

ISSN 1999-4125 (Print)

ISSN 2949-0642 (Online)

Научная статья

УДК 621.9.048.6

DOI: 10.26730/1999-4125-2025-5-29-41

АНАЛИЗ СПОСОБА ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ СИЛОВОЙ СТРУКТУРЫ МЕХАТРОННОЙ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ «ОБРАТНОЙ РАЗРАБОТКИ»

Бокарев Александр Игоревич¹, Левочкин Артем Алексеевич¹, Рахаев Сергей Михайлович¹,
Дубинкин Дмитрий Михайлович², Пашков Дмитрий Алексеевич²

¹ МГТУ им. Н. Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»

² Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева

* для корреспонденции: ddm.tm@kuzstu.ru



Информация о статье

Поступила:

11 сентября 2025 г.

Одобрена после

рецензирования:

22 сентября 2025 г.

Принята к публикации:

30 сентября 2025 г.

Опубликована:

23 октября 2025 г.

Ключевые слова:

грузовой автомобиль,
проектирование, рычаг,
мехатронная трансмиссия,
прочность, долговечность,
ведущий мост, обратная
разработка, реверс-
инжиниринг

Аннотация.

Системный процесс создания любого автомобиля претерпевает этапы концептирования, разработки и индустриализации. Наиболее важным этапом является концептирование, от хорошей проработки которого будет зависеть совершенство и качество технического облика конечного продукта. Наиболее консервативный и классический процесс проектирования вновь создаваемого автомобиля основан на исследовании аналогов. основополагающим инженерным вопросом в процессе проектирования является правильный выбор, интерпретация и моделирование нагрузочных режимов для каскадирования нагрузок по всем компонентам силовой структуры шасси автомобиля. От качества и количества исходных данных при моделировании нагруженности будет сильно зависеть технический облик и конструктив компонентов силовой структуры, однако проблема достоверности нагрузок всегда остается острой и актуальной. В условиях, когда исходные данные в виде эксплуатационных нагрузок для вновь создаваемого автомобиля отсутствуют, можно опираться на исследование технического облика и конструктива компонентов автомобилей-аналогов. Подобное исследование может позволить сформировать нагрузочные режимы и адаптировать их уровень по критериям прочности и долговечности, чтобы гарантированно получить силовую структуру компонента не хуже, чем у аналога. В рамках демонстрации преимуществ подхода в данной работе приводится процесс развития оригинальной геометрии несущих рычагов мехатронной трансмиссии грузового автомобиля на базе исследования конструкции-аналога зарубежного производителя. Новизна работы заключается в получении более совершенной конструкции несущих рычагов по удельным показателям прочности и долговечности, что формирует тренд энергетической эффективности. Результатом данной работы является общая демонстрация преимуществ применения метода «обратной разработки» на примере проектирования несущих рычагов мехатронной трансмиссии грузового автомобиля, а также подтверждение адекватности и обоснованности применяемых методов моделирования нагруженности. Целью работы является развитие методов проектирования и наработка опыта в области расчетных исследований за счет использования метода «обратной разработки».

Для цитирования: Бокарев А.И., Левочкин А.А., Рахаев С.М., Дубинкин Д.М., Пашков Д.А. Анализ способа проектирования компонентов силовой структуры мехатронной трансмиссии грузового автомобиля методом «обратной разработки» // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2025. № 5 (171). С. 29-41. DOI: 10.26730/1999-4125-2025-5-29-41, EDN: BMNHTV

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по соглашению от 30.09.2022 г. №075-15-2022-1198 с ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева» Комплексной научно-технической программы полного инновационного цикла «Разработка и внедрение комплекса технологий в областях разведки и добычи твердых полезных ископаемых, обеспечения промышленной безопасности, биоремедиации, создания новых продуктов глубокой переработки из угольного сырья при последовательном снижении экологической нагрузки на окружающую среду и рисков для жизни населения» (КНТП «Чистый уголь – Зеленый Кузбасс») утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 11 мая 2022 г. № 1144-р в рамках реализации мероприятия «Разработка и создание беспилотного карьерного самосвала челночного типа грузоподъемностью 220 тонн» в части выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Введение

На фоне значимости проблемы экологической безопасности современное машиностроение имеет тенденцию развития в направлении электрификации. Для грузовых автомобилей и автобусов в этом направлении одним из характерных эффективных решений является тренд развития мехатронных трансмиссий. Мехатронные трансмиссии представляют собой конструкцию, где тяговый мотор-редуктор интегрирован в силовую конструкцию ведущего моста. Данное техническое решение предполагает уменьшение количества механических передач, что отражается на значительном снижении потери мощности. Мехатронные трансмиссии обладают определенными преимуществами в вопросе компоновки, поскольку позволяют правильно перераспределить место в пространстве проектирования.

Направлением развития мехатронных трансмиссий занимались такие отечественные и зарубежные исследователи, как Г. О. Котиев [1-2], А. Б. Карташов и Р. Л. Газизуллин [3-4], Е. С. Шкарупелов [5], Н. В. Бузунов [6], А. С. Гусев [7], Б. В. Падалкин [8], М. Р. Rossey и Е. А. Vaughan [9], T. G. Devreese и W. W. Galoppin [10], С. Keeney и М. С. Smith [11], P. Garcia [12] и многие другие.

Проектирование силовой структуры мехатронных трансмиссий, отвечающих эксплуатационным требованиям прочности и долговечности, становится все более сложной инженерной задачей. Требования соответствия необходимым критериям прочности и долговечности в области машиностроения становятся все более труднодостижимыми. Наблюдается общая тенденция энергетической эффективности путем снижения массы компонентов и систем. Данная тенденция становится возможной в том числе за счет развития и совершенствования технологий изготовления и проектирования компонентов, а

также за счет развития расчетных методов. Наиболее правильным подходом проектирования является подход базирования на аналогах, особенно на фоне недостаточно обоснованных и применяемых методов моделирования. Данная статья носит характер демонстрации и анализа рационального подхода проектирования рычагов мехатронной трансмиссии на базе метода «обратной разработки» (с англ. «reverse engineering»). Использование метода «обратной разработки» дает по меньшей мере возможность проверки адекватности применяемых расчетных методов и обеспечение сравнительно лучших удельных показателей продукта, что также может служить одним из вариантов подтверждения адекватности применяемых режимов моделирования нагруженности и критериев их оценки. Авторы статьи заинтересованы в вопросе выбора рациональных методов проектирования для достижения наилучшего результата с точки зрения соответствия требованиям прочности и долговечности на фоне достижения критериев снижения массы. Метод «обратной разработки» не является новым и активно применяется в машиностроении, однако не так часто результаты использования данного метода демонстрируются исследователями и не так часто аналоги исследуются в достаточной мере для достижения наилучших показателей вновь разрабатываемого продукта. В связи с этим демонстрация метода на примере проектирования несущих рычагов мехатронной трансмиссии имеет высокую практическую значимость и актуальность, а процесс выбора каскада режимов нагружения и критериев оценки отличается оригинальностью.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения

Объектом исследования является Несущий картер мехатронной трансмиссии. Несущий картер мехатронной трансмиссии состоит из двух симметричных картеров редукторов,

соединенных литой центральной балкой, к которой крепятся диагональные реактивные тяги подвески. Картер редуктора воспринимает усилия от узлов мехатронной трансмиссии, направляющих элементов подвески, а также от колес через ступичный подшипник, установленный на цапфу. Для крепления элементов системы поддрессоривания посредством болтового соединения к картеру редуктора присоединяются литые несущие рычаги. Мехатронная трансмиссия предназначена для использования на грузовых автомобилях и автобусах. Величина статической грузоподъемности моста с мехатронной трансмиссией составляет 13 тонн. Мехатронная трансмиссия разрабатывается по образцу и подобию зарубежного аналога, в том числе

сохранены кинематические точки крепления несущих рычагов к несущей системе автомобиля. В качестве мехатронной трансмиссии аналога выбрана конструкция компании «ZF Commercial Vehicle Solution» – AxTrax AVE (модель AVE 130). Общие иллюстрации мехатронной трансмиссии аналога и вновь разрабатываемой мехатронной трансмиссии и представлены на Рис. 1.

В качестве примера для анализа эффективности процесса проектирования методом «обратной разработки» выбраны несущие рычаги мехатронной трансмиссии. Материалом, используемым для изготовления несущих рычагов вновь разрабатываемой геометрии, выбран ВЧ40. Выбор материала основан на зарубежном материале несущих

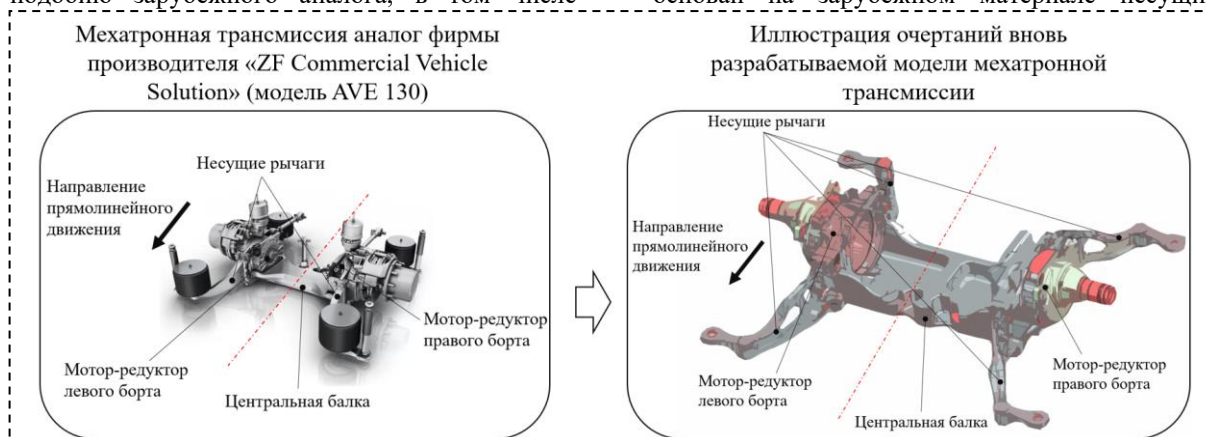


Рис. 1. Иллюстрация мехатронной трансмиссии аналог производителя «ZF Commercial Vehicle Solution» (AVE 130) [13] и вновь разрабатываемой модели мехатронной трансмиссии

Fig. 1. An illustration of a mechatronic transmission is an analog of the manufacturer "ZF Commercial Vehicle Solution" (AVE 130) [13] and a newly developed mechatronic transmission model

Таблица 1. Характеристики материала рычагов [14-16]

Table 1. Material characteristics of the levers [14-16]

Материал	Модуль упругости, Е, МПа	Коэфф. Пуассона, μ	Условный предел текучести, σ_T , МПа	Предел прочности, σ_B , МПа	Удлинение при разрыве, δ , %
ВЧ40	170000	0,27	250	400	15

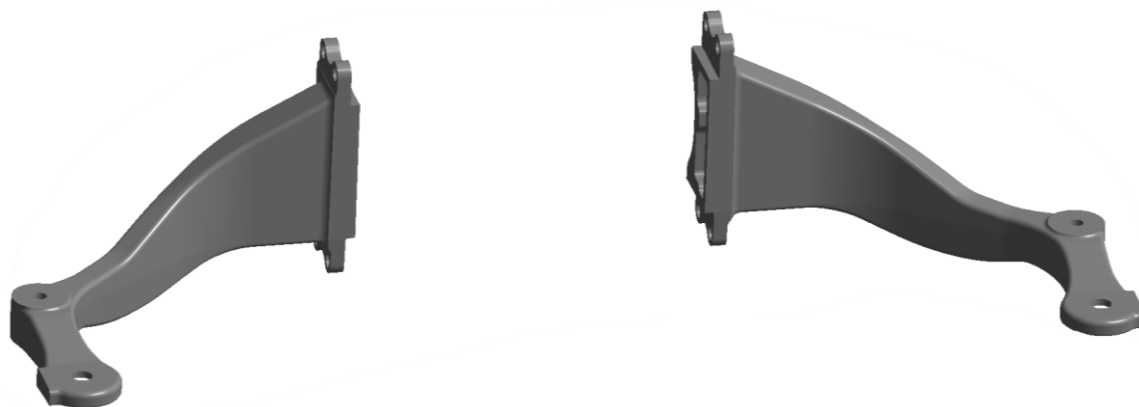


Рис. 2. Иллюстрация геометрии несущих рычагов аналога мехатронной трансмиссии «ZF»
Fig. 2. Illustration of the geometry of the bearing levers of the analogue of the mechatronic transmission "ZF"

рычагов мехатронного моста аналога производителя «ZF» – GGG-40 (Германия, стандарт «DIN»). В Таблице 1 представлены механические свойства материала ВЧ40, используемый в исследовании [14-16].

Для обеспечения метода «обратной разработки» произведено сканирование геометрии рычагов зарубежного аналога. Иллюстрация уже твердотельной геометрии несущих рычагов фирмы-производителя «ZF» представлена на Рис. 2.

Масса рычага составляет 27.8 [кг]. Задача проектирования собственной геометрии несущих рычагов основана в первую очередь на проектном требовании снижения массы рычага при сохранении близкого уровня растягивающих напряжений и параметров жесткости. Данный вариант геометрии служит отправной точкой для поиска более оптимальной оригинальной геометрии.

В рамках рационализации использования вычислительных ресурсов на выполнение

Таблица 2. Расчетные режимы, рекомендованные для расчета несущих рычагов мехатронной трансмиссии

Table 2. Calculation modes recommended for calculating the load-bearing levers of a mechatronic transmission

Нагрузочный режим	Коэффициенты, определяющие величину и направление нагрузки			Требования к прочности долговечности
	X	Y	Z	
1 – Движение в правом повороте	-	$0.7 \cdot Y$	$1.0 \cdot Y$	$N > 2 \cdot 10^5$; $\delta = 0\%$
2 – Движение в левом повороте	-	$-0.7 \cdot Y$	$1.0 \cdot Y$	$N > 2 \cdot 10^5$; $\delta = 0\%$
3 – Диагональное вывешивание (левое переднее и заднее правое вывешены)	-	-	$2.0 \cdot Y$	$N > 2 \cdot 10^5$; $\delta = 0\%$
4 – Диагональное вывешивание (правое переднее и заднее левое вывешены)	-	-	$2.0 \cdot Y$	$N > 2 \cdot 10^5$; $\delta = 0\%$
5 – Максимальный пробой моста	-	-	$3.0 \cdot D$	$N > 2 \cdot 10^3$; $\delta \leq 2\%$

Примечания:

- N – количество полуциклов «статика-режим»;
- δ – относительное пластическое удлинение;
- « Y »: коэффициент ускорения (определяет величины сил инерции);
- « D »: коэффициент максимальной динамической нагрузки (определяет величину динамической нагрузки для режима, как множитель к статической вертикальной нагрузке).

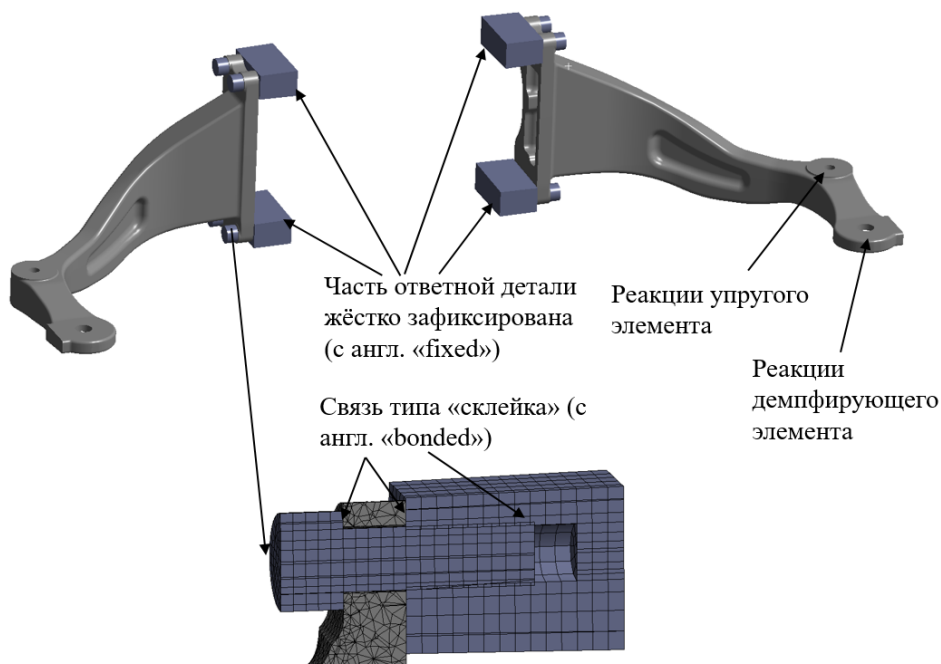


Рис. 3. Схема закрепления рычагов при моделировании нагруженности

Fig. 3. The scheme of fixing levers in load modeling

расчетных исследований авторами статьи использован подход подбора расчетных случаев нагружения и их рационализации на базе источников [17-19]. Предварительный анализ всей совокупности режимов позволил судить о том, что нагруженность несущих рычагов при эксплуатации мехатронной трансмиссии на автомобиле в сборе носит однотипный характер – рычаги нагружаются вертикальными силами со стороны упругого и демпфирующего элементов, отличаясь лишь амплитудами этих сил. Значимые расчетные режимы, характеризующие нагружение несущих рычагов, приведены в Таблице 2.

На базе многозвенного моделирования

проведена работа по каскадированию нагрузок от колес и инерционных масс на несущие рычаги. Характеристика нагруженности следующая:

- на режимах движения в повороте (режимы 1 и 2 из Таблицы 2) вертикальная нагрузка на несущие рычаги действует величиной 43.6 [кН] и направлена вниз (нагрузка со стороны упругого элемента);

- на режимах диагонального вывешивания (режимы 3 и 4 из Таблицы 2) на рычаг действует вертикальная сила 6.3 [кН], направленная вверх (нагрузка со стороны демпфирующего элемента, поскольку в данном случае ограничение хода колеса выполняется за счет конструктива

Таблица 3. Характеристика конечно-элементной модели

Table 3. Characteristics of the finite element model

№	Параметр	Величина
1	Суммарное количество конечных элементов	510672
2	Суммарное количество узлов	763726



Рис. 4. Общий вид конечно-элементной модели несущего рычага мехатронной трансмиссии «ZF»

Fig. 4. General view of the finite element model of the bearing arm of the ZF mechatronic transmission

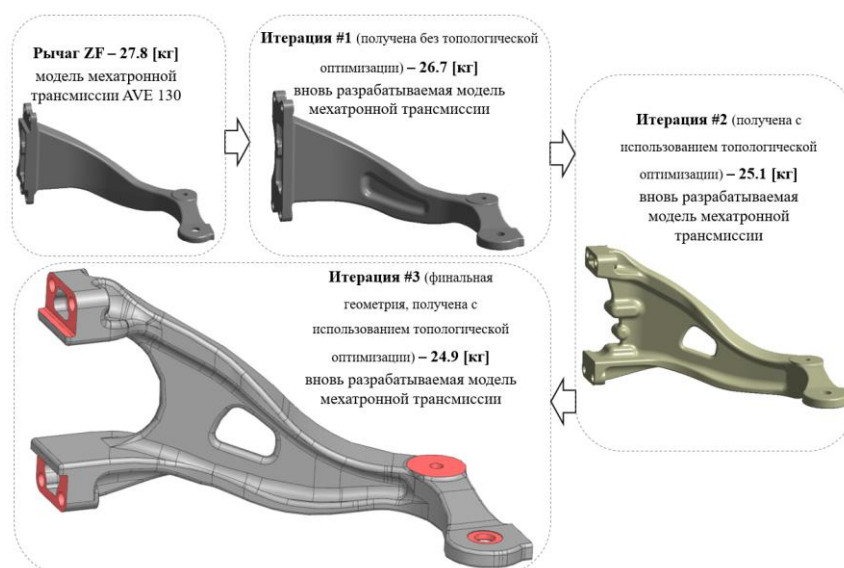


Рис. 5. Процесс развития геометрии вновь разрабатываемых несущих рычагов

Fig. 5. The process of developing the geometry of newly developed bearing arms

демпфирующего элемента);

- на режиме максимальный пробой (режим 5 из Таблицы 2) на рычаг действует вертикальная сила 78.5 [кН], направленная вниз (нагрузка со стороны упругого элемента).

В качестве граничных условий конечно-элементных моделей для моделирования нагруженности несущих рычагов используется схема закрепления, представленная на Рис. 3.

Схема закрепления на Рис. 3 является консервативной с точки зрения моделирования нагруженности рычагов (нагруженность рычагов при учете жесткости несущей балки будет меньше) и используется как основная при моделировании нагруженности и проектировании геометрии рычагов. Резьба моделируется посредством элемента «склейка» (с англ. «bonded»). Между соприкасающимися поверхностями задан контакт с трением. К болтам прикладывается усилие затяжки 134 [кН]. Расчеты проводились в линейной постановке без учета нелинейных свойств материала. Данный подход моделирования нагруженности не исключает последующей проверки с учетом жесткости несущей балки и прочих важных компонентов для учета их в расчете.

Конечно-элементная модель построена на основе твердотельной модели и состоит из трехмерных «tetra10» и «hex8» элементов. Усилия передаются инструментом «Ansys Mechanical – Remote Point». [20] Характеристики конечно-элементной модели представлены в Таблице 3.

Общий вид конечно-элементной модели несущего рычага мехатронной трансмиссии представлен на Рис. 4.

Результаты

Поиск и развитие оптимальной геометрии производился в том числе с помощью методов топологической оптимизации. Первый вариант геометрии несущего рычага получен на базе геометрии рычага мехатронного моста аналога, а последующее развитие геометрии учитывало технологию изготовления рычага (литье в песчаные формы) и граничные условия топологической оптимизации. Граничные условия топологической оптимизации учитывали сохранение уровня растягивающих напряжений и параметров жесткости, основанных на геометрии несущего рычага мехатронного моста аналога производителя «ZF», а основополагающим условием служил критерий снижения массы.

Процесс развития итераций геометрии несущих рычагов представлен на Рис. 5.

Из Рис. 5 можно наблюдать визуальные отличия каждой последующей итерации от предыдущей. Первая итерация геометрии выполнена без использования метода топологической оптимизации, а все

последующие итерации развивались с использованием метода топологической оптимизации. Как видно из результатов финальной итерации, удалось добиться снижения массы на 2.9 [кг] в сравнении с геометрией рычага мехатронной трансмиссии аналога производителя «ZF» (снижение массы на 10.4 [%]).

Обсуждение полученных результатов

Напряженно-деформированные состояния для всех геометрий при моделировании нагрузок для режима движения автомобиля в повороте представлены на Рис. 6 – (режимы 1 и 2 из Таблицы 2), вертикальная нагрузка на несущие рычаги действует величиной 43.6 [кН] и направлена вниз (нагрузка со стороны упругого элемента).

Из Рис. 6 можно сделать заключение, что для рабочего режима у вариантов «Итерация #2» и «Итерация #3» полностью отсутствуют пластические деформации.

Напряженно-деформированные состояния при моделировании нагрузок для режимов диагонального вывешивания представлены на Рис. 7 – (режимы 3 и 4 из Таблицы 2), на рычаг действует вертикальная сила 6.3 [кН], направленная вверх (нагрузка со стороны демпфирующего элемента, поскольку в данном случае ограничение хода колеса выполняется за счет конструктива демпфирующего элемента).

Из Рис. 7 можно сделать заключение, что для режимов диагонального вывешивания у всех вариантов полностью отсутствуют пластические деформации.

Напряженно-деформированные состояния при моделировании нагрузок для режима максимальный пробой моста представлены на Рис. 8 – (режим 5 из Таблицы 2), на рычаг действует вертикальная сила 78.5 [кН], направленная вниз (нагрузка со стороны упругого элемента).

Из Рис. 8 можно сделать заключение, что для режима максимальный пробой во всех вариантах геометрий рычагов имеют место пластические деформации («отсечка» по напряжениям в 250 МПа соответствует пределу текучести ВЧ40). При этом варианты «Итерация #2» и «Итерация #3» представляются наиболее удачными. Расчеты проводились в консервативной линейной постановке без учета пластических свойств материала. Для оценки пластической деформации применялся метод коррекции Нейбера на пластичность. [21]

Поскольку предлагаемый вариант конструкции «Итерация #3» существенно отличается от геометрии несущего рычага в конструкции «ZF» (в частности, отсутствием жесткого фланца), логичным является предположение, что подобное изменение конструкции рычагов может оказать ощутимое

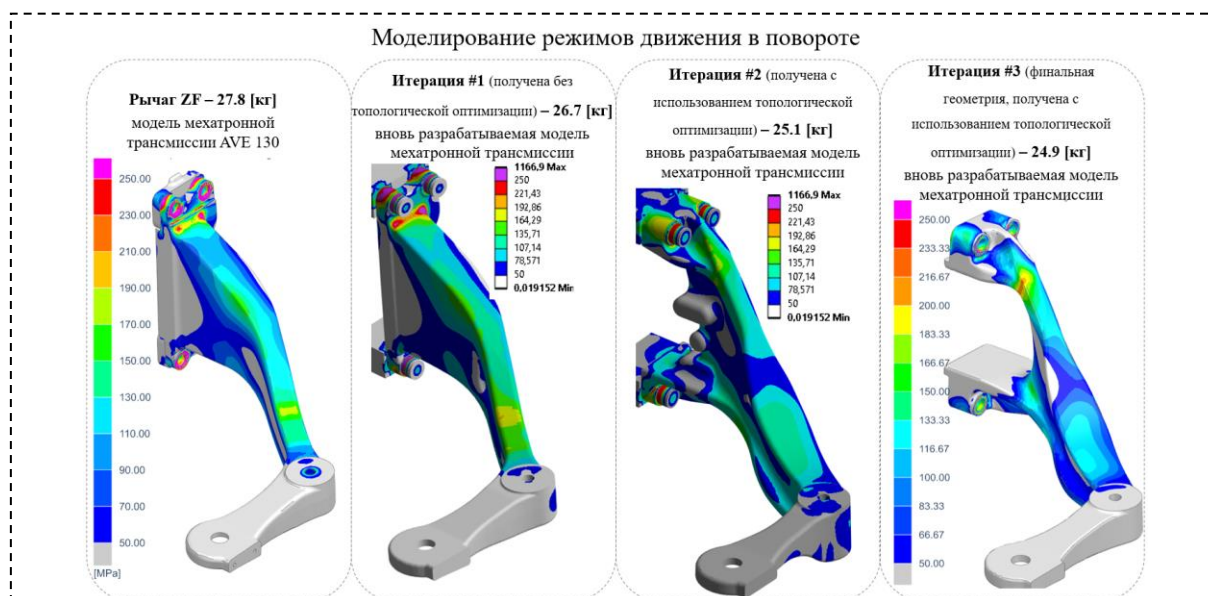


Рис. 6. Сравнительный анализ геометрии для моделирования режимов движения в повороте: эквивалентные напряжения по Мизесу, размерность [МПа]

Fig. 6. Comparative analysis of geometry for modeling driving modes in a turn: equivalent stresses according to Mises, dimension [MPa]

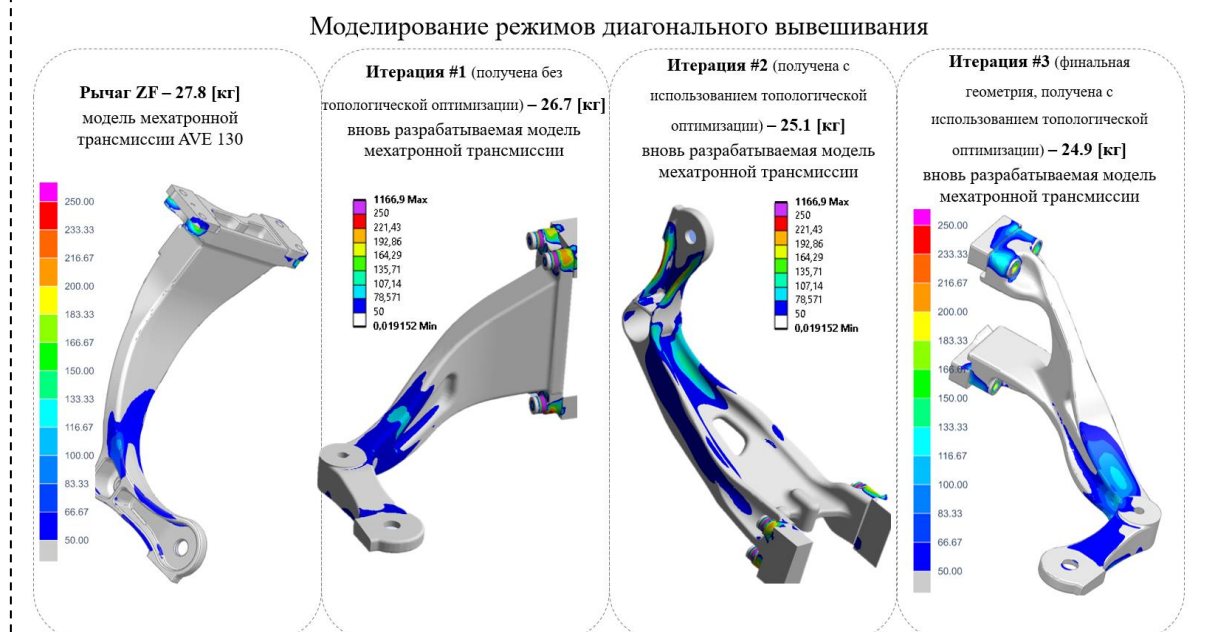


Рис. 7. Сравнительный анализ геометрии для моделирования режимов диагонального вывешивания: эквивалентные напряжения по Мизесу, размерность [МПа]

Fig. 7. Comparative analysis of geometry for modeling diagonal hanging modes: equivalent Mises stresses, dimension [MPa]

влияние на напряженно-деформированное состояние корпуса мотор-редуктора в областях расположения бобышек крепления рычагов. Ниже приведен Рис. 9 с пояснением граничных условий для расчетной оценки двух альтернативных вариантов конструкции – постановка расчетного сравнительного анализа при моделировании в одном симуляционном решении. Оба рычага нагружены одинаковой нагрузкой со стороны упругих элементов, соответствующей режиму максимального пробоя

моста – (режим 5 из Таблицы 2), на рычаг действует вертикальная сила 78.5 [кН], направленная вниз (нагрузка со стороны упругого элемента).

Результаты сравнительной проверки влияния геометрии рычагов на напряженно-деформированное состояние корпуса мотор-редуктора представлены на Рис. 10.

Из анализа напряженно-деформированного состояния, представленного на Рис. 10, можно сделать заключение, что в корпусе мотор-

редуктора для предлагаемой геометрии «Итерация #3» будут возникать большие напряжения, однако разница не является значительной.

Заключение

Результаты, отраженные в данной статье, выражают тенденцию развития методов проектирования и наработку опыта в области расчетных исследований за счет использования метода «обратной разработки». Наиболее

перспективным (с точки зрения прочности и долговечности) вариантом представляется вариант «Итерация #3» с выступами, воспринимающими срезающие нагрузки (минимальные значения пиков напряжений, наименьшие зоны пластики для режима максимального пробоя моста, максимальные значения напряжений носят сжимающий характер). Данная геометрия также обладает лучшей технологичностью ввиду отсутствия

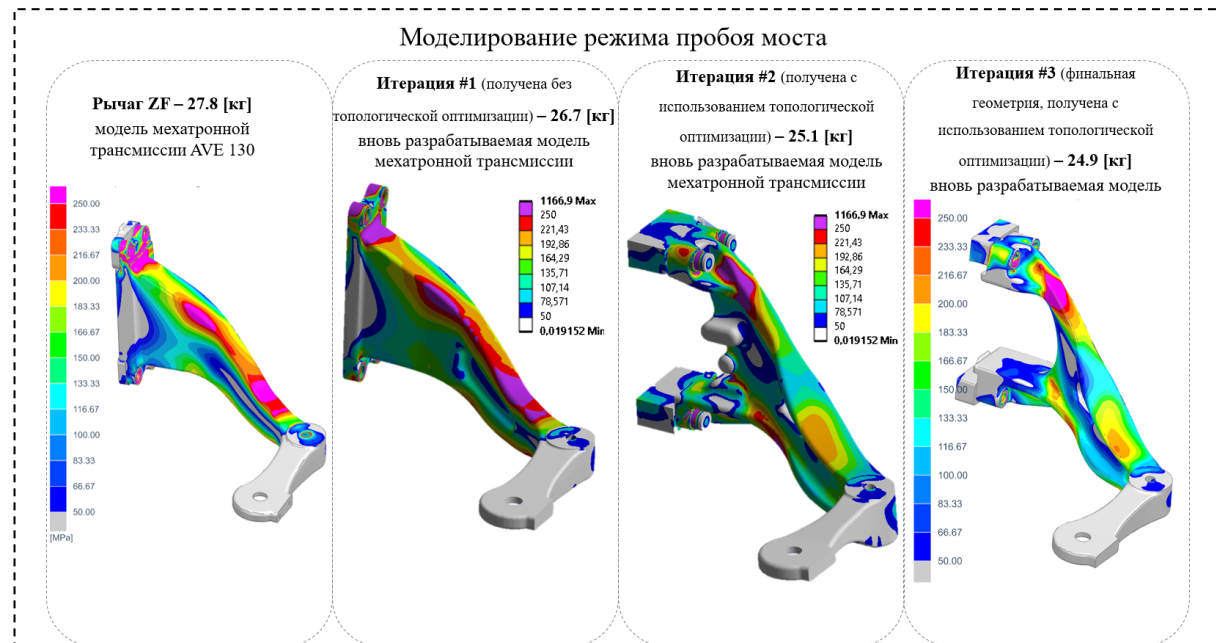


Рис. 8. Сравнительный анализ геометрии для моделирования режима «максимальный пробой моста»: эквивалентные напряжения по Мизесу, размерность [МПа]

Fig. 8. Comparative geometry analysis for modeling the "maximum bridge breakdown" mode: equivalent Mises stresses, dimension [MPa]

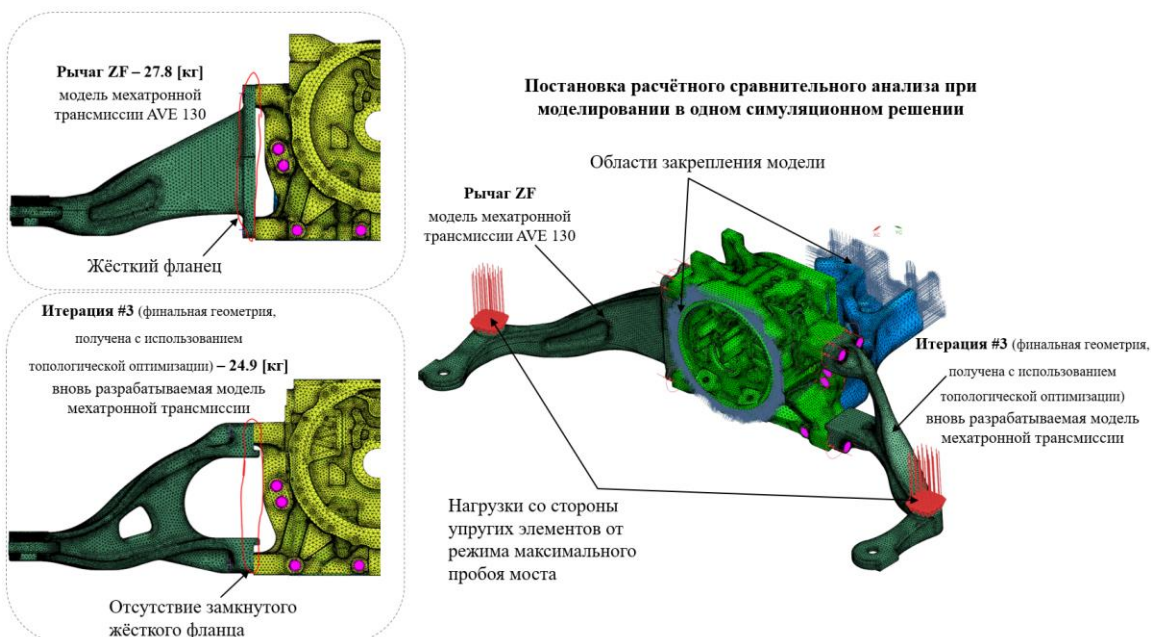
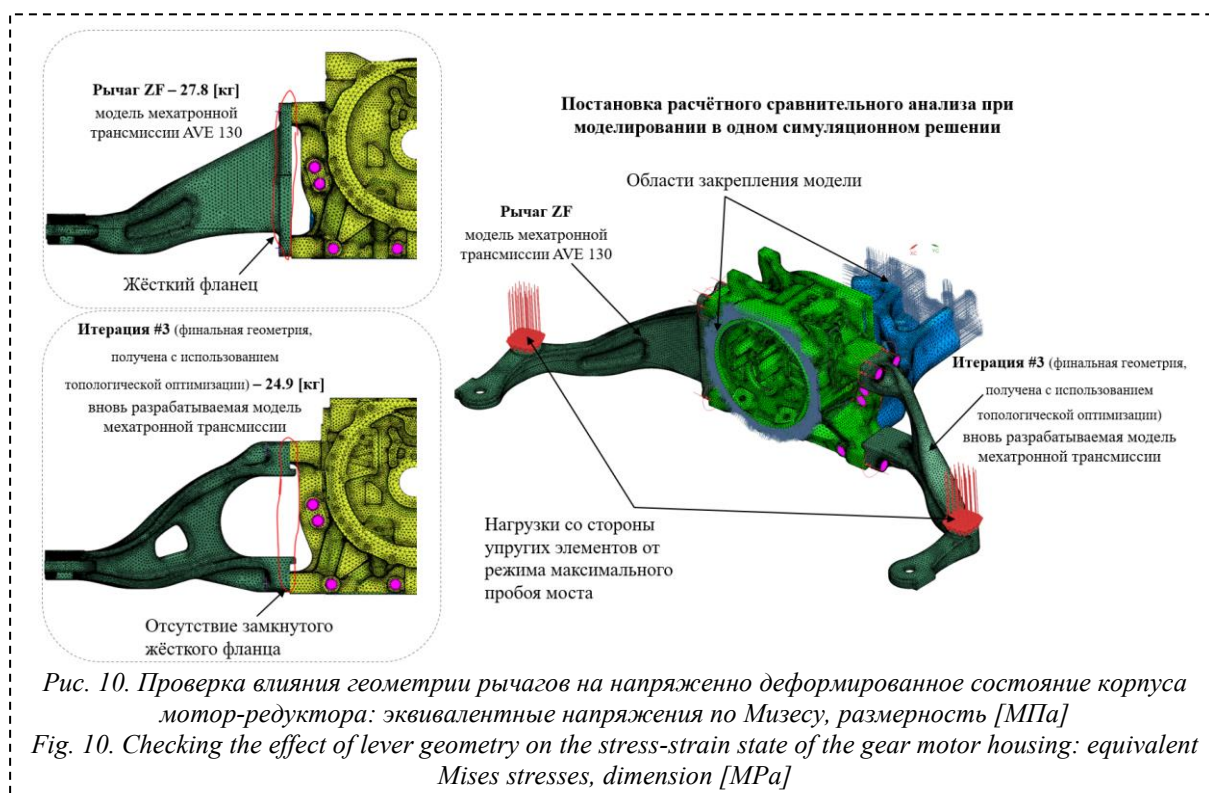


Рис. 9. Граничные условия для расчетной оценки двух альтернативных вариантов конструкции

Fig. 9. Boundary conditions for the estimated evaluation of two alternative design options



внутренних полостей и меньшей на 10.4 [%] массой (относительно несущих рычагов мехатронной трансмиссии аналога фирмы «ZF»). Выступы на фланце в варианте геометрии «Итерации #3», воспринимающие срезающие нагрузки, являются обязательными. Данные выступы не представляют опасности с точки зрения концентрации напряжений (ввиду сжимающего характера этих напряжений), но будут снижать срезающие усилия на болты (особенно в случае ослабления их затяжки в процессе эксплуатации), а соответственно, повышать прочность и долговечность конструкции. Важным результатом данной работы является раздел с описанием расчетных режимов. Выбранный уровень нагрузок проводился итерационно для обеспечения предельного состояния несущего рычага мехатронной трансмиссии аналога производителя «ZF», поэтому приведенные коэффициенты ускорений и максимальной динамической нагрузки из Таблицы 2 могут обоснованно приниматься исследователями при проектировании несущих систем грузовых автомобилей. Следует также понимать, что выбранный перечень нагрузочных режимов рационализирован по количеству как частный случай применения для расчета несущих рычагов мехатронной трансмиссии. Данная информация означает, что при исследовании других компонентов несущих систем перечень режимов следует обязательно перепроверять и наиболее вероятно дополнять, что определяется рекомендациями на базе источников [17-19].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kotiev G. O. [et al.] Selection of the torque – speed curves for the units of a wear-resistant brake system of high-mobility wheeled vehicles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 819. Article number 012031. DOI:10.1088/1757-899X/819/1/012031.
2. Kotiev G. O. [et al.] Selection of the required deceleration for high-mobility wheeled vehicles with wear resistant brake systems // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 819. Article number 012030. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012030.
3. Kartashov A. B., Skotnikov G. I. Simulation based feasibility confirmation of using hybrid powertrain system in unmanned dumptrucks // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Article number 012010. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012010.
4. Патент на полезную модель № 216848 U1 Российская Федерация, МПК В60К 17/00, В60К 17/10, F16Н 37/00. Транспортное средство с двухпоточной трансмиссией: заявл. 08.12.2022: опубл. 03.03.2023 / Карташов А. Б., Коростелев С. А., Ченских С. А. [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». EDN ZMSUSJ.
5. Патент на полезную модель № 219101 U1 Российская Федерация, МПК В60К 1/02, В60К 7/00, В60К 17/00. Мехатронный мост низкопольного автобуса: № 2023109677: заявл. 17.04.2023: опубл. 28.06.2023 / Котиев Г. О., Карташов А. Б., Шкарупелов Е. С. [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». EDN OAPGVW.

6. Сорокин К. П., Бузунов Н. В., Карташов А. Б., Газизуллин Р. Л. Обзор и анализ механических передач мехатронных трансмиссий для грузовых автомобилей и автобусов, оснащенных электрическими накопителями энергии // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2022. Т. 26. № 4(98). С. 113–122. DOI: 10.54708/19926502_2022_26498113. EDN DBWETD.
7. Gusev A. S., Zinchenko L. V., Starodubtseva S. A. Statistical Dynamics and Reliability of Mechanical Systems with Kinematic, Power, and Parametric Impacts // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. DOI: 10.3103/S1052618820050064.
8. Падалкин Б. В., Горелов В. А., Стадучин А. А. [и др.] Методика определения параметров электромеханической трансмиссии промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 5. С. 21–30. DOI: 10.31992/0321-4443-2019-5-21-30. EDN ZOTCRM.
9. Rossey M. P., Vaughan E. A. Direct drive transmission decoupler // Patents No. WO2014074586A1. Publ. 15.05.2014.
10. Devreese T. G., Galoppin W. W. Electric drive axle powerpath & the drive axle made therewith // Patents No. WO2018045027A1. Publ. 08.03.2018.
11. Keeney C., Smith M. C. Axle assembly having an electric motor module // Patents No. US8858379B2. Publ. 14.10.2014.
12. Garcia P. [et al.] Axle assembly having an electric motor module and a gear reduction module // Patents No. EP3446906A1. Publ. 27.02.2019.
13. Product Overview – Axle, Transmission & E-Mobility Driveline Systems for Buses & Coaches / ZF Friedrichshafen AG 88038 Friedrichshafen Deutschland / Germany. zf.com/bus.
14. Зубченко А. С., Колосков М. М., Каширский Ю. В. [и др.] Марочник сталей и сплавов. 2-е изд., доп. и испр. Под общ. ред. Зубченко А. С. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.
15. Масленков С. Б., Ляпунов А. И., Зинченко В. М., Ушаков Б. К. Энциклопедический справочник термиста-технолога: В 3 т. Т. 2. Под общ. ред. Масленкова С. Б. М.: Наука и технологии, 2004. 608 с. ISBN5-93952-017-0.
16. СТ ЦКБА 050-2008 Арматура трубопроводная отливки из чугуна. Технические требования НПФ «ЦКБА». 2008.
17. Рахаев С. М., Газизуллин Р. Л., Карташов А. Б. [и др.] 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.
18. Дубинкин Д. М., Бокарев А. И. Разработка методики определения нагрузок на силовую структуру карьерных самосвалов // Горное оборудование и электромеханика. 2023. № 5(169). С. 31–44. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44. EDN ARXNIJ.
19. Дианов В. А., Бокарев А. И., Карташов А. Б. Разработка методики моделирования нагруженности карьерного автосамосвала путем каскадирования внешних силовых факторов // Труды НАМИ. 2024. № 3 (298). С. 57–70. DOI: 10.51187/0135-3152-2024-3-57-70.
20. ANSYS Meshing User's Guide / Release 13.0. November 2010 / ANSYS, Inc. certified to ISO 9001:2008, Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317 ansysinfo@ansys.com <http://www.ansys.com>.
21. Lee Yu.-Li, Barkey M. E., Kang H.-T. Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering ISBN 978-0-12-385204-5 (hardback) 1. Metals–Fatigue. 2. Computer-aided engineering. III. Title. TA460.L416 2011 620.1'66–dc23 2011020149.

© 2025 Авторы. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Об авторах:

Бокарев Александр Игоревич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н. Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»; e-mail: bokarev@bmstu.ru

Левочкин Артем Алексеевич – ведущий конструктор, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н. Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»

Рахаев Сергей Михайлович – ведущий конструктор, г. Москва, Российская Федерация, МГТУ им. Н. Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»

Дубинкин Дмитрий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, г. Кемерово, Российская Федерация, Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева; ORCID 0000-0002-8193-9794, Scopus ID 57197717432; e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

Пашков Дмитрий Алексеевич – кандидат технических наук, г. Кемерово, Российская Федерация, Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева; e-mail: pashkovda@kuzstu.ru

Заявленный вклад авторов:

Бокарев Александр Игоревич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Левочкин Артем Алексеевич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Рахаев Сергей Михайлович – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Дубинкин Дмитрий Михайлович – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных.

Пашков Дмитрий Алексеевич – постановка исследовательской задачи, концептуализация исследования, анализ данных, подведение итогов, написание текста, обзор актуальной литературы, сбор данных

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Original article**ANALYSIS OF THE METHOD OF DESIGNING THE COMPONENTS OF THE POWER STRUCTURE OF A MECHATRONIC TRANSMISSION OF A TRUCK USING THE "REVERSE ENGINEERING" METHOD**

Alexander I. Bokarev¹, Artem A. Levochkin¹,
Sergey M. Rakhaev¹, Dmitry M. Dubinkin², Dmitry A. Pashkov²

¹ Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN R&D

² T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

* for correspondence: ddm.tm@kuzstu.ru

**Article info**

Received:

11 September 2025

Accepted for publication:

22 September 2025

Accepted:

30 September 2025

Published:

23 October 2025

Keywords: truck, design, lever, mechatronic transmission, strength, durability, drive axle, reverse engineering, reverse engineering.

Abstract.

The system process of creating any car undergoes stages of conception, development and industrialization. The most important stage is conceptualization, which will determine the perfection and quality of the technical appearance of the final product. The most conservative and classic design process for a newly created car is based on a study of analogs. A fundamental engineering issue in the design process is the correct selection, interpretation and modeling of load conditions for cascading loads across all components of the vehicle chassis power structure. The technical appearance and design of the components of the power structure will strongly depend on the quality and quantity of the initial data when modeling the load, but the problem of reliability of loads always remains acute and relevant. In conditions where there are no initial data in the form of operational loads for a newly created car, it is possible to rely on the study of the technical appearance and design of components of analog cars. Such a study can make it possible to form load conditions and adapt their level according to the criteria of strength and durability in order to ensure that the component's power structure is no worse than that of its counterpart. As part of the demonstration of the advantages of the approach, this paper presents the process of developing the original geometry of the load-bearing levers of a mechatronic transmission of a truck based on a study of an analog design from a foreign manufacturer. The novelty of the work lies in obtaining a more advanced design of the bearing arms in terms of specific strength and durability, which forms a trend in energy efficiency. The result of this work is a general demonstration of the advantages of using the "reverse engineering" method on the example of designing the load-bearing levers of a mechatronic transmission of a truck, as well as confirmation of the adequacy and validity of the applied load modeling methods. The aim of the work is to develop design methods and gain experience in the field of computational research

through the use of the "reverse engineering" method.

For citation: Bokarev A.I., Levochkin A.A., Rakhaev S.M., Dubinkin D.M., Pashkov D.A. Analysis of the method of designing the components of the power structure of a mechatronic transmission of a truck using the "reverse engineering" method. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*=Bulletin of the Kuzbass State Technical University. 2025; 5(171):29-41. (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1999-4125-2025-5-29-41, EDN: BMNHTV

Acknowledgments

The work was carried out with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation under the agreement dated 30.09.2022 №075-15-2022-1198 with the Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev's "Comprehensive scientific and technical program for a full innovation cycle "Development and implementation of a set of technologies in the fields of exploration and extraction of solid minerals, industrial safety, bioremediation, creation of new products of deep processing from coal raw materials while consistently reducing the environmental impact and risks to the life of the population" (CSTP "Clean coal – Green Kuzbass") approved by the decree of the Government of the Russian Federation dated May 11, 2022. No. 1144-r within the framework of the event "Development and creation of an unmanned shuttle-type mining dump truck with a lifting capacity of 220 tons" in terms of research and development work.

REFERENCES

1. Kotiev G.O. [et al.] Selection of the torque – speed curves for the units of a wear-resistant brake system of high-mobility wheeled vehicles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020; 819:012031. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012031.
2. Kotiev G.O. [et al.] Selection of the required deceleration for high-mobility wheeled vehicles with wear resistant brake systems. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020; 819:012030. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012030.
3. Kartashov A.B., Skotnikov G.I. Simulation based feasibility confirmation of using hybrid powertrain system in unmanned dumptrucks. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Article number 012010. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012010.
4. Utility model Patent No. 216848 U1 Russian Federation, IPC B60K 17/00, B60K 17/10, F16H 37/00. A vehicle with a dual-flow transmission: filed on 12/08/2022; published on 03/03/2023 / Kartashov A.B., Korostelev S.A., Chensky S.A [et al.]; applicant Public Joint Stock Company "KAMAZ". EDN ZMSUSJ.
5. Utility model Patent No. 219101 U1 Russian Federation, IPC B60K 1/02, B60K 7/00, B60K 17/00. Mechatronic bridge of a low-floor bus: No. 2023109677: application dated 17.04.2023: published on 28.06.2023 / Kotiev G.O., Kartashov A.B., Shkarupelov E.S. [et al.]; applicant Public Joint Stock Company "KAMAZ". EDN OAPGVW.
6. Sorokin K.P., Buzunov N.V., Kartashov A.B., Gazizullin R.L. Review and analysis of mechanical transmissions in mechatronic transmissions for trucks and buses equipped with electric energy storage systems. *Bulletin of the Ufa State Aviation Technical University*. 2022; 26(4(98)):113–122. DOI: 10.54708/9926502_2022_26498113. EDN DBWETD.
7. Gusev A.S., Zinchenko L.V., Starodubtseva S.A. Statistical Dynamics and Reliability of Mechanical Systems with Kinematic, Power, and Parametric Impacts. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. DOI: 10.3103 / S1052618820050064.
8. Padalkin B.V., Gorelov V.A., Stadukhin A.A. [et al.] Methodology for determining the parameters of the electromechanical transmission of a industrial tractor. *Tractors and Agricultural Machines*. 2019; 5:21–30. DOI: 10.31992 / 0321-4443-2019-5-21-30. EDN ZOTCRM.
9. Rossey M.P., Vaughan E.A. Direct drive transmission decoupler. Patents No. WO2014074586A1. Publ. 15.05.2014.
10. Devreese T.G., Galoppin W.W. Electric drive axle powerpath & the drive axle made therewith Patents No. WO2018045027A1. Publ. 08.03.2018.
11. Keeney C., Smith M.C. Axle assembly having an electric motor module. Patents No. US8858379B2. Publ. 14.10.2014.
12. Garcia P. [et al.] Axle assembly having an electric motor module and a gear reduction module. Patents No. EP3446906A1. Publ. 27.02.2019.
13. Product Overview – Axle, Transmission & E-Mobility Driveline Systems for Buses & Coaches / ZF Friedrichshafen AG 88038 Friedrichshafen Deutschland / Germany. zf.com/bus.
14. Zubchenko A.S., Koloskov M. M., Kashirsky Yu.V. [et al.] Handbook of Steels and Alloys. 2nd ed., revised and enlarged. Edited by Zubchenko A.S. Moscow: Machine Engineering; 2003. 784 p.
15. Maslenkov S.B., Lyapunov A.I., Zinchenko V.M., Ushakov B.K. Encyclopedia of Terminology for Technologists: In 3 volumes. Vol. 2. Edited by Maslenkov S.B. Moscow: Science and Technology; 2004. 608 p. ISBN 5-93952-017-0.
16. ST TsKBA 050-2008 Pipeline fittings cast from cast iron. Technical requirements of NPF 'TsKBA'. 2008.
17. Rakhayev S.M., Gazizullin R.L., Kartashov A.B. [et al.] Selection of loading modes in the initial stages of designing load-bearing systems (frames) of dump trucks. *Mining engineering and technology*. 2023; 4(23):41–55.

DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-41-55. EDN TSVQGN.

18. Dubinkin D.M., Bokarev A.I. Development of a methodology for determining loads on the structural framework of dump trucks. *Mining equipment and electromechanics*. 2023; 5(169):31–44. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44. EDN ARXNIJ.

19. Dianov V.A., Bokarev A.I., Kartashov A.B. Development of a methodology for modeling the load capacity of a dump truck by cascading external force factors. *Proceedings of NAMI*. 2024; 3(298):57–70. DOI: 10.51187/0135-3152-2024-3-57-70.

20. ANSYS Meshing User's Guide / Release 13.0. November 2010 / ANSYS, Inc. certified to ISO 90001:2008, Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA. 15317. ansysinfo@ansys.com.

21. Lee Yu.-Li, Barkey M.E., Kang H.-T. Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering ISBN 978-0-12-385204-5 (hardback) 1. Metals–Fatigue. 2. Computer-aided engineering. III. Title. TA460.L416 2011 620.1'66–dc23 2011020149.

© 2025 The Authors. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

The authors declare no conflict of interest.

About the authors:

Alexander I. Bokarev – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre; e-mail: bokarev@bmstu.ru.

Artem A. Levochkin – The lead designer, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre

Sergey M. Rakhaev – The lead designer, Moscow, Russian Federation, Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN Research Centre

Dmitry M. Dubinkin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kemerovo, Russian Federation, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University; ORCID 0000-0002-8193-9794, Scopus ID 57197717432; e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

Dmitry A. Pashkov – Candidate of Technical Sciences, Kemerovo, Russian Federation, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University; e-mail: pashkovda@kuzstu.ru

Contribution of the authors:

Alexander I. Bokarev – setting the research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Artem A. Levochkin – setting the research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Sergey M. Rakhaev – setting the research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Dmitry M. Dubinkin – statement of research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

Dmitry A. Pashkov – setting the research problem, conceptualisation of the study, data analysis, summarising, writing, review of current literature, data collection.

All authors have read and approved the final manuscript.

