

# МЕТОДИКА АНАЛИЗА НА ПРОЧНОСТЬ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МНОГОМАССОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ

## METHOD OF THE STRENGTH ANALYSIS OF A TRACK-TYPE TRACTOR UNDERCARRIAGE WITH THE USE OF MULTIBODY SIMULATION AND FINITE ELEMENT ANALYSIS

**В.А. ГОРЕЛОВ<sup>1</sup>**, Д.Т.Н.  
**А.И. КОМИССАРОВ<sup>1</sup>**, К.Т.Н.  
**Д.С. ВДОВИН<sup>1</sup>**, К.Т.Н.  
**С.В. ГАЕВ<sup>2</sup>**  
**М.В. ВЯЗНИКОВ<sup>2</sup>**, К.Т.Н.  
**И.А. ТАРАТОРКИН<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана Москва, Российская Федерация,  
gvas@mail.ru, komissarov@bmstu.ru

<sup>2</sup> ООО «МИКОНТ» Чебоксары, Российская Федерация,  
mv.vaznikov@tplants.com

<sup>3</sup> ИМАШ УрО РАН, Екатеринбург, Российская Федерация,  
ig\_tar@mail.ru

**V.A. GORELOV<sup>1</sup>**, DSc in Engineering  
**A.I. KOMISSAROV<sup>1</sup>**, PhD in Engineering  
**D.S. VDOVIN<sup>1</sup>**, PhD in Engineering  
**S.V. GAEV<sup>2</sup>**  
**M.V. VYAZNIKOV<sup>2</sup>**, PhD in Engineering  
**I.A. TARATORKIN<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University Moscow,  
Russian Federation, gvas@mail.ru, komissarov@bmstu.ru

<sup>2</sup> LLC «MIKONT», Cheboksary, Russian Federation,  
mv.vaznikov@tplants.com

<sup>3</sup> Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian  
Academy of Sciences, Ekaterinburg, Russian Federation,  
ig\_tar@mail.ru

В связи с широким применением метода конечных элементов для расчета прочности деталей ходовой системы приобретает актуальность задача достоверного определения нагрузок. Традиционный метод определения нагрузок по аналитическим упрощенным моделям не учитывает их перераспределение за счет кинематики и динамики элементов. Альтернативой является численный динамический анализ при помощи пространственных динамических моделей с учетом кинематики и упругих характеристик элементов. На примере промышленного гусеничного трактора тягового класса 75 продемонстрирована методика прочностного анализа ходовой системы гусеничной машины. В основе методики лежит совместное использование многомассовой динамической модели ходовой системы для воспроизведения нагрузок в характерных режимах нагружения и конечно-элементных моделей деталей ходовой части для определения напряженно-деформированного состояния и запасов прочности деталей в каждом расчетном случае. Ходовая система описывается в виде набора твердых тел, связанных упруго-демпфирующими силовыми элементами между собой и с опорной поверхностью. Нагрузки на ходовую систему определяются путем численного решения уравнений движения. Полученные временные реализации нагрузок используются для выявления наиболее опасных с точки зрения прочности расчетных случаев. Нагрузки для каждого расчетного случая передаются в конечноэлементные модели деталей ходовой части, по которым производится оценка прочности. Методика продемонстрирована на примере характерных режимов: «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала» и «переезд одиночного рельса». Продемонстрирован анализ временных реализаций нагрузок каретки. Рассмотрены особенности передачи нагрузок из динамической модели в конечно-элементные модели деталей и приведены некоторые результаты прочностного анализа каретки.

**Ключевые слова:** гусеничный трактор, ходовая система, прочностной анализ, автоматизированный анализ динамики систем тел, конечноэлементный анализ

The wide use of the finite element method for the strength analysis of the undercarriage elements requires a reliable method of the load's calculation. Conventional analytical method of the load's calculation does not take into account their redistribution due to the kinematics and dynamics of the elements. An alternative option is the numerical dynamic analysis with the use of the spatial dynamical models taking into account kinematics and flexibility of the undercarriage elements. The article describes a method of the strength analysis of a tracked vehicle undercarriage for the case of a track-type tractor with gross weight 72 ton. The method is based on the combination of the undercarriage multibody model for the simulation of the loads in typical operation modes and finite element models of its parts for calculation of the strain-stress and margin of safety in each load case. The undercarriage is described as a set of rigid bodies connected by springs and dampers at all interaction points between the undercarriage elements, the track-shoes, and the ground. The loads on the undercarriage are calculated by the numerical integration of the equations of motion. The time histories of the loads are used for the detection of the static strength critical load cases. Each critical load is transmitted to the finite element models of the analyzed undercarriage parts for the subsequent strength analysis. The method is demonstrated for the «tractor forward pitch during the lifting of the earthmoving blade» and «tractor moving over a single rail» load cases. The article shows the analysis of the time histories of the bogie loads. The authors discuss issues of the load transmission from the multibody model to the finite element models of the undercarriage parts and demonstrate some results of the strength analysis of the bogie.

**Keywords:** track-type tractor, undercarriage, strenght analysis, multibody simulation, finite element analysis.

## Введение

Для анализа прочности деталей ходовой системы гусеничных машин на этапе проектирования в настоящее время широко применяется метод конечных элементов [8, 9]. При этом требуется предварительное выделение критических с точки зрения прочности режимов эксплуатации исследуемых деталей и определение действующих на них нагрузок. Традиционно нагрузки определяются по аналитическим упрощенным моделям путем решения статической задачи. При этом не учитываются перераспределение нагрузок за счет кинематики элементов ходовой системы, а также динамические составляющие нагрузки. Альтернативой такому подходу является определение нагрузок при помощи пространственной динамической модели с учетом кинематики и упругих характеристик элементов ходовой системы. Для промышленных гусеничных тракторов число тел модели может достигать нескольких десятков, что существенно усложняет аналитический вывод уравнений движения. Эффективным инструментом для решения данных задач являются программные комплексы автоматизированного анализа динамики систем тел [1, 2, 10, 11, 13]. В таких комплексах по описанию системы в виде набора твердых или деформируемых тел, шарниров и силовых взаимодействий из библиотеки типовых элементов производится автоматическое формирование уравнений движения и имеются встроенные средства для их численного решения. Кроме того, на базе подобных комплексов разработаны специализированные приложения, значительно упрощающие создание моделей гусеничных машин с учетом динамики и кинематики элементов ходовой системы [3, 4, 5, 6]. Дополнительным преимуществом использования динамических моделей для оценки нагрузок является возможность рассмотрения большого числа расчетных случаев, что позволяет, во-первых, с высокой надежностью оценить прочность во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок, а во-вторых эффективно решать задачи оптимизации и снижения массы деталей [12, 14]. В данной работе рассматривается методика прочностного анализа ходовой системы гусеничной машины на примере промышленного гусеничного трактора тягового класса 75 с расчетом нагрузок при помощи динамической модели, созданной в модуле анализа динамики гусеничных машин UM Tracked Vehicle российского программного комплекса «Универсальный механизм» [3].

## Динамическая модель гусеничного трактора

В качестве объекта исследования рассматривается промышленный гусеничный трактор тягового класса 75 с независимой балансирной подвеской кареток сдвоенных катков с микроподдрессориванием. Укрупненно динамическая модель гусеничного трактора состоит из подсистем, приведенных на рис. 1.

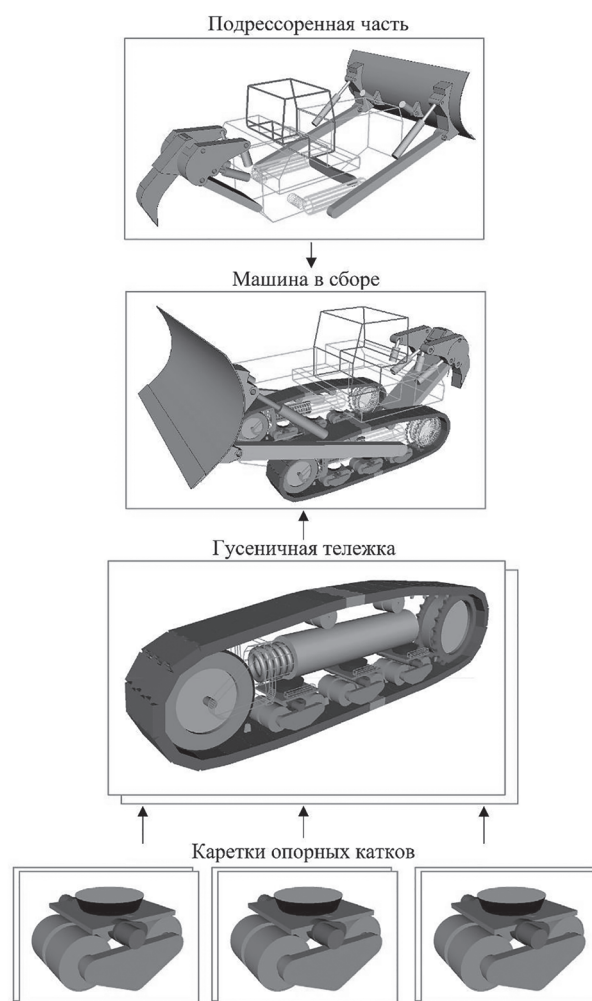


Рис. 1. Структура динамической модели гусеничного трактора

Модель поддрессоренной системы состоит из невесомой геометрической модели и массово-инерционной модели корпуса, а также шарнирно прикрепленных к корпусу массово-инерционных моделей навесного оборудования. Направляющий аппарат подвесок кареток и натяжное устройство моделируются в виде набора твердых тел, связанных линейными упругодемпфирующими силовыми элементами. Для получения распределения реакций в опорах осей кареток и балансиров подшипниковые узлы моделируются линейными

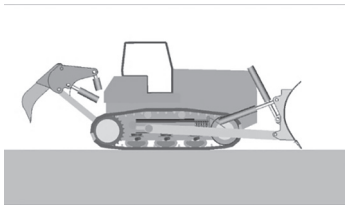
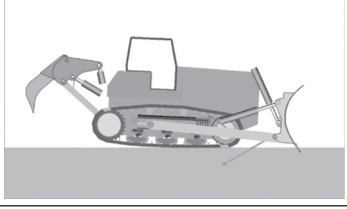
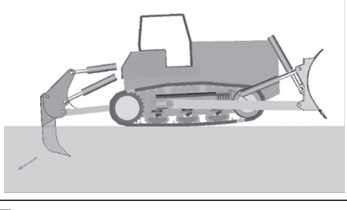
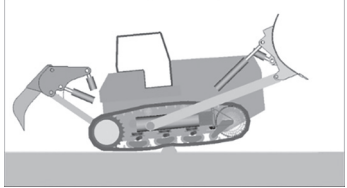
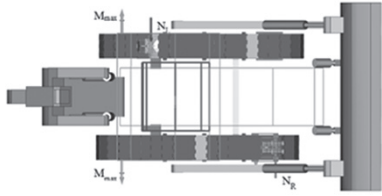
упругодемпфирующими силовыми связями в направлениях восприятия нагрузок. Гусеницы моделируются с учетом пространственной динамики траков в виде набора жестких тел, связанных шарнирами. Взаимодействие траков с ведущим колесом, опорными и поддерживающими катками, а также с твердой опорной поверхностью осуществляется при помощи встроенных в модуль UM Tracked Vehicle линейных моделей контактного взаимодействия.

### Анализ нагрузок ходовой системы

Анализ нагрузок ходовой системы начинается с выбора режимов нагружения, наиболее опасных с точки зрения прочности. Данные режимы выделяются на основе опыта эксплуатации объекта исследования или его аналогов. Режимы нагружения ходовой системы рассматриваемого промышленного трактора приведены в табл. 1. В каждом режиме коэффициент сцепления траков с дорогой принят равным 1.

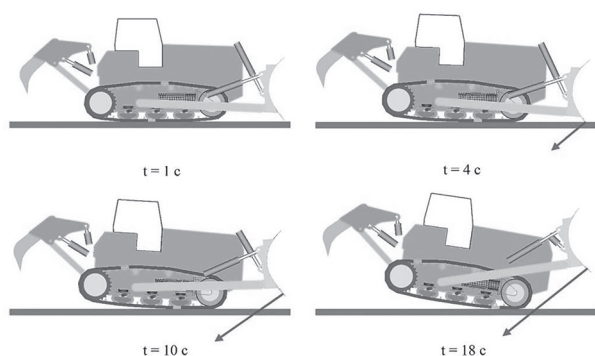
Таблица 1

Режимы нагружения

№	Наименование и схема	Описание
0	<p>Равновесие</p> 	Отвал и рыхлитель в транспортном положении. Скорость движения 0 км/ч.
1	<p>Вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала</p> 	Отвал находится в рабочем положении, рыхлитель – в транспортном. Момент на ведущих колесах соответствует пределу по сцеплению. Сопротивление перемещению отвала соответствует предельной силе сцепления траков с грунтом. Усилие в гидроцилиндрах подъема отвала соответствует максимальному давлению.
2	<p>Вывешивание на задних опорных катках при подъеме рыхлителя</p> 	Отвал находится в транспортном положении, рыхлитель – в рабочем. Момент на ведущих колесах соответствует пределу по сцеплению. Сопротивление перемещению рыхлителя соответствует предельной силе сцепления траков с грунтом. Усилие в гидроцилиндрах подъема рыхлителя соответствует максимальной нагрузке на заднюю каретку.
3	<p>Переезд через одиночный рельс</p> 	Отвал и рыхлитель – в транспортном положении. Скорость движения минимальная устойчивая.
4	<p>Защемленный поворот</p> 	Отвал и рыхлитель – в транспортном положении. Моменты на ведущих колесах разных бортов соответствуют пределу по сцеплению и направлены в противоположные стороны. Правое натяжное колесо и задний опорный каток упираются в упоры на высоте их центров.

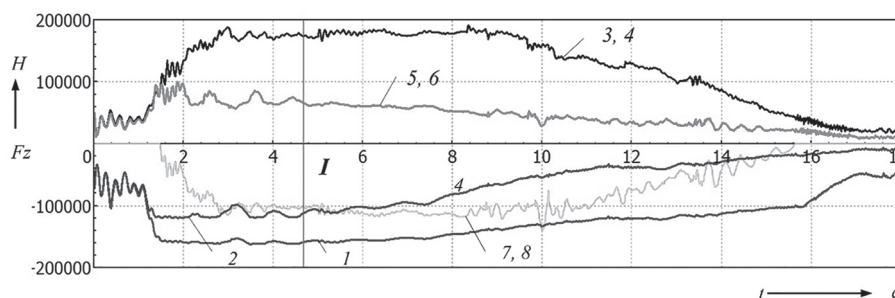
Режим «равновесие» введен в качестве базового для оценки уровня нагрузок на остальных режимах.

Для каждого такого режима по динамической модели получают временные реализации нагрузок на элементы ходовой системы. В каждой реализации для каждого элемента выделяются моменты максимального нагружения, принимаемые в качестве расчетных случаев при анализе статической прочности. Ниже в качестве примера приводится описание анализа нагрузок на каретки для режима «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала». Из рис. 2 видно, что наиболее нагруженной является передняя каретка.



**Рис. 2. Расчетный режим 1 «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала».**  
Кадры анимации движения трактора. Стрелкой показана сила сопротивления на отвале

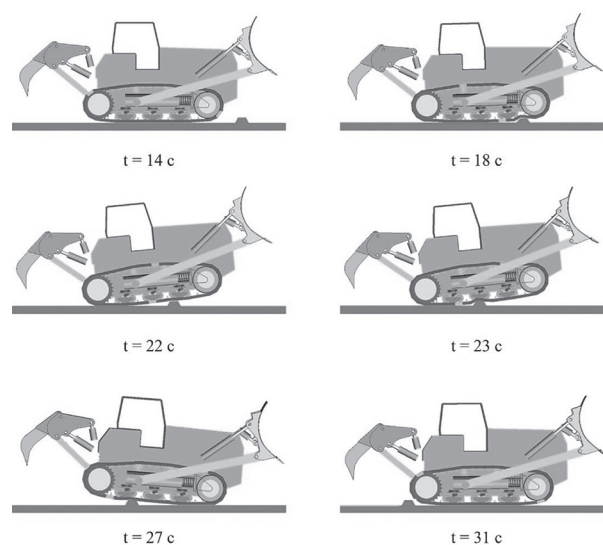
Из анализа графиков вертикальных реакций на рис. 3 можно сделать вывод, что в данном режиме наибольшие вертикальные нагрузки на переднюю каретку возникают в момент времени *I*. При дальнейшем вывешивании трактора нагрузки перераспределяются с каретки на натяжное колесо. В данном случае очевидно, что нагрузки на каретку в момент времени *I* опре-



**Рис. 3. Вертикальные реакции на переднюю каретку в режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала»:**  
1, 2 – от переднего и заднего участков амортизатора; 3, 4 – от опор оси переднего катка; 5, 6 – от опор оси заднего катка; 7, 8 – от верхних отбойников

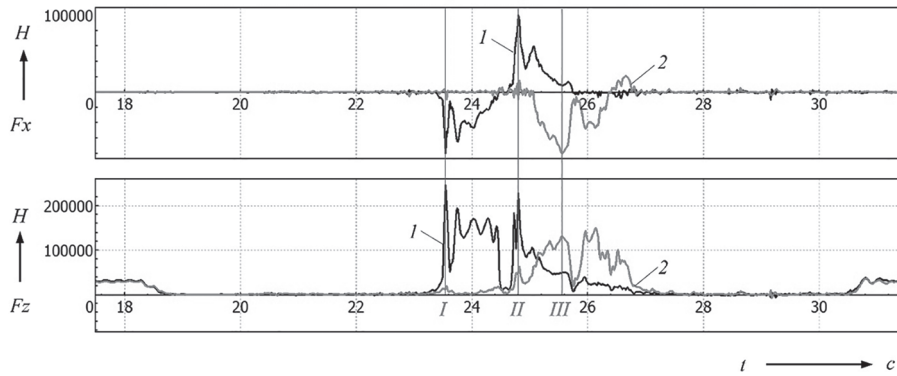
деляют расчетный случай для анализа каретки на прочность.

Число расчетных случаев может быть больше числа расчетных режимов. Так, в режиме «переезд через одиночный рельс», кадры анимации которого показаны на рис. 4; из анализа реализаций нагрузок нельзя однозначно выделить единственный расчетный случай для анализа на прочность, даже если рассматривать только нагрузки на каретку со стороны осей опорных катков.



**Рис. 4. Расчетный режим 1 «переезд через одиночный рельс».**  
Кадры анимации движения трактора

Из графиков на рис. 5 видно, что сначала (точка *I*) реализуется большая отрицательная продольная сила на переднем катке, а затем, по мере заезда каретки на рельс (точка *II*), наоборот – положительная и далее – отрицательная продольная сила на заднем катке каретки (точка *III*). Вертикальные усилия на эти катки



**Рис. 5. Продольные ( $F_x$ ) и вертикальные ( $F_z$ ) реакции осей опорных катков средней каретки в режиме «переезд через одиночный рельс»: 1 – ось переднего катка; 2 – ось заднего катка**

также ведут себя по-разному: сначала большая вертикальная сила действует на первый каток, затем почти вся вертикальная реакция переходит на задний каток.

Таким образом, для анализа прочности каретки в данном режиме необходимо рассматривать, по меньшей мере, три расчетных случая, соответствующих разным сочетаниям величин и направлений нагрузок на каретку. Если учитывать остальные нагрузки (силы и моменты), действующие на каретку, то число расчетных случаев может быть еще больше.

### Передача нагрузок в конечноэлементную модель

Полученные по динамической модели реакции для каждого расчетного случая затем переносятся в конечноэлементные модели анализируемых деталей. Большинство программных комплексов конечноэлементного анализа позволяют импортировать нагрузки через текстовый файл специального формата. В данном файле содержатся координаты точек приложения реакций и координаты векторов реакций (сил и моментов) в каждой точке. Для проведения прочностного анализа удобно рассматривать детали ходовой части трактора в равновесном положении в каждый момент времени по принципу Даламбера. Для этого переданные реакции в шарнирах звена дополняются инерционными силами, распределенными по объему детали методом инерционной разгрузки (inertia relief):

$$\{F^a\} + \int_V \{a\} \rho dV = \{0\},$$

$$\{M^\varepsilon\} + \int_V \{r\} \cdot (\{\varepsilon\} \cdot \{r\}) \rho dV = \{0\},$$

где  $\{F^a\}$ ,  $\{M^\varepsilon\}$  – система внешних, по отношению к детали, сил и моментов, действующих в узлах конечноэлементной модели, которые совпадают с центрами шарниров;  $\{a\}$  – линейные ускорения детали;  $\{\varepsilon\}$  – вращательные ускорения детали;  $\{r\}$  – радиус-вектор точек тела детали;  $\rho$ ,  $V$  – плотность и объем деталей.

В этом случае при расчете напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов не требуется задавать граничные условия для каждого расчетного случая, что позволяет автоматизировать процесс передачи нагрузок в конечноэлементную модель и рассмотреть очень большое число расчетных случаев без существенного увеличения трудоемкости работы [7].

Одной из проблем при переносе нагрузок в конечноэлементную модель методом инерционной разгрузки (inertia relief) является требование точного совпадения массово-инерционных показателей детали в динамической модели и конечно-элементной модели, особенно, это касается массовых моментов инерции детали. Также должно быть гарантировано совпадение центров масс динамической и конечноэлементной моделей детали. Поэтому рекомендуется при построении конечноэлементных моделей применять как можно меньше упрощений исходной геометрии рассчитываемых деталей, а также, по возможности, использовать квазистатические расчетные случаи, где инерционные нагрузки отсутствуют или малы по сравнению с внешними силовыми факторами.

Другой проблемой является тот факт, что в динамической модели нагрузки являются сосредоточенными, а в конечноэлементной – распределенными. Переход к распределенным

нагрузкам в программных комплексах конечноэлементного анализа производится при помощи введения специальных связей между степенями свободы точки приложения нагрузки и узлами модели детали. Например, в программном комплексе NASTRAN для этого применяют элементы типа RBE2 или RBE3. На рис. 6 показан пример распределения сосредоточенной нагрузки от подшипников оси опорных катков на ось каретки. Нагрузка от колец подшипников передается на ось каретки через модель контактного взаимодействия.

### Расчет напряженно-деформированного состояния звеньев ходовой системы трактора

Показанный на рис. 6 пример нагружения каретки ходовой части трактора требует примене-

ния нелинейного конечноэлементного итерационного решателя для корректного определения контактных сил взаимодействия оси и колец подшипников. Также в модели учтен преднатяг осей каретки, заведены модели сварных швов и другие контактные элементы во взаимодействующих деталях каретки. Расчет проведен в нелинейной геометрической постановке, учтены упругопластические свойства материалов для стальных деталей по билинейной диаграмме.

Полученные результаты расчета напряженно-деформированного состояния для расчетного случая «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала» приведены на рис. 7 и 8.

При анализе напряженно-деформированного состояния тела с рассмотрением большого числа расчетных случаев удобно пользоваться огибающей эпюрой напряжений по всем рас-

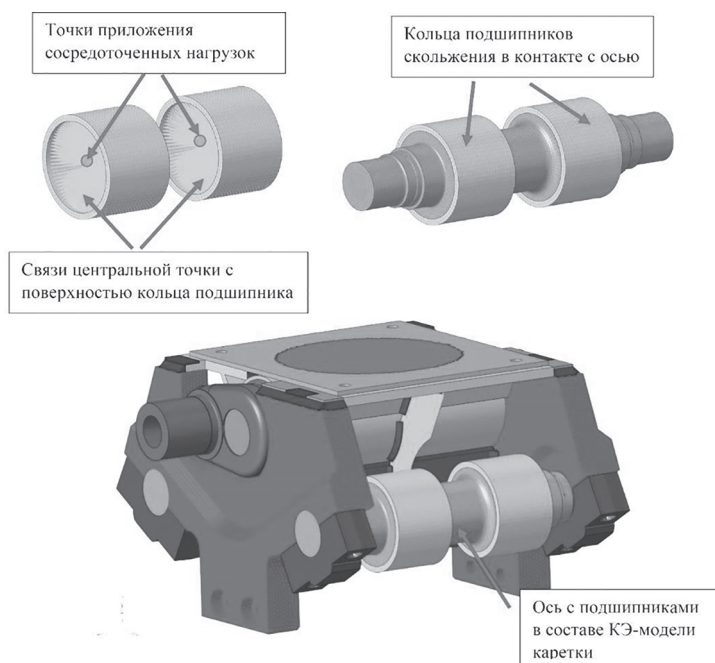


Рис. 6. Пример распределения сосредоточенной нагрузки в шарнирах на конечноэлементную модель каретки через специальные связи и контактную задачу между осью и подшипником скольжения

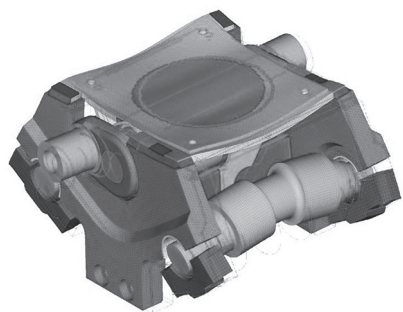


Рис. 7. Деформированное состояние каретки при нагрузочном режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала». Масштаб деформаций увеличен

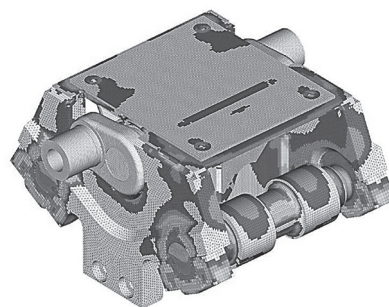


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в каретке при нагрузочном режиме «вывешивание на натяжных колесах при подъеме отвала»

четным случаям. Если существует классификация расчетных случаев, например, их можно разделить на штатные эксплуатационные, экстремальные и аварийные, тогда имеет смысл проводить расчет огибающей эпюры напряжений отдельно для каждой группы нагрузок, т.к. для них можно назначить различные требования по запасам прочности или допускаемым действующим напряжениям.

### Заключение

Продемонстрирована методика прочностного анализа ходовой системы гусеничного трактора, основанная на последовательном использовании динамической модели и конечно-элементных моделей с возможностью автоматизации передачи данных. Пространственная нелинейная динамическая модель ходовой системы позволяет выявлять наиболее опасные с точки зрения прочности нагрузки и их комбинации, действующие на ее детали, с учетом упругих свойств силовых и кинематики направляющих элементов. Пространственные конечноэлементные модели обеспечивают получение напряженно-деформированного состояния деталей ходовой системы. Использование метода инерционной разгрузки (inertia relief) при передаче нагрузок из динамической в конечноэлементную модель обеспечивает автоматизацию процесса обмена данными между моделями и позволяет существенно увеличить число рассматриваемых расчетных случаев без значительного увеличения трудоемкости. Такой подход повышает достоверность оценки прочности ходовой части в характерных режимах эксплуатации и позволяет обоснованно выбирать конструктивные параметры ее элементов.

### Литература

1. Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Макаров В.С. и др. Моделирование движения гусеничных машин по лесным дорогам // *Машиностроение и транспорт: теория, методики, производство: труды ННГТУ. Нижний Новгород: ННГТУ, 2016. № 1. С. 171 – 176.*
2. Горелов В.А., Комиссаров А.И., Мирошниченко А.В. Моделирование колесного транспортного средства 8Ч8 в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел // *Пром-Инжиниринг: труды международной научно-технической конференции. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2015. С. 221–225.*
3. UM Tracked Vehicle [Электронный ресурс]. режим доступа: <http://www.umlab.ru/plugins/catalogue/index.php?id=5>. Заглавие с экрана. Дата обращения: 30.03.2018).
4. [Toolkit: TrackLM] Low-mobility Tracked Vehicle [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://support.recurdyn.com/toolkit-low-mobility-tracked-vehicle/?ckattempt=1>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
5. Adams Tracked Vehicle (ATV) Toolkit [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://simcompanion.mssoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8015437&actp=RSS>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
6. EULER – программный комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.euler.ru/index.php/download>. Заглавие с экрана (дата обращения 30.03.2018).
7. Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Левенков Я.Ю. Автоматизация нагружения конечно-элементных моделей несущих систем колесных машин с применением метода инерционной разгрузки и твердотельной динамической модели автомобиля // *Труды НАМИ. 2018. № 1 (272). С. 36–50.*
8. Покровский А.М., Дубин Д.А. Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 1 (694). С. 37–44.*
9. Покровский А.М., Дубин Д.А. Выбор тарировочных функций для моделирования роста усталостных трещин в торсионных валах // *Механика и математическое моделирование в технике: сборник трудов. 2017. С. 332–336.*
10. Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Поздняков Т.Д. Виртуальный стенд для определения нагрузок на рулевое управление автомобиля // *Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 8 (68). С. 3.*
11. Denis Vdovin, Iliа Chichekin Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process // *Procedia Engineering, Volume 150, 2016, Pages 1276–1279.*
12. Вдовин Д.С., Прокопов В.С., Рябов Д.М. Проектирование направляющего аппарата независимой подвески автомобиля с использованием метода топологической оптимизации // *Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». 2017. № 3 (33).*
13. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck Proceedings of the EC-

COMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015, Pages 1285–1296.

14. Вдовин Д.С., Котиев Г.О. Топологическая оптимизация рычага подвески грузового автомобиля // Тракторы и Сельхозтехника. 2014. № 3. С. 20–23.

## References

1. Klubnichkin V.E. Modeling the movement of caterpillar vehicles along forest roads. Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Makarov V.S. i dr. Trudy NNGTU. Mashinostroenie i transport: teoriya, metodiki, proizvodstvo. Nizhnij Novgorod: NNGTU, 2016. No 1, pp. 171–176 (in Russ.).
2. Gorelov V.A. Simulation of a 8Ч8 wheeled vehicle in the software package for automated analysis of a dynamic body system. Gorelov V.A, Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. Prom-Inzhiniring: trudy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii. Chelyabinsk: Izdatel'skij centr YUUrGU, 2015, pp. 221–225 (in Russ.).
3. UM Tracked Vehicle [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.umlab.ru/plugins/catalogue/index.php?id=5>. (accessed 30.03.2018).
4. [Toolkit: TrackLM] Low-mobility Tracked Vehicle [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://support.recurdyn.com/toolkit-low-mobility-tracked-vehicle/?ckaattempt=1> (accessed 30.03.2018).
5. Adams Tracked Vehicle (ATV) Toolkit [Elektronnyj resurs]. – URL: <https://simcompanion.msccsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8015437&actp=RSS>. (accessed 30.03.2018).
6. EULER – programmnyj kompleks avtomatizirovanogo dinamicheskogo analiza mnogo-komponentnyh mekhanicheskikh sistem [Elektronnyj resurs]. – URL: <http://www.euler.ru/index.php/download>. (accessed 30.03.2018).
7. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Levenkov YA.YU. Automation of problems of finite element models of bearing systems of wheeled vehicles with the use of the method of inertial unloading and the solid-state dynamic model of a car. Trudy NAMI. 2018. No 1(272), pp. 36–50 (in Russ.).
8. Pokrovskij A.M., Dubin D.A. Analysis of crack resistance of torsion shafts of a tracked machine under operational loads. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. 2018. No 1(694), pp. 37–44 (in Russ.).
9. Pokrovskij A.M., Dubin D.A. Selection of calibration functions for modeling the growth of fatigue cracks in torsion shafts. V sbornike: Mekhanika i matematicheskoe modelirovanie v tekhnike Sbornik trudov. 2017, pp. 332–336 (in Russ.).
10. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Pozdnyakov T.D. Virtual bench for determining the loads on the steering system of the car. Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii. 2017. No 8(68), pp. 3 (in Russ.).
11. Denis Vdovin, Ilia Chichekin Loads and stress analysis cycle automation in automotive suspension development process // Procedia Engineering, Volume 150, 2016, Pages 1276–1279.
12. Vdovin D.S., Prokopov V.S., Ryabov D.M. Designing an independent vehicle suspension guide using the topological optimization method. Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta “MAMI”, 2017, No 3 (33) (in Russ.).
13. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015, Pages 1285–1296.
14. Vdovin D. S., Kotiev G. O. Topological optimization of the lever of the suspension of the truck. Zhurnal Traktory i Sel'hoztehnika 2014, No 3, pp. 20–23 (in Russ.).