 – 108.