



УДК 62.213

## ВЫБОР НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ НА НАЧАЛЬНЫХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ (РАМ) КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Рахаев С.М.<sup>1</sup>, Газизуллин Р.Л.<sup>1</sup>, Карташов А.Б.<sup>1</sup>, Дубинкин Д.М.<sup>2</sup>, Зеляева Е.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»

<sup>2</sup> Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева



### Информация о статье

Поступила:

29 октября 2023 г.

Рецензирование:

28 ноября 2023 г.

Принята к печати:

04 декабря 2023 г.

### Ключевые слова:

прочность, расчеты,  
нагрузочные режимы, сроки  
разработки, несущая система,  
проектирование, карьерный  
автосамосвал, открытые  
горные работы

### Аннотация.

Одним из необходимых и при этом весьма трудоемким этапом проектирования практически любого узла современного автомобиля является этап выполнения расчетов на прочность. Важнейшая задача, решение которой позволяет обеспечить адекватность результатов, получаемых при выполнении данного этапа, – правильный выбор используемых при расчетах нагрузочных режимов.

Целью данной работы является формулировка подхода, позволяющего уменьшить количество расчетных случаев нагружения, используемых на ранних этапах проектирования, когда еще не существует детально проработанного и утвержденного образа разрабатываемой конструкции, с целью сокращения общего времени проектирования без потери качества конечного результата.

В статье представлен принцип исследования, который заключается в анализе результатов расчетов напряженно-деформированного состояния конструкции различных элементов автомобиля для всей совокупности эксплуатационных нагрузочных режимов, выбора из них наиболее тяжелых в соответствии с результатами расчета и сопоставлении интегральных результатов для всей совокупности режимов с интегральными результатами ранее выбранных наиболее тяжелых режимов.

На базе данной работы возможна разработка методических рекомендаций по рациональному выбору расчетных нагрузочных режимов, используемых при анализе прочности конструкции на начальном этапе проектирования с целью экономии общего времени расчетов.

**Для цитирования:** Рахаев С.М., Газизуллин Р.Л., Карташов А.Б., Дубинкин Д.М., Зеляева Е.А. Выбор нагрузочных режимов на начальных этапах проектирования несущих систем (рам) карьерных самосвалов // Техника и технология горного дела. – 2023. – № 4(23). – С. 41-55. – DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-41-55, EDN: TSVQGN

### Введение

Одной из важных тенденций в современном мире является сокращение сроков создания промышленных изделий, а также снижение их себестоимости, начиная с момента выдачи технического задания на проектирование и заканчивая внедрением изделия в серийное производство. Автомобилестроение – одна из тех отраслей, в которой указанные тенденции проявляются особенно сильно. Как следствие этого, снижение сроков и стоимости проектирования изделия является важной задачей, одним из главных критериев совершенства всего процесса проектирования.

В настоящей работе в качестве объекта исследования рассматриваются расчеты на прочность узлов и деталей несущей системы (рамы) карьерного самосвала [1], моста и подвески.



В процессе эксплуатации карьерного самосвала его узлы и детали накапливают усталостные повреждения и, как следствие, разрушаются при достижении предельного состояния. Устранение поломок, как правило, влечет за собой значительные материальные потери, как из-за стоимости запасных частей, так и из-за «простоев» техники. Поэтому еще на стадии проектирования необходимо закладывать оптимальные технологические и конструктивные решения [2-5].

Предлагается подход при создании автономных карьерных самосвалов грузоподъемностью 240 тонн, который при адекватном использовании может позволить снизить объемы неоправданных трудозатрат благодаря рационализации выбора расчетных случаев на начальном этапе проектирования в процессе последовательного поиска образа конструкции [5], наиболее полно удовлетворяющего заданным требованиям.

Прочность элементов конструкции оценивается путем сопоставления возникающих в них усилий от действующих нагрузок [6]. Требования прочности и жесткости конструкции являются одними из ключевых, адекватное их выполнение не просто может сделать конструкцию надежной, эффективной и работоспособной, но и зачастую обеспечить в принципе сам факт возможности ее изготовления и существования. Вследствие этого этап расчета создаваемого изделия на прочность является одним из наиболее ответственных этапов проектирования, ошибки при выполнении которого в определенных случаях могут обесценить всю дальнейшую работу. Для получения качественных и безошибочных результатов расчетов на прочность необходимо обязательное выполнение, как минимум, двух условий: во-первых, адекватность исходных данных; во-вторых, отсутствие ошибок в процессе проведения непосредственно самого расчета. Как показывает практика, в тех компаниях и отраслях промышленности, где отсутствуют жесткие регламентированные стандарты расчетов на прочность (относительно исходных данных в виде нагрузочных режимов и критериев оценки полученных результатов на предмет соответствия/несоответствия заданным требованиям) первое условие в силу ряда причин является наиболее критичным. Второй аспект (отсутствие ошибок в расчете) в большей степени носит технический характер. Соответственно, рациональный выбор нагрузочных режимов, используемых при расчетах, является крайне ответственным решением, результат которого является достаточно субъективным и в значительной степени определяется уровнем квалификации разработчика. Как правило, инженеры при рассмотрении расчетных нагрузочных режимов стараются выбирать их таким образом, чтобы они максимально полно отражали в себе все возможные режимы эксплуатации будущего изделия [7-16]. Следовательно, если вести речь о грузовом автомобиле технологического назначения, количество таких режимов достаточно велико и в большинстве случаев измеряется несколькими десятками.

На схемах Рис. 1 и 2 представлены преимущества и недостатки использования большого количества нагрузочных режимов.

На основании вышесказанного можно резюмировать, что большое количество используемых в расчетах нагрузочных режимов, с одной стороны, позволяет качественно прогнозировать свойства разрабатываемой конструкции, удовлетворяющей заданным требованиям прочности, что позволяет в конечном счете получить прогнозируемо качественное изделие, а с другой – ощутимо замедляет весь процесс проектирования.

В подавляющем большинстве случаев в процессе анализа результатов может выясниться, что для каждой рассматриваемой модели наиболее опасными (определяющими итоговую работоспособность или, напротив, неработоспособность конструкции) режимами нагружения является достаточно малое их число: как правило, не более пяти, а во многих случаях – один-два из первоначально рассматриваемых двадцати-сорока. Именно эти режимы в итоге определяют вид диаграммы огибающих напряжений.

Для выявления наиболее тяжелых режимов нагружения узлов автономных КС грузоподъемностью 240 тонн и дальнейшей их систематизации с целью исследования расчетных режимов и установления закономерности изменения технико-эксплуатационных показателей рассмотрим результаты прочностных расчетов на примере сочлененного самосвала (полной массой 70 т), карьерного самосвала (полной массой 110-130 т), роботизированного карьерного самосвала (полной массой 170 т).



В Таблицах 1, 2 и 3 приводятся примеры анализа результатов расчета на прочность ряда узлов и деталей, относящихся в основном к несущей системе (раме), мостам и подвеске, для нескольких типов грузовых автомобилей. Ячейки в строчке таблицы напротив режима нагружения выделены красным, если этот режим является опасным для детали, указанной в заголовке данного столбца. Если режим является опасным для хотя бы одной из рассматриваемых деталей самосвала (если в соответствующей ему строчке есть хотя бы одна красная ячейка), он выделяется желтым.

Анализируя приведенные данные выше представленных таблиц, даже при рассмотрении нескольких основных узлов можно увидеть, что общее количество опасных режимов составляет не более 6-9 из общего количества 25-33 расчетных случаев, причем в большинстве случаев они являются однотипными.

Если вести речь о расчете одного конкретного узла в определенный момент времени, что и имеет место в реальной практической деятельности проектирования, то число наиболее опасных нагрузочных режимов применительно к конкретному узлу конкретного типа автомобиля можно свести к 1-6 для сложных и габаритных конструкций наподобие рамы; 2-3 – для подвески автомобиля или моста как узла в сборе; 1-2 – для отдельных деталей узла (например, рычаг подвески), либо элементов креплений, таких как буксировочные проушины или кронштейны опор агрегатов трансмиссии.

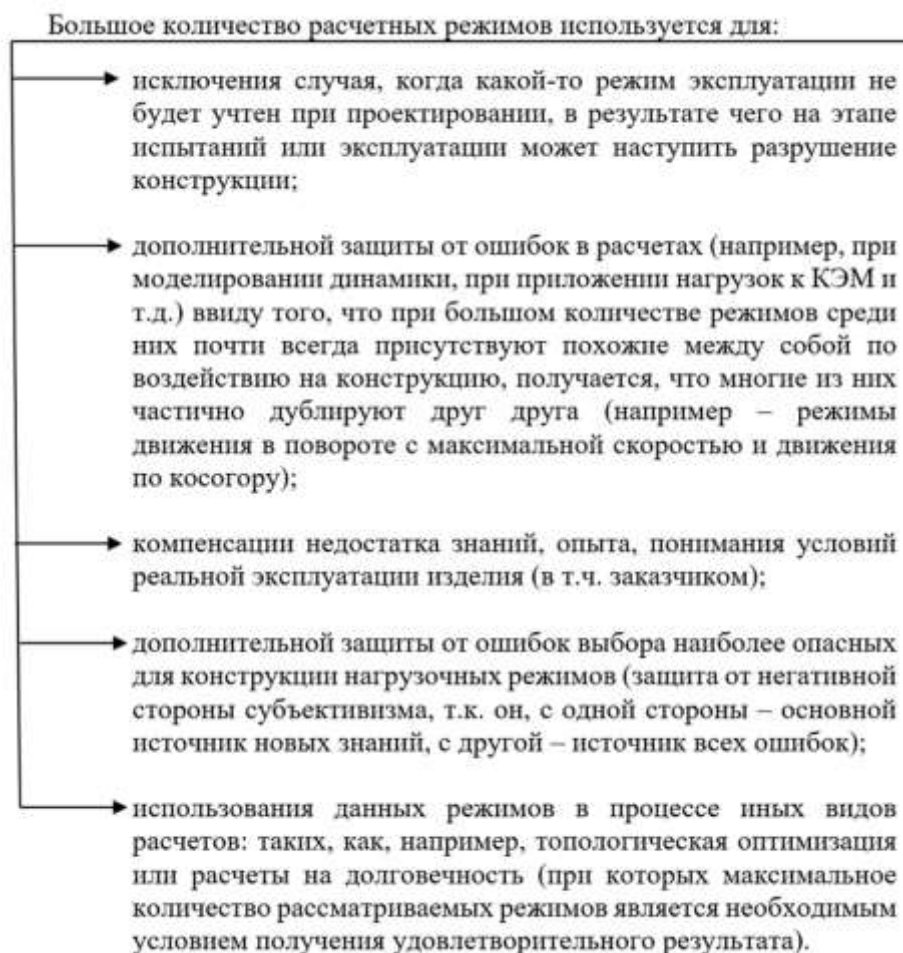


Рис. 1. Преимущества использования большого количества нагрузочных режимов  
Fig. 1. Benefits of using large quantities load conditions

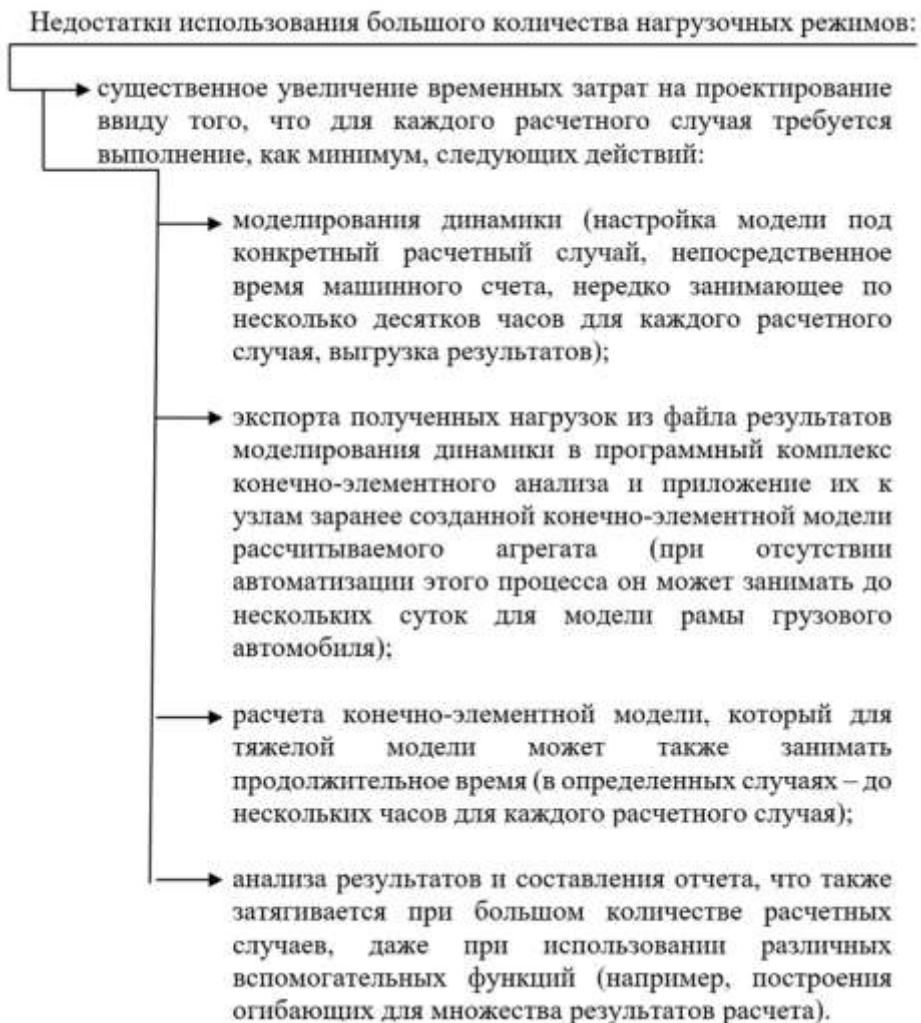


Рис. 2. Недостатки использования большого количества нагрузочных режимов

Fig. 2. Disadvantages of using a large number of load modes

Таблица 1. Сочлененный самосвал 6×6 полной массой 70 т (максимальные напряжения в модели конструкции возникают при режимах торможения, тяги, движения по косогору, диагонального вывешивания и буксировки)

Table 1. Articulated dump truck 6×6 with a total weight of 70 tons (maximum stresses in the design model occur during braking, traction, slope movement, diagonal hanging and towing modes)

Расчетный режим		Узел автомобиля						
		Рама передняя	Буксировочные проушины	Рычаг подвески	Кронштейн и тяга Панара	Кронштейн ППР	Шаровой палец подвески	Кронштейны раздаточной коробки
11	Статика							
22	Торможение с замедлением 1g при движении вперед							
33	Торможение с замедлением 1g при движении назад							



Расчетный режим		Узел автомобиля						
		Рама передняя	Буксировочные проушины	Рычаг подвески	Кронштейн и тяга Панара	Кронштейн ПГР	Шаровой палец подвески	Кронштейны раздаточной коробки
44	Тяга в гору передним ходом (48% уклон)							
55	Тяга в гору задним ходом (48% уклон)							
66	Удержание (стоянка) на подъеме (70% уклон)							
77	Удержание (стоянка) на спуске (70% уклон)							
88	Движение по косоугору (крен вправо, 50% уклон)							
99	Движение по косоугору (крен влево, 50% уклон)							
110	Поворот вправо на месте (хороший асфальт) – начало складывания рам							
11	Поворот влево на месте (хороший асфальт) – начало складывания рам							
112	Опрокидывание груза с платформы (50% наклона платформы – груз залип / застрял)							
113	Опрокидывание груза с платформы (90% наклона платформы – груз залип / застрял)							
114	Диагональное вывешивание переднего левого колеса и колес правого борта задней тележки							
115	Диагональное вывешивание переднего правого колеса и колес левого борта задней тележки							
116	Симметричный пробой переднего модуля 2.5g							
117	Симметричный пробой центрального модуля 2.5g							
118	Симметричный пробой заднего модуля 2.5g							
119	Симметричный подъем краном за проушины передней рамы и проушины платформы (снаряженная масса)							



Расчетный режим		Узел автомобиля						
		Рама передняя	Буксировочные проушины	Рычаг подвески	Кронштейн и тяга Панара	Кронштейн ПГР	Шаровой палец подвески	Кронштейны раздаточной коробки
220	Поворот вправо на месте (хороший асфальт) – максимальный угол складывания рам							
221	Поворот влево на месте (хороший асфальт) – максимальный угол складывания рам							
222	Тяга за проушины 0,5G под углом $\pm 25^\circ$ к продольной оси автомобиля							
223	Тяга за проушины 0,5G (365 кН) под углом $\pm 10^\circ$ к продольной оси автомобиля в вертикальной плоскости							
224	Тяга за проушины 1,5G (1095 кН) параллельно продольной оси автомобиля							
225	Тяга за проушины 1,5G (1095 кН) под углом $\pm 5^\circ$ к продольной оси автомобиля в вертикальной плоскости							

Таблица 2. Карьерный самосвал полной массой 110-130 т (максимальные напряжения в модели конструкции возникают при режимах торможения, поворота, буксировки и разгрузки)

Table 2. Mining dump truck with a gross weight of 110-130 tons (maximum stresses in the design model occur during braking, turning, towing and unloading modes)

Расчетный режим		Узел автомобиля	
		Рама	Картер ведущего моста
1	Статика с грузом		
2	Переезд рампы на спуске		
3	Переезд рампы на подъеме		
4	Переезд рампы задним ходом на спуске		
5	Переезд рампы задним ходом на подъеме		
6	Косогор		
7	Торможение передним ходом		
8	Торможение задним ходом		
9	Разгон передним ходом		
10	Разгон задним ходом		
11	Движение по кругу с $R_{min}$ передним ходом с грузом		
12	Движение по кругу с $R_{min}$ задним ходом с грузом		



Расчетный режим		Узел автомобиля	
		Рама	Картер ведущего моста
13	Поворот передней оси на месте с грузом 1		
14	Поворот передней оси на месте с грузом 2		
15	Поворот задней оси на месте с грузом 1		
16	Поворот задней оси на месте с грузом 2		
17	Торможение с блокировкой колес передним ходом		
18	Торможение с блокировкой колес задним ходом		
19	Упор колес при разгрузке		
20	Подъем с поворотом с грузом вперед		
21	Спуск с поворотом с грузом назад		
22	Спуск с поворотом с грузом вперед		
23	Подъем с поворотом с грузом назад		
24	Подъем и буксировка передней части с грузом на спуске		
25	Подъем и буксировка передней части с грузом на подъеме		
26	Подъем и буксировка передней части с грузом на горизонтальной поверхности		
27	Подъем и буксировка задней части с грузом на спуске		
28	Подъем и буксировка задней части с грузом на подъеме		
29	Подъем и буксировка задней части с грузом на горизонтальной поверхности		
30	Подъем колес на 1		
31	Подъем колес на 2		
32	Разгрузка		
33	Аварийная разгрузка		

В качестве более подробной иллюстрации указанных заключений можно привести пример результатов расчета передней рамы прототипа сочлененного самосвала 6х6 полной массой 70 т (Таблица 1) для 25-ти случаев нагружения. Результаты расчета эквивалентных напряжений по фон Мизесу в модели рамы приведены на Рис. 3. Красным цветом выделены номера случаев нагружения, являющиеся самыми тяжелыми согласно данным из Таблицы 1.

Ниже на Рис. 4 показана огибающая напряжений, построенная для всех 25-ти расчетных случаев, а на Рис. 5 – такая же огибающая, построенная на основании шести самых тяжелых режимов. Как можно понять из сопоставления рисунков, обе картины огибающих практически не имеют заметных отличий, на основании чего можно сделать вывод о том, что проведение расчетов на большое число нагрузочных режимов не всегда влияет на конечный результат и, следовательно, не всегда имеет практический смысл.

Если продолжить анализ нагрузочных режимов для данной рамы, то можно увидеть, что режимы с номерами 8 и 9 (движение по косогору), а также режимы 14 и 15 (диагональное вывешивание колес) симметричны относительно продольной оси автомобиля, что при условии практически полной симметричности относительно той же оси конструкции рамы и расположения на ней агрегатов и груза позволяет свести указанные четыре режима к двум.



Таблица 3. Роботизированный карьерный самосвал 4×2 полной массой 240 т (максимальные напряжения в модели конструкции возникают при режимах разгона-торможения и поворота)  
 Table 3. Robotic mining dump truck 4×2 with a total weight of 240 tons (maximum stresses in the design model occur during acceleration-deceleration and rotation modes)

Расчетный режим	Узел автомобиля			
	Рама	Рычаг передней подвески (левый)	Задний мост	КСУ (поворотный кулак, пластина и проставка КСУ, сошка, верхняя стойка, пластина верхней стойки, пальцы, пластины пальцев, шаровые опоры, ступичные болты, болты сошки)
1	Статика без груза			
2	Статика с грузом			
3	Переезд рампы 10% на спуске с грузом			
4	Переезд рампы 10% на спуске без груза			
5	Переезд рампы задним ходом на спуске			
6	Переезд рампы 10% на подъеме без груза			
7	Косогор			
8	Разгон с грузом вперед			
9	Торможение с грузом передним ходом			
10	Разгон с грузом назад			
11	Торможение с грузом назад			
12	Разгон без груза вперед			
13	Торможение без груза вперед			
14	Разгон без груза назад			
15	Торможение без груза назад			
16	Движение по кругу с $R_{min}$ передним ходом с грузом			
17	Движение по кругу с $R_{min}$ передним ходом без груза			
18	Движение по кругу с $R_{min}$ задним ходом с грузом			
19	Движение по кругу с $R_{min}$ задним ходом без груза			
20	Поворот на месте управляемых колес налево			
21	Поворот на месте управляемых колес направо			
22	Проезд коридора			
23	Торможение на спуске с грузом			
24	Торможение на спуске без груза			
25	Упор колес при разгрузке			
26	Подъем с поворотом вперед			
27	Спуск с поворотом вперед			



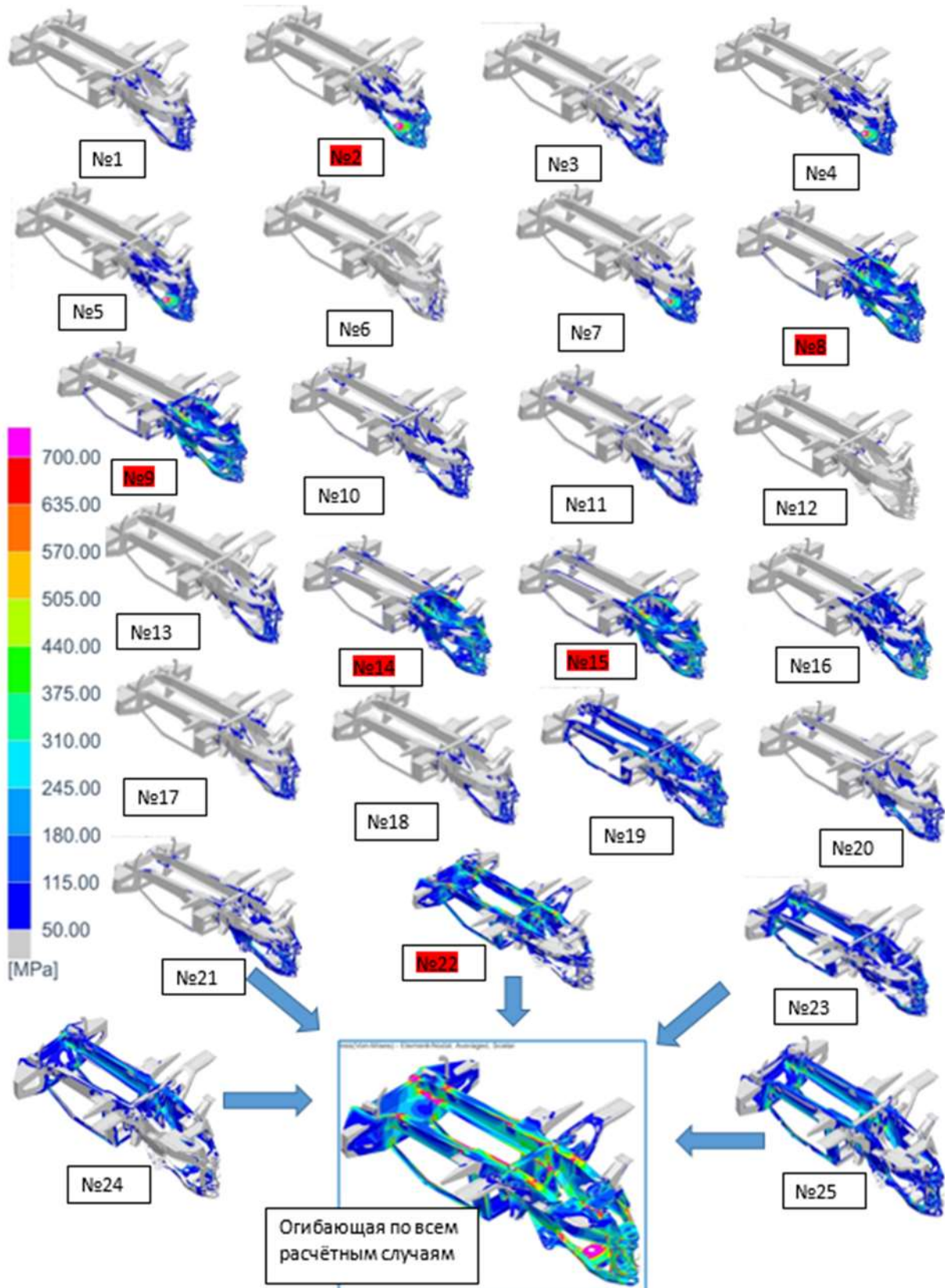
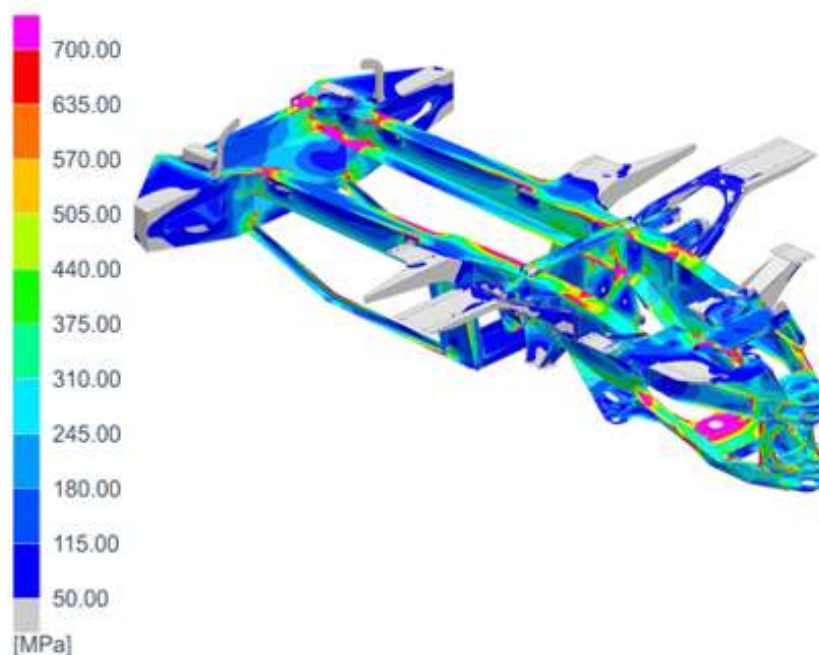
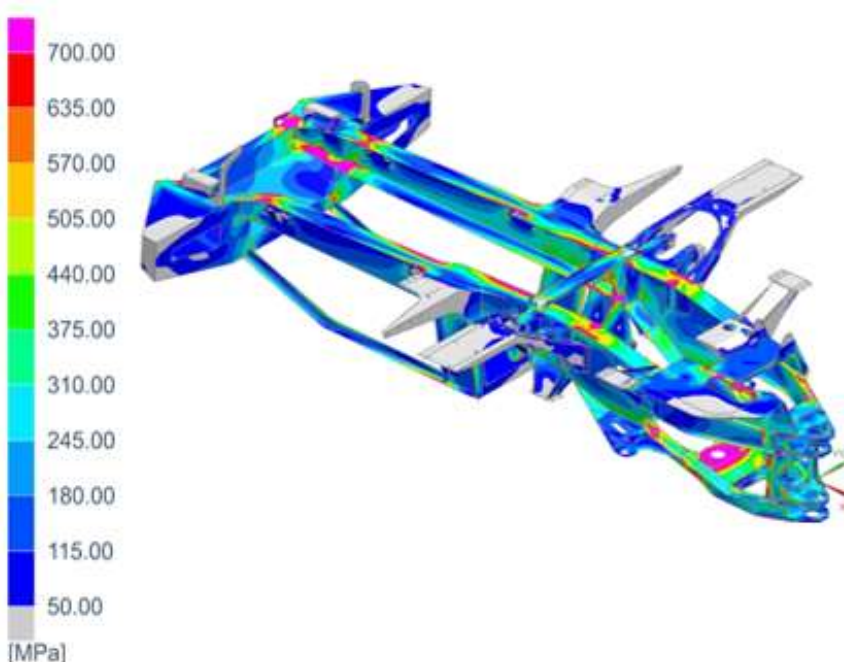


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по фон Мизесу в модели рамы (случаи нагружения 1-25) и огибающая напряжений

Fig. 3. Equivalent von Mises stresses in the frame model (load cases 1-25) and stress envelope



*Рис. 4. Огибающая напряжений по фон Мизесу, построенная для всех расчетных случаев*  
*Fig. 4. Stress envelope according to von Mises, constructed for all design cases*



*Рис. 5. Огибающая напряжений по фон Мизесу, построенная для шести самых тяжелых расчетных случаев*  
*Fig. 5. Stress envelope according to von Mises, constructed for the six most severe design cases*

Таким образом, правомерно утверждать, что для получения интегральной картины напряженного состояния (картины огибающих напряжений) модели рамы данного автомобиля при условии симметричности его [автомобиля] конструкции достаточно рассмотреть всего четыре нагрузочных режима вместо исходных двадцати пяти без ощутимой потери в точности



полученного результата. Это режимы «Торможение с ускорением 1G при движении вперед», «Движение по косоугору», «Диагональное вывешивание», а также «Тяга за проушины усилием 0,5G под углом 25° к продольной оси автомобиля». Следует отметить, что указанные режимы в своей сущности близки тем, которые рекомендуются в качестве расчетных при проектировании несущих систем автомобилей специального назначения в отечественной и зарубежной специализированной литературе.

Следует подчеркнуть, что сказанное выше не подразумевает полного отказа от проведения расчетов на все изначально существующие нагрузочные режимы: предлагается лишь сократить количество расчетных случаев на начальных этапах проектирования, выбирая из них лишь заведомо наиболее тяжелые, с целью сокращения затрат времени, связанных с расчетами. Причины рассмотрения большого количества нагрузочных режимов были указаны выше, ввиду чего после формирования окончательного облика проектируемой конструкции финальные поверочные расчеты необходимо выполнять для всех режимов нагружения.

На основании вышеизложенного можно сформулировать методику, описывающую этапы процесса проектирования, связанные с прочностными расчетами. В общем виде она состоит из следующих пунктов:

- определение всей совокупности нагрузочных режимов, используемых при расчетах конструкции на прочность;
- выбор из всей совокупности режимов нескольких наиболее опасных для данной конкретной рассматриваемой детали (узла);
- проведение динамических расчетов для выбранных нагрузочных режимов с целью получения нагрузок для квазистатического расчета прочности;
- импорт полученных нагрузок в программный комплекс конечно-элементного анализа, их приложение к заранее созданной КЭ модели, проведение расчетов и анализ результатов;
- модернизация модели исходной конструкции на основании полученных данных и повторение расчетов. Повторение данного пункта до момента получения конструкции, удовлетворяющей заданным требованиям для выбранных нагрузочных режимов;
- повторение всего цикла расчетов для всей совокупности нагрузочных режимов с целью проверки соответствия конструкции требованиям прочности для всех режимов.

### **Выводы и заключение**

На начальных этапах проектирования для расчетов общей прочности нет необходимости рассматривать все существующие случаи нагружения при создании автономных КС грузоподъемностью 240 тонн. Достаточно использовать основные режимы, наиболее характерно нагружающие рассматриваемый узел или деталь КС.

На примере трех грузовых автомобилей технологического назначения показано, что общее количество наиболее тяжелых режимов составляет не более 7-9 из общего количества 25-33 расчетных режимов. Число наиболее опасных нагрузочных режимов применительно к конкретному узлу конкретного типа автомобиля можно свести к 1-6 для сложных и габаритных конструкций наподобие рамы (причем при учете условий симметрии это количество может быть сокращено до 1-4); 2-3 – для подвески автомобиля или моста как узла в сборе; 1-2 – для отдельных деталей узла (например, рычаг подвески), либо элементов креплений, таких как буксировочные проушины или кронштейны опор агрегатов трансмиссии.

На финальных этапах окончательно утвержденная конструкция автономного КС грузоподъемностью 240 тонн должна быть рассчитана на все существующие нагрузочные режимы с целью контроля отсутствия ошибок при первоначальном выборе самых тяжелых случаев и проверки местной прочности элементов конструкции. Указанный подход позволяет сократить время, затрачиваемое на проектирование изделия без потери качества итоговых результатов. Следующим этапом данной работы может быть более глубокое исследование темы с составлением рекомендаций по выбору основных расчетных случаев начальных этапов для каждого типового узла различных типов специальных автомобилей.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения № 075-11-2022-016 от 07.04.2022 г. с ПАО*



«КАМАЗ» по комплексному проекту «Создание высокотехнологичного производства автономных карьерных самосвалов грузоподъемностью 240 тонн с отечественным тяговым приводом для работы в системе цифровой добычи полезных ископаемых открытым способом», при участии ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» в части выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

### **Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2023 Авторы. Издательство Кузбасского государственного технического университета имени Т.Ф. Горбачева. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

### **Информация об авторах**

**Рахаев Сергей Михайлович**, ведущий конструктор МГТУ им. Н.Э. Баумана  
e-mail: kartashov@bmstu.ru

**Газизуллин Руслан Ленарович**, ассистент кафедры СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»  
e-mail: rlgazizullin@bmstu.ru

**Карташов Александр Борисович**, к.т.н., доцент кафедры СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, директор НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»  
e-mail: kartashov@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН» 105005, Российская Федерация, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5

**Дубинкин Дмитрий Михайлович**, к.т.н., доцент кафедры горных машин и комплексов  
e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

**Зеляева Елена Андреевна**, младший научный сотрудник научного центра «Цифровые технологии»  
e-mail: zelayeva@kuzstu.ru

Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева  
650000, Российская Федерация, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

### **Список литературы**

1. Хорешок А.А., Дубинкин Д.М., Зеляева Е.А. Обзор конструкций несущих систем (рам) карьерных автосамосвалов грузоподъемностью до 110 т // Техника и технология горного дела. – 2022. – № 1 (16). – С. 4-16. – DOI: 10.26730/2618-7434-2022-1-4-15.
2. Васильев М.В., Смирнов В.П., Кулешов А.А. Эксплуатация карьерного автотранспорта. - М.: Недра, 1979. - 280 с.
3. Доронин С.В., Бабушкин А.В. Механика разрушения. Разрушения и дефектность технических систем. – Красноярск.: ИПЦ КГТУ, 2004. – 108 с.
4. Дубинкин Д.М., Чичекин И.В., Левенков Я.Ю., Арутюнян Г.А. Разработка имитационной модели динамики карьерного автосамосвала для определения нагрузок, действующих на несущую систему и грузовую платформу при загрузке и разгрузке дисперсного груза // Горная промышленность. – 2021. – № 6. – С. 117-126. – DOI 10.30686/1609-9192-2021-6-117-126.



5. Дубинкин Д.М. Основы цифрового создания автономных карьерных самосвалов // Горное оборудование и электромеханика. – 2022. – № 2(160). – С. 39-50. – DOI 10.26730/1816-4528-2022-2-39-50.
6. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.: Несущая способность и расчет деталей машин на прочность.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
7. Гончаров П.С., Артамонов И.А., Халитов Т.Ф.: NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М.: ДМК Пресс, 2012. – 504с.
8. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.
9. Гончаров П.С., Денисихин С.В., Артамонов И.А., Сотник Д.Е., Халитов Т.Ф.: NX Advanced Simulation. Практическое пособие. М.: ДМК Пресс, 2014. – 112 с.
10. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. – М.: ДМК Пресс, 2013. – 784 с.: ил.
11. Вдовин Д.С., Левенков Я.Ю., Чичекин И.В. Нагружение конечно-элементных моделей несущих систем колесных машин с применением метода inertia relief и твердотельной динамической модели автомобиля. В кн.: Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем: материалы Международного автомобильного научного форума (МАНФ-2018), г. Москва, 18-19 октября 2018 г. М.: НАМИ; 2018. С. 620-640.
12. Барышников Ю.Н. Проблемы создания математических моделей для расчёта несущих систем карьерных самосвалов // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4, ч. 2. – С. 54–56.
13. Кулагин В.А. Разработка основ метода определения ресурса несущих элементов ходовой части автомобиля на базе технологий виртуального и полунатурного эксперимента / Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук, Москва, 2022.
14. Яковлев В.Л., Тарасов П.И., Журавлев А.Г., Мариев П.Л. Требования к совершенствованию конструкций карьерных автосамосвалов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3-4(20-21). – С. 86-92.
15. Открытые горные работы – XXI век. Справочник. Том 1. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю. и другие. Под ред. Анистратова К.Ю.: М., ООО «Система максимум», 2019. 640 с.: ил.
16. Открытые горные работы – XXI век. Справочник. Том 2. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю. и другие. Под ред. Анистратова К.Ю.: М., ООО «Система максимум», 2019. 872 с.: ил.

## SELECTION OF LOAD CONDITIONS AT THE INITIAL STAGES OF LOAD-BEARING SYSTEMS (FRAMES) DESIGNING OF MINING DUMP TRUCKS

**Sergey M. Rakhaev<sup>1</sup>, Ruslan L. Gazizullin<sup>1</sup>, Aleksandr B. Kartashov<sup>1</sup>,  
Dmitry M. Dubinkin<sup>2</sup>, Elena A. Zelyaeva<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN R&D

<sup>2</sup> T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University



### Article info

Received:  
29 October 2023

Revised:  
28 November 2023

Accepted:  
04 December 2023

### Abstract.

One of the necessary and at the same time very labor-intensive stages in the design of almost any component of a modern car is the stage of performing strength calculations. The most important task, the solution of which allows us to ensure the adequacy of the results obtained when performing this stage, is the correct choice of load modes used in the calculations.

The purpose of this work is to formulate an approach that allows reducing the number of design loading cases used in the early stages of design, when there is no detailed and approved image of the structure being developed, in order to reduce the overall design time without losing the quality of the final result.



**Keywords:** strength, calculations, load conditions, development time, supporting system, design, quarry dump truck, open pit mining

This article presents the principle of research, which consists in analyzing the results of calculations of the stress-strain state of the structure of various elements of the car for the entire set of operating load modes, selecting the most severe ones in accordance with the calculation results, and comparing the integral results for the entire set of modes with integral results of the previously selected most severe modes.

On the basis of this work, it is possible to develop methodological recommendations for the rational selection of design load modes used in analyzing the strength of a structure at the initial design stage in order to save overall calculation time.

---

**For citation** Rakhaev S.M, Gazizullin R.L., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Zelyaeva E.A. (2023) Selection of load conditions at the initial stages of load-bearing systems (frames) designing of mining dump trucks, *Journal of mining and geotechnical engineering*, 4(23):41. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-41-55, EDN: TSVQGN

---

*The work is financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation under the agreement dated 07.04.2022 № 075-11-2022-016 with PJSC KAMAZ on the integrated project "Development of high-tech production of autonomous mining dump trucks with a lifting capacity of 240 tons with a domestic traction drive for operation in an open-source digital mining system", with participation of T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University in terms of research, development and technological works.*

### References

1. Khoreshok A.A., Dubinkin D.M., Zelyaeva E.A. Obzor konstruktivnykh nesushchikh sistem (ram) kar'ernykh avtosamosvalov gruzopod"emnost'yu do 110 t // *Tekhnika i tekhnologiya gornogo dela*. – 2022. – № 1 (16). – S. 4-16. – DOI: 10.26730/2618-7434-2022-1-4-15.
2. Vasil'ev M.V., Smirnov V.P., Kuleshov A.A. *Ekspluatatsiya kar'ernogo avtotransporta*. - M.: Nedra, 1979. - 280 s.
3. Doronin S.V., Babushkin A.V. *Mekhanika razrusheniya. Razrusheniya i defektnost' tekhnicheskikh sistem*. – Krasnoyarsk.: IPTs KGTU, 2004. – 108 s.
4. Dubinkin D.M., Chichekin I.V., Levenkov Ya.Yu., Arutyunyan G.A. Razrabotka imitatsionnoy modeli dinamiki kar'ernogo avtosamosvala dlya opredeleniya nagruzok, deystviyushchikh na nesushchuyu sistemu i gruzovuyu platformu pri zagruzke i razgruzke dispersnogo gruzha // *Gornaya promyshlennost'*. – 2021. – № 6. – S. 117-126. – DOI 10.30686/1609-9192-2021-6-117-126.
5. Dubinkin D.M. Osnovy tsifrovogo sozdaniya avtonomnykh kar'ernykh samosvalov // *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. – 2022. – № 2(160). – S. 39-50. – DOI 10.26730/1816-4528-2022-2-39-50.
6. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneyderovich R.M.: *Nesushchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost'*: Mashinostroenie, 1975. – 488 s.
7. Goncharov P.S., Artamonov I.A., Khalitov T.F.: *NX Advanced Simulation. Inzhenernyy analiz*. M.: DMK Press, 2012. – 504s.
8. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: V 3 t. T. 2 / B.A. Afanas'ev, L.F. Zheglov, V.N. Zuzov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana*. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2008. – 528 s.
9. Goncharov P.S., Denisikhin S.V., Artamonov I.A., Sotnik D.E., Khalitov T.F.: *NX Advanced Simulation. Prakticheskoe posobie*. M.: DMK Press, 2014. – 112 s.
10. Rychkov S. P. *Modelirovanie konstruktivnykh v srede Femap with NX Nastran*. – M.: DMK Press, 2013. – 784 s.: il.
11. Vdovin D.S., Levenkov Ya.Yu., Chichekin I.V. Nagruzhenie konechno-elementnykh modeley nesushchikh sistem kolesnykh mashin s primeneniem metoda inertia relief i tverdotel'noy dinamicheskoy modeli avtomobilya. V kn.: *Tekhnologii i komponenty intellektual'nykh transportnykh sistem: materialy Mezhdunarodnogo avtomobil'nogo nauchnogo foruma (MANF-2018)*, g. Moskva, 18-19 oktyabrya 2018 g. M.: NAMI; 2018. S. 620-640.
12. Baryshnikov Yu.N. Problemy sozdaniya matematicheskikh modeley dlya rascheta nesushchikh sistem kar'ernykh samosvalov // *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo*. – 2011. – № 4, ch. 2. – S. 54–56.



13. Kulagin V.A. Razrabotka osnov metoda opredeleniya resursa nesushchikh elementov khodovoy chasti avtomobilya na baze tekhnologiy virtual'nogo i polunaturnogo eksperimenta / Dissertatsiya na soiskanie uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk, Moskva, 2022.
14. Yakovlev V.L., Tarasov P.I., Zhuravlev A.G., Mariev P.L. Trebovaniya k sovershenstvovaniyu konstruksiy kar'ernykh avtosamosvalov // Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov. – 2012. – № 3-4(20-21). – S. 86-92.
15. Otkrytye gornye raboty – XXI vek. Spravochnik. Tom 1. Anistratov Yu.I., Anistratov K.Yu. i drugie. Pod red. Anistratova K.Yu.: M., OOO «Sistema maksimum», 2019. 640 s.: il.
16. Otkrytye gornye raboty – XXI vek. Spravochnik. Tom 2. Anistratov Yu.I., Anistratov K.Yu. i drugie. Pod red. Anistratova K.Yu.: M., OOO «Sistema maksimum», 2019. 872 s.: il.

### **Conflicts of Interest**

The authors declare no conflict of interest.

© 2023 The Authors. Published by T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

### **Information about the authors**

*Sergey M. Rakhaev*, lead engineer  
e-mail: rakhaev@bmstu.ru

*Ruslan L. Gazizullin*, assistant lecturer  
e-mail: rlgazizullin@bmstu.ru

*Aleksandr B. Kartashov*, C. Sc. in Engineering, associate professor  
e-mail: kartashov@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University  
105005, Russian Federation, Moscow, 5 2nd Baumanskaya Street

*Dmitry M. Dubinkin*, C. Sc. in Engineering, associate professor  
e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

*Elena A. Zelyaeva*, junior researcher  
e-mail: zelayevaea@kuzstu.ru

T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University  
650000, Russian Federation, Kemerovo, 28 Vesennaya St.

