

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Восточно-Сибирский государственный университет технологий
и управления»
(ВСГУТУ)

**Материалы 116-й Международной научно-технической
конференции
«БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ»
12-15 сентября 2023 года**

Сборник статей

Улан-Удэ
Издательство ВСГУТУ
2023

УДК 629.3

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления

Редакционная коллегия:

В.С. Барадиев, ст. преп. (отв. ред.)

Д.А. Тихов-Тинников, канд. техн. наук, доцент

А.В. Алексеев, канд. техн. наук, доцент

Материалы 116-й Международной научно-технической конференции
«БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ
ЭКСПЛУАТАЦИИ»: Сборник статей. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2023. –
120 с.

ISBN 978-5-907746-09-1

Все статьи публикуются в авторской редакции.

ISBN 978-5-907746-09-1

© ВСГУТУ, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

Д.В. Куделин, А.В. Мазин, Я.В. Белявская, Д.В. Чарушников ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ ПРИ РАЗРАБОТКЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН	5
Н.В. Лобов, О.С. Иванова, Д.А. Фархуллин ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ И ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВНОГО ЭЛЕМЕНТА НА МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА	13
Е.В. Фомин, А.А. Майер О ПРОГНОЗИРОВАНИИ УВЕЛИЧЕНИЯ ПАССАЖИРОПОТОКА ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ	18
Н. Батжаргал, А.И. Федотов, Д.А. Тихов-Тинников ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИНЫ	22
С.П. Озорнин СИНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	27
А.В. Неговора, М.М. Разяпов, Р.Ф. Самиков ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР	33
Д.Ю. Погорелов, Р.В. Ковалев, В.А. Сак МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСНЫХ МАШИН В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»	38
А.С. Потапов, О.А. Свирбутович АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОСАМОСВАЛА БЕЛАЗ - 75131 С ДВИГАТЕЛЕМ CUMMINS KTA50-C	43
С.Б. Томашевский РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ШИН ДЛЯ ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	48
А.И. Фадеев, А.М. Ильянков ПЛАНИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ МЕЖДУГОРОДНЫХ АВТОБУСНЫХ ЛИНИЙ	53
А.И. Фадеев, С. Алхуссейни ЗАДАЧА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ КОРРЕСПОНДЕНЦИЙ ПОСРЕДСТВОМ ДАННЫХ СИСТЕМЫ БЕЗНАЛИЧНОЙ ОПЛАТЫ ПРОЕЗДА	57
А. И. Федотов ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ШИН	62
Е.В. Чабанова, А.В. Тиунов ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕГРУЗКИ МКР С АВТОМОБИЛЬНОГО НА ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ В ГРУЗОВОМ РАЙОНЕ «НОВЫЙ ПОРТ»	68

А.В. Пузаков БОРТОВАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ	72
В.Г. Дыгало, И.С. Жуков УМЕНЬШЕНИЕ ЯВЛЕНИЯ ФЕДИНГА ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ С АБС ПОСРЕДСТВОМ КРИОГЕННОЙ ОБРАБОТКИ ТОРМОЗНЫХ ДИСКОВ	79
А.В. Камнев, А.И. Федотов, О.С. Яньков ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ШИНЕ НА СИЛУ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КТС НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ	86
С.Н. Кривцов, И.Д. Деньгин РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МЕТОДА ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА БОКОВОГО УСКОРЕНИЯ БЛОКА ДВИГАТЕЛЯ	93
С.Н. Кривцов, П.С. Яковчук МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ	99
О.С. Яньков, Д.О. Ухватов, А.В. Куртова МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С СИСТЕМОЙ ПОДКЛЮЧАЕМОГО ПОЛНОГО ПРИВОДА НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ	105
В.С. Барадиев РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ	116

Д.В. Куделин¹, канд. техн. наук, **А.В. Мазин²**, канд. физ.-мат. наук, **Я.В. Белявская³**,
Д.В. Чарушников⁴

ООО «Научно-технический центр «Интайр»

г. Ярославль, 150003, ул. Советская, 81, e-mail: kudelin@cordiant-ntc.ru¹
 mazin@cordiant-ntc.ru², belyavskaya@cordiant-ntc.ru³, charushnikov@cordiant-ntc.ru⁴

УДК 678

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ ПРИ РАЗРАБОТКЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН

Автомобильная шина является сложнейшим из существующих изделий резиновой промышленности с точки зрения конструкции. В процессе эксплуатации она подвергается сложным деформациям и существенным нагрузкам, поэтому должна удовлетворять высоким требованиям безопасности, при этом обеспечивать предсказуемость поведения автомобиля в различных режимах движения. В этой связи разработка новых конструкций автомобильных шин является трудоемкой и актуальной задачей. В настоящей статье описано применение расчетных методов моделирования, используемых при разработке новых линеек шин АО «Кордиант». Рассмотрены этапы расчетов шин методом конечных элементов в программном обеспечении Simulia Abaqus, подготовка и тиражирование 3D-моделей. Показано моделирование влияния характеристик пневматической шины на динамическое поведение легкового автомобиля на примере испытания типа «Переставка» в программном комплексе Simulia Simpack. Применение методов численного моделирования позволило существенно повысить качество новых линеек шин АО «Кордиант» благодаря точному прогнозированию эксплуатационных характеристик уже на стадии проектирования.

Ключевые слова: автомобильная шина, конструирование, моделирование, метод конечных элементов, Simulia Abaqus, Simulia Simpac, Siemens NX.

D.V. Kudelin¹, Cand. Sc. Engineering, **A.V. Masin²**, Cand. Sc. Engineering, **Y.V. Belyavskaya³**,
D.V. Charushnikov⁴

R&D Center «Intire» LLC

Yaroslavl, 150003, Sovetskaya str., 81, e-mail: kudelin@cordiant-ntc.ru¹, mazin@cordiant-ntc.ru²,
 belyavskaya@cordiant-ntc.ru³, charushnikov@cordiant-ntc.ru⁴

USING OF CALCULATION METHODS IN THE DEVELOPMENT OF AUTOMOTIVE TIRES CONSRUCTIONS

The car tire is the most complex product in the rubber industry in terms of design. It's subjected to complex strains and significant loads during operation, therefore, it must meet high safety requirements, while ensuring the predictability of the car's behavior in various driving modes. In this regard, the development of a new car tires design is a time-consuming and urgent task. This article describes the application of computational modeling methods used in the development of new tires produced by the JSC «Cordiant». The stages of tire calculations by the finite element method in the Simulia Abaqus software, preparation and replication of 3D-models are considered. Simulation of the influence of the pneumatic tire characteristics on the dynamic behavior of a passenger car is shown on the example of a "Moose test" in the Simulia Simpack software package. The use of numerical simulation methods made it possible to significantly improve the quality of a new JSC «Cordiant» tires due to accurate prediction of performance characteristics already at the design stage.

Key words: car tire, design, modeling, finite element method, Simulia Abaqus, Simulia Simpack, Siemens NX.

Автомобильная шина является важнейшим компонентом автомобиля, и единственным, контактирующим с дорожным покрытием. По этой причине к ней предъявляется ряд высоких требований с точки зрения безопасности, тормозных характеристик, управляемости и устойчивости, предсказуемости поведения. В тоже время для потребителя важен ездовой и акустический комфорт, долговечность в сочетании с низкой стоимостью, эстетический вид и т.д. Поэтому процесс создания шины, удовлетворяющей требованиям заказчика уже на стадии разработки проекта – достаточно сложная нетривиальная задача, требующая существенных временных и финансовых затрат. Решить данную проблему в АО «Кордиант» позволяет широкое применение современных расчетных методов и программных пакетов для компьютерного моделирования как отдельно взятой шины, так и шины в составе автомобиля.

Несмотря на кажущуюся простоту, шина является сложной инженерной конструкцией. Она состоит из более чем 10 резиновых деталей, различающихся рецептурным составом и свойствами, металлической проволоки, формирующей бортовое кольцо, текстильного корда для каркаса и экранирующего слоя шины, а также металлокордных слоев брекера, уложенных под определенным углом (рисунок 1).

Процесс разработки новой шины начинается с подготовки технического проекта. На этой стадии формируются требования к шине по эксплуатационным показателям, себестоимости, массе. После утверждения документов проекта и получения опытной пресс-формы шина проходит ряд предварительных испытаний, связанных с отработкой конструкции и достижением заданных эксплуатационных показателей. Этот процесс, как правило, проходит в несколько итераций и является крайне затратным. Поэтому проблема замены части натурных испытаний постановкой виртуальных экспериментов еще на стадии проектирования является актуальной.

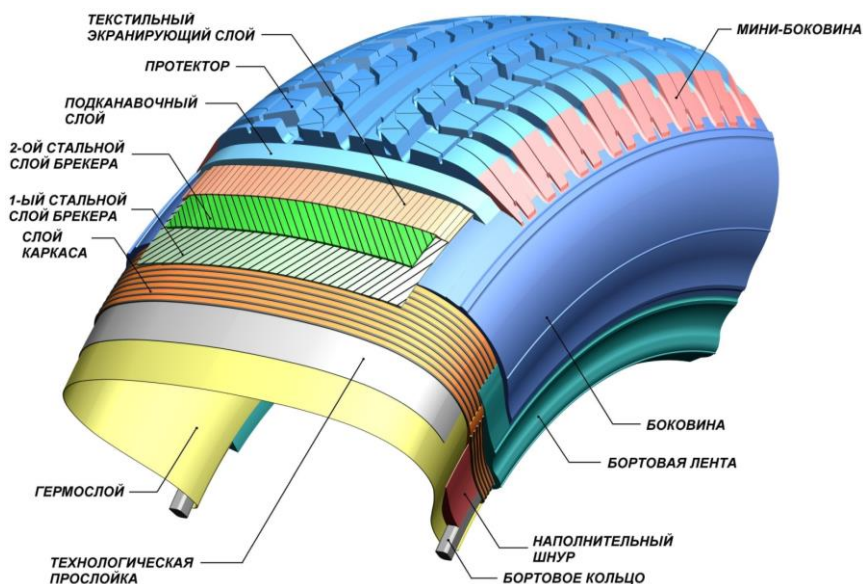


Рисунок 1 – Конструкция радиальной бескамерной легковой шины

До широкого внедрения компьютерной техники расчет конфигурации шин проводился на основе теории равновесного контура, который определялся по номограммам, предложенным группой авторов под руководством крупного советского ученого В.Л. Бидермана [1]. Ключевыми показателями шины являлись ходимость и долговечность конструкции. В настоящее время широкое применение в области проектирования шин нашел метод конечных элементов (МКЭ) – численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, возникающих при решении задач прикладной физики. В АО

«Кордиант» для проведения расчетов используется программное обеспечение (ПО) Simulia Abaqus, разработанное компанией Dassault Systems.

В качестве исходной информации при расчете является геометрия шины (профиль, распределение материалов, 3D-модель рисунка протектора), свойства материалов, нагрузки и граничные условия. Результатом проведенного конечно-элементного анализа являются перемещения, деформации и напряжения в каждой детали конструкции. Обработка данной информации позволяет определить характеристики будущей шины в понятных для конструктора терминах.

Свойства резин при расчете МКЭ задаются посредством упругого потенциала Йоха, который позволяет учесть нелинейность изменения их свойств в различных напряженных состояниях [2]. Коэффициенты этого потенциала рассчитываются на основе экспериментальных кривых «напряжение – удлинение» с обработкой данных методом наименьших квадратов.

На практике опробована методика обработки релаксационных кривых с целью получения коэффициентов модели вязкоупругости Прони для резин [3, 4], применяемых в серийном производстве АО «Кордиант». Это позволило открыть решение нового большого класса динамических задач в Simulia Abaqus – реального качения шины по опорной поверхности, аквапланирования, наезда шины на препятствие, качения шины в различных средах (снег или грязь).

Кордные материалы при расчете МКЭ задаются посредством модуля Юнга. Информация о свойствах всех материалов хранится в базе данных, которая систематически пополняется и обновляется.

На рисунке 2 схематично представлены основные шаги расчета шины методом конечных элементов в ПО Simulia Abaqus. На первом этапе проводится расчет надувки шины базового типоразмера внутренним давлением в осесимметричной постановке. Осесимметричная постановка предполагает рассмотрение шины как тела вращения её радиального сечения вокруг оси вращения. Далее решается комплекс квазистатических трехмерных задач нагружения шины весом автомобиля с учетом детализированного рисунка протектора: расчет потерь шины на качение на основе изменения деформационных характеристик, оценка жесткостных характеристик, расчет полного ускорения и полного торможения шины. На последнем этапе проводится расчет быстротекущих динамических процессов с учетом инерции.

Осесимметричная задача Квазистатические задачи Динамические задачи

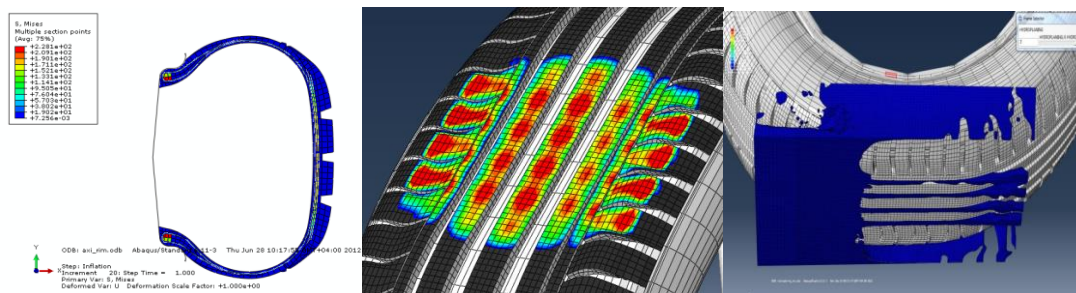


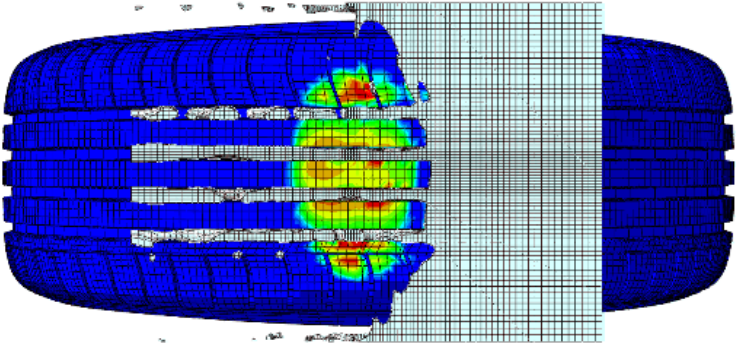
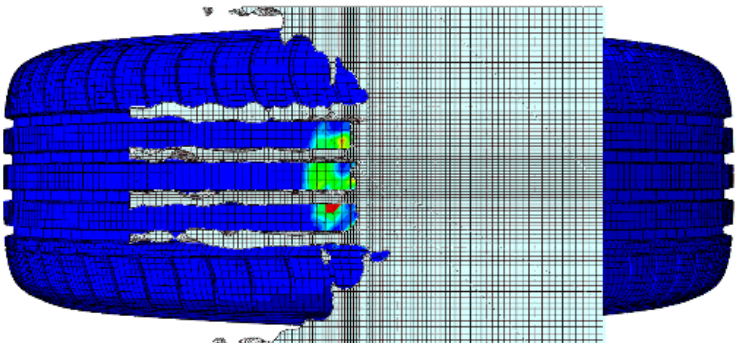
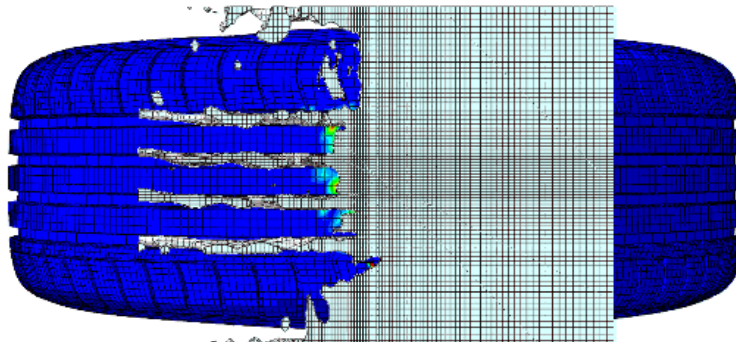
Рисунок 2 – Этапы расчета шины методом конечных элементов

В качестве примера динамических задач рассмотрим расчетное определение скорости начала аквапланирования легковой шины. Аквапланирование – это очень опасное явление образования водяного клина между шиной и поверхностью дороги при движении по водяной пленке с высокой скоростью, вследствие чего водитель теряет контроль управления над автомобилем, так как шина перестает контактировать с опорной поверхностью. В таблице 1 представлено уменьшение площади пятна контакта шины при увеличении скорости качения

по пленке воды от 50 км/ч до 85 км/ч. При достижении 85 км/ч наблюдается остаточный контакт, но его недостаточно, чтобы удерживать автомобиль и предотвратить аквапланирование.

Скорость аквапланирования реальной шины оценивалась на полигоне APPLUS+ IDIADA (Испания). Было показано, что она лежит в диапазоне 80-85 км/ч. Это подтверждает высокую сходимость расчетных и экспериментальных данных [4].

Таблица 1 – Изменение площади пятна контакта с ростом скорости качения шины по водяной пленке

Скорость, км/ч	Пятно контакта
50	
80	
85	

Метод конечных элементов позволяет не только проводить типовые расчеты, но также используется для совершенствования существующих конструкций. В частности, с применением метода планирования эксперимента была улучшена долговечность одной из моделей легковых шин АО «Кордиант». Проведена оценка характера разрушения шины после испытания по стандартизированной методике (рисунок 3, А), на основании чего в качестве критерия прочности выбрана плотность энергии деформации (SENER) в резине каркаса. Согласно матрице планирования, разработано более 60 вариантов эскизной геометрии распределения материалов в шине, модели которых были рассчитаны в ПО Simulia Abaqus (рисунок 3, Б). При этом проведена единственная опытная сборка партии шин итогового оптимизированного варианта конструкции, который показал улучшение на 25 % по сравнению с исходным вариантом.

Расчеты конструкции методом конечных элементов в АО «Кордиант» применяются ко всем типам шин – легковым, легкогрузовым и цельнометаллокордным. В таблице 2 представлено отклонение расчетных данных от полученных экспериментально. По большинству позиций отмечается высокая степень совпадения.

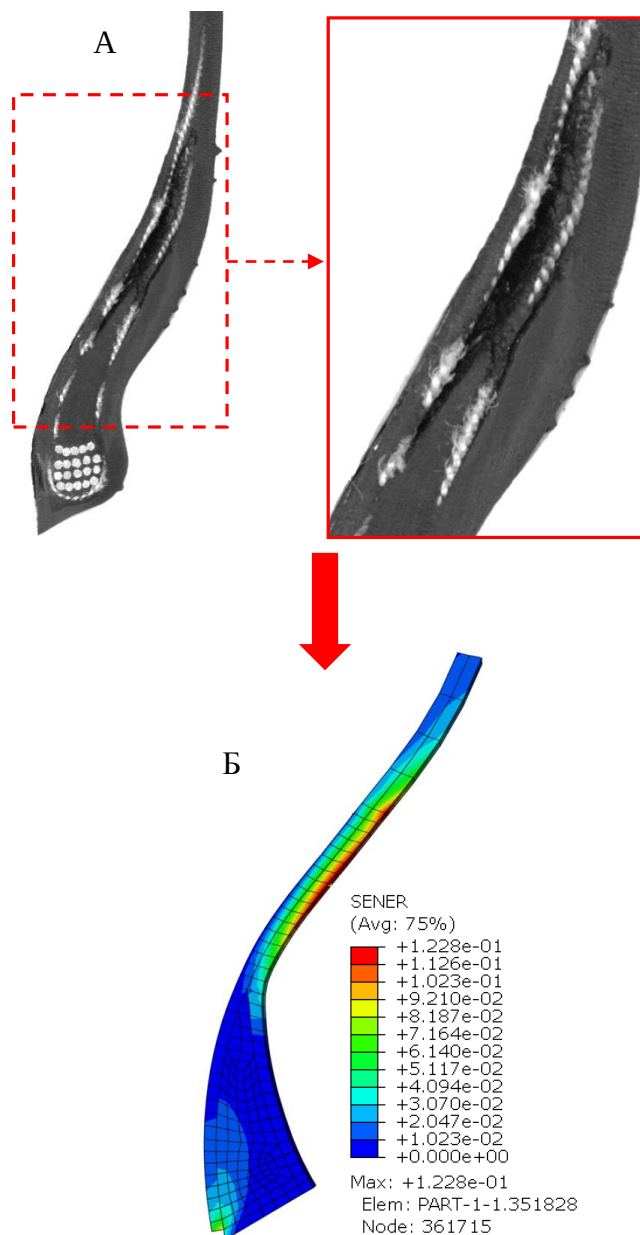


Рисунок 3 – Оптимизация конструкции шины с применением метода конечных элементов

Неотъемлемой частью процесса проектирования является создание 3D-моделей линейки шин на основе шины базового типоразмера в программном обеспечении Siemens NX. На основе комплекта 2D-чертежей создается параметрическая мастер-модель типоразмерной линейки. Это кропотливый процесс, требующий от разработчика внимания к деталям и занимающий длительное время. После этого 3D-модели строятся в автоматическом режиме на всю линейку типоразмеров (рисунок 4). Созданные 3D-модели шин используются как при изготовлении пресс-форм, так и для расчетов методом конечных элементов. Также в пакете Siemens NX в автоматическом режиме оформляются необходимые комплекты чертежей для шины каждого типоразмера.

Основными преимуществами использования 3D-моделирования являются: исключение из процесса разработки рутинных операций по тиражированию типоразмерной линейки,

автоматизированная подготовка чертежей, автоматизированная подготовка 3D-моделей для производства пресс-форм. Все это позволило сократить время на разработку шин АО «Кордиант», заметно повысить качество подготовки проектов и в разы увеличить их количество.

Таблица 2 – Отклонение некоторых результатов, полученных методом конечных элементов, от экспериментальных

Параметр		Отклонение, % не более
Габариты шины		1
Статический радиус		1
Форма профиля под нагрузкой		1
Пятно контакта	Длина	2
	Ширина	1
	Форма и распределение контактных давлений	Совпадает
	Площадь пятна контакта	3
Жесткости	Боковая	10
	Продольная	3
	Угловая	4
Динамические характеристики	Коэффициент бокового увода	10
	Коэффициент стабилизирующего момента	Качественно совпадает
	Коэффициент продольного сцепления	3-5
	Коэффициент бокового сцепления	1
Коэффициент сопротивления качению		Качественно совпадает

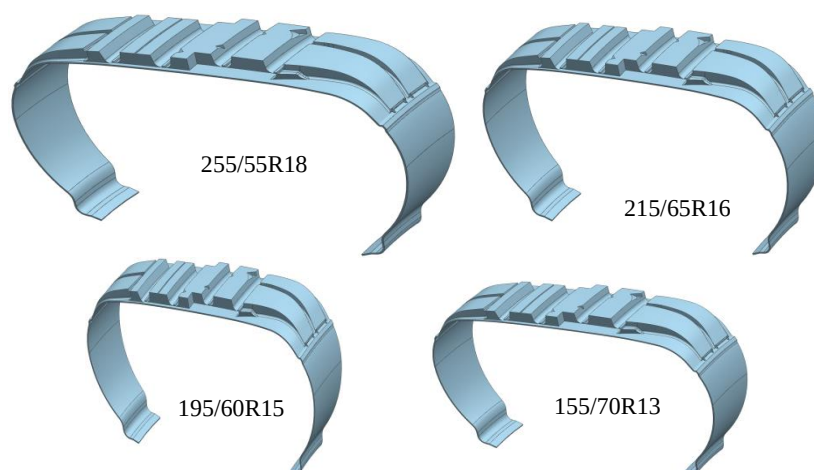


Рисунок 4 – Тиражирование типоразмерной 3D-линейки шин

Новым витком в развитии моделирования стало использование программного комплекса Simulia Simpack, созданного компанией Dassault Systemes - одним из лидирующих разработчиков в этой области, который позволяет воссоздать реальные дорожные испытания посредством анализа кинематики движения многомассовых конструкций. Большинство автопроизводителей по всему миру, а также шинные испытательные центры, используют

подобное программное обеспечение для настройки максимальной производительности подвески и точности управления автомобилем (рисунок 5). Чтобы создать адекватную работающую модель в Simulia Simpack, крайне важно заложить реальные данные о поведении шины. Это является областью потенциального сотрудничества между производителями шин и автомобилей.

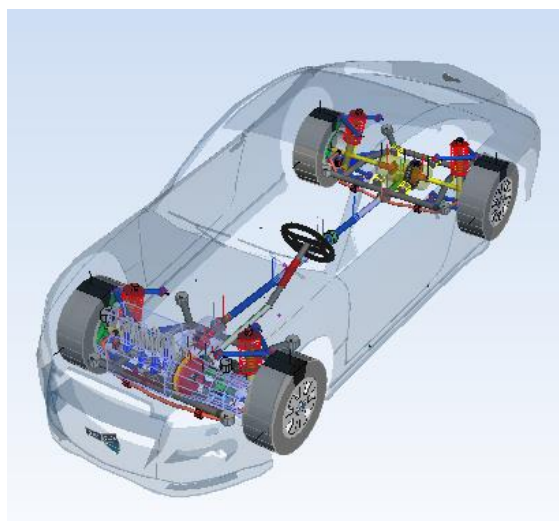


Рисунок 5 – Модель автомобиля, созданная в программе Simulia Simpack

Российские партнеры АО «Кордиант» разработали методику оценки скорости движения автомобиля при выполнении теста смены полосы движения. В качестве входной информации задается конфигурация трассы и выбираются характеристики подвески автомобиля. Для моделирования шин в составе автомобиля использовался полуфизический подход (метод «серого ящика») TMeasy [5]. Для подготовки входного файла в формате TMeasy были проведены испытания на специальном оборудовании Skid-trailer – тележке, фиксирующей изменения сил и моментов в различных режимах качения.

Результаты сравнения скорости выполнения маневра «Переставка» на виртуальном полигоне качественно совпадают с результатами, полученными на реальном полигоне. На рисунке 6 показаны кривые изменения скорости автомобиля (слева) и угла поворота рулевого колеса (справа), полученные расчетным (красные точки) и экспериментальным (красный штрих) путем.

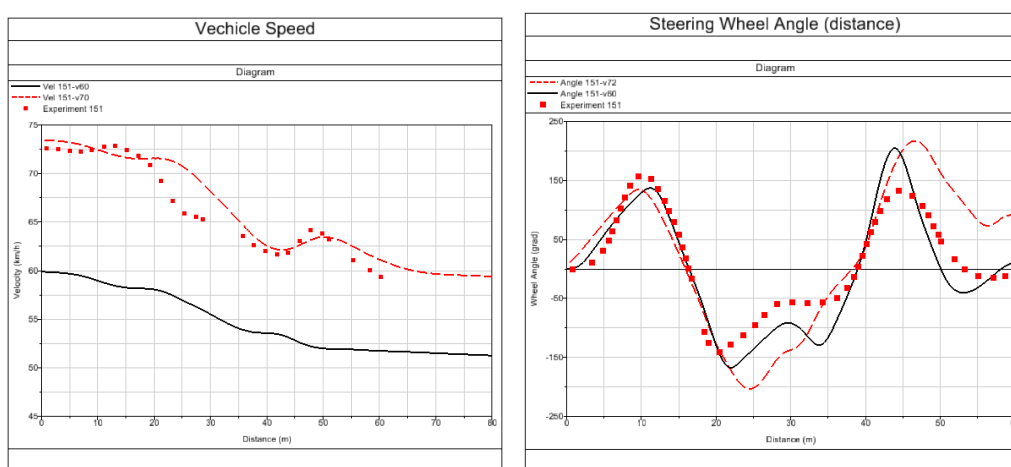


Рисунок 6 – Расчетные и экспериментальные кривые изменения скорости и угла поворота рулевого колеса при выполнении маневра «Переставка» (описание в тексте статьи)

Таким образом, применение современных расчетных методов моделирования в конструкторской деятельности позволяет в короткие сроки разрабатывать шины с заданными эксплуатационными характеристиками при минимальных затратах за счет сокращения количества опытных вариантов конструкции и замены части натурных испытаний постановкой виртуальных экспериментов.

Литература

1. Бидерман, В.Л. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытание, эксплуатация) / Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров, Б.В. Ненахов, И.И. Селезнев, С.М. Цукерберг. – М.: Госхимиздат, 1963. – 383 с.
2. Yeoh, O.H. Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber // Rubber Chemistry and Technology, 1993. – V. 66. – P. 754-771.
3. Римлянд, В.И. Измерение релаксации механического напряжения и расчет спектров релаксации на основе метода Прони / В.Н. Старикова, В.А. Залялутдинов, В.А. Авдеев // Вестник ТОГУ, 2012. - №1 (24). - С. 81-84.
4. Kudelin, D.V. Applying the Prony model of viscoelasticity to passenger-car tire design / Y.V. Belyavskaya, A.V. Mazin // Tire technology international, 2017. - P. 80 – 82.
5. Bunte, T Modelling and Validation of the TMeasy Tyre Model for Extreme Parking Manoeuvres / G. Rill, J. Ruggaber, J. Tobolář. - Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II. 2021. - P. 1015 – 1025.

References

1. Biderman, V.L. Car tires (design, calculation, testing, operation) / R.L. Guslitcer, S.P. Zharov, B.V. Nehahov, I.I. Seleznev, S.M. Cukerberg. – M.: Goskhimizdat, 1963. – 383 p.
2. Yeoh, O.H. Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber // Rubber Chemistry and Technology, 1993. – V. 66. – P. 754-771.
3. Rimlyand, V.I. Measurement of mechanical stress relaxation and calculation of relaxation spectra based on the Prony method / V.N. Starikova, V.A. Zalyalutdinov, V.A. Avdeev // Bulletin of TOGU, 2012. - N1 (24). - P. 81-84.
4. Kudelin, D.V. Applying the Prony model of viscoelasticity to passenger-car tire design / Y.V. Belyavskaya, A.V. Mazin // Tire technology international, 2017. - P. 80 – 82.
5. Bunte, T Modelling and Validation of the TMeasy Tyre Model for Extreme Parking Manoeuvres / G. Rill, J. Ruggaber, J. Tobolář. – Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II. 2021. – P. 1015 – 1025.

Н.В. Лобов, д-р техн. наук, доцент, **О.С. Иванова**, **Д.А. Фархуллин**
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
г. Пермь, 614990, Комсомольский проспект, 29, + 7 (342) 219-80-55
ov4549725@gmail.com

УДК 629.014

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ И ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВНОГО ЭЛЕМЕНТА НА МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

В материалах статьи изложены результаты экспериментального исследования переходных режимов при работе энергосилового установи, представленной в виде блока водородных топливных элементов и аккумуляторной батареи, при запуске модели транспортного средства. Приведено деление и описание интервалов потребляемой электродвигателем мощности. Установлено, что запуск и сглаживание пиковых нагрузок электродвигателя модели транспортного средства обеспечивается совместной работой блока ВТЭ и АКБ.

Ключевые слова: водород, электромобиль, электродвигатель, водородный топливный элемент, энергосиловая установка, мощность.

N.V. Lobov, Doc. Sc. Engineering, **O.S. Ivanova**, **D.A. Farkhullin**
Perm National Research Polytechnic University

STUDY OF THE JOINT OPERATION OF A BATTERY AND A HYDROGEN FUEL CELL ON A VEHICLE MODEL

The materials of the article present the results of an experimental study of transient modes during the operation of a power plant, presented in the form of a block of hydrogen fuel cells and a battery, when presenting a model of vehicles. The value and description of the interval of power consumed by the electric motor is given. It has been established that the launch and smoothing of peak loads of the electric motor of the vehicle model is ensured by the joint operation of the VTE unit and the battery.

Key words: hydrogen, electric vehicle, electric motor, hydrogen fuel cell, power plant, power.

Исследование физических процессов транспортных средств, работающих на водородных топливных элементах, является одновременно технически сложной и перспективной задачей [1]. Актуальность применения водорода обусловлена тем, что позволяет решить проблему, вызванную недостаточной распространенностью зарядных станций для электромобилей и ограниченным, вследствие этого, максимальным пробегом [2–4]. Техническая сложность исследуемого процесса объясняется отсутствием практического опыта применения водорода в инфраструктуре транспортных предприятий / исследовательских центров и элементарном отсутствии или недоступности объекта исследования, а именно транспортного средства на водородных топливных элементах. Информация об отечественных серийно или штучно выпускаемых подобных транспортных средствах авторам настоящей статьи неизвестна [5]. Единственным реальным объектом, эксплуатируемым на территории РФ, является гибрид ВТЭ и АКБ Toyota Mirai, емкость аккумуляторной батареи которого составляет 4 А·ч [6]. Емкость данного АКБ позволяет обеспечить работу электродвигателя автомобиля на 50 секунд. Решением проблемы [7, 8] на данном этапе видится применение для исследования уменьшенных копий подобных транспортных средств, включающих в себя емкость для хранения водорода на борту

автомобиля, водородный топливный элемент (ВТЭ), преобразующий энергию водорода в электрическую энергию, инвертор с электрическим синхронным двигателем и систему управления [9, 10]. В процессе исследования малогабаритной модели гоночного болида Туринг Tamiya TT-02 Type-S 4WD KIT, представленной на рис. 1, авторами данной статьи были зафиксированы следующие временные интервалы его работы: выход ВТЭ на рабочий режим, режим стабильной работы и режим снижения параметров эффективной работы, вплоть до остановки. Предметом исследования в данной статье являются особенности процесса выхода ВТЭ на стабильный режим работы, его совместная работа с аккумуляторной батареей.

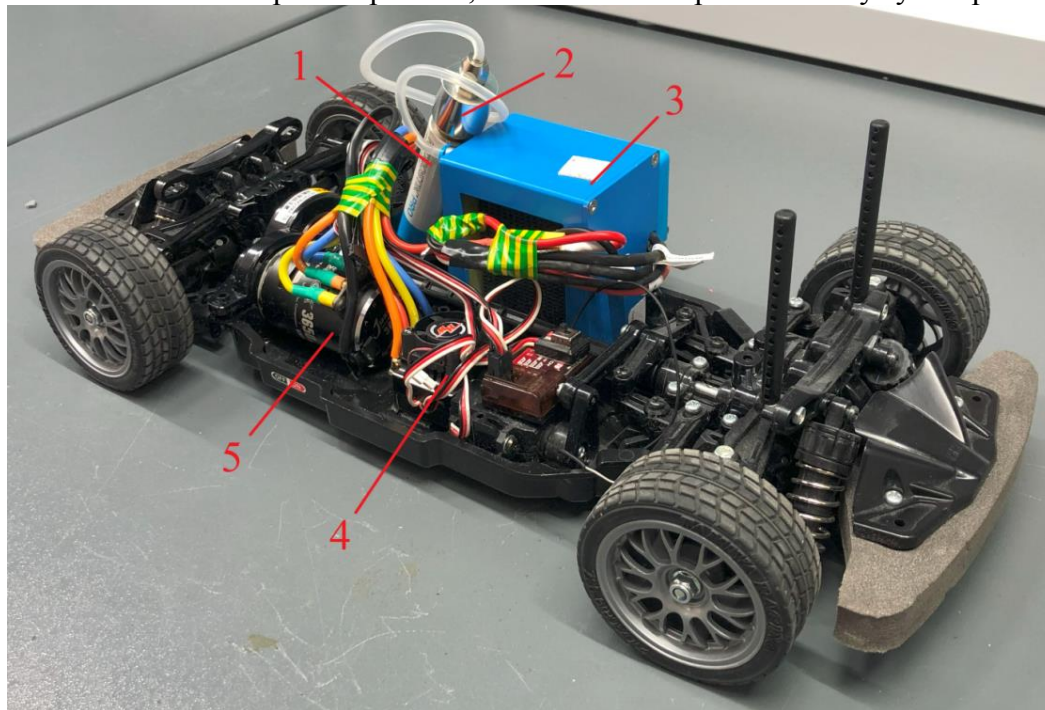


Рисунок 1 – Модель болида на ВТЭ:

1 – водородный картридж; 2 – регулятор давления; 3 – блок водородных топливных элементов; 4 – контроллер двигателя; 5 – электродвигатель

Для исследования работы энергетической установки [11-12] в режиме совместной работы блока ВТЭ и АКБ было произведено переоборудование электрической схемы транспортного средства, представленное на рис. 2. Изменения электрической схемы (выделены цветом) позволили выводить информацию об энергетических потоках, передаваемых на электромотор от топливного элемента и аккумуляторной батареи [13-14]. Вентилятор, подающий воздух для работы топливного элемента и его охлаждения, питается исключительно от топливного элемента. Данное подключение представлено на рис. 2. Электрическая система, состоящая из топливного элемента и вентилятора, начинает работу за счет кислорода, имеющегося в воздушном канале топливного элемента с катодной стороны [15-18].

Запуск ТЭ происходит после подачи водорода на входной канал. При этом автоматически включается вентилятор 1. В таком случае вентилятор 1 включен только тогда, когда его работа необходима. Для охлаждения инвертора предназначен вентилятор 2, питание которого обеспечивается за счет энергии АКБ и ТЭ.

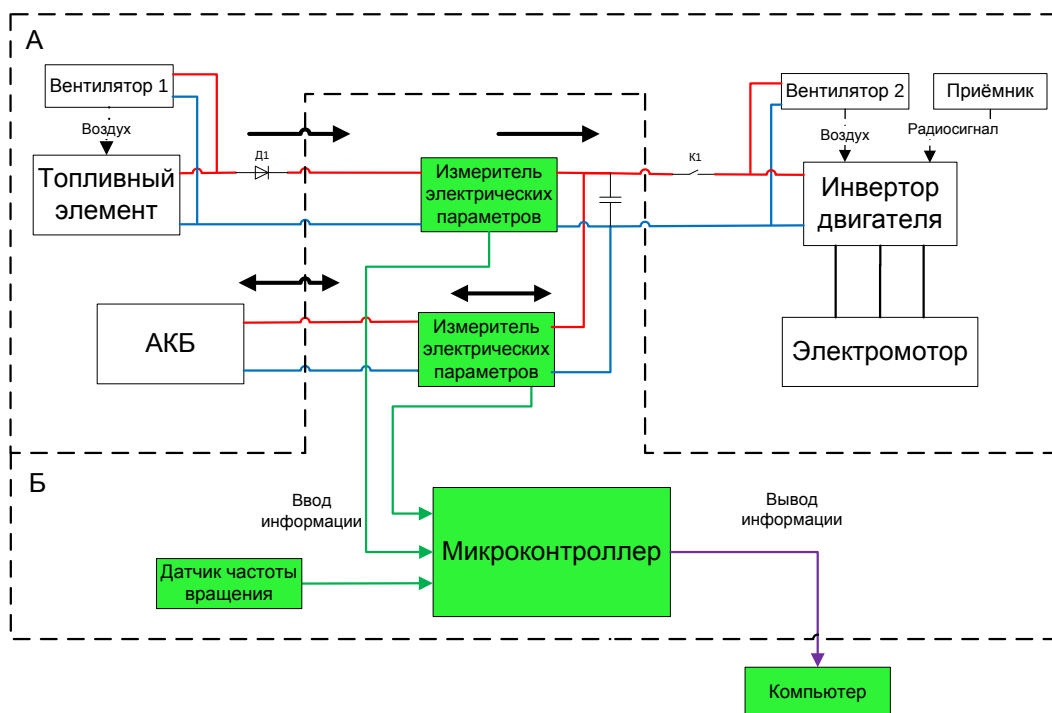


Рисунок 2 – Принципиальная электрическая схема энергетической установки с аккумуляторной батареей:

А – электрическая схема модели транспортного средства; Б – элементы схемы, добавленные для измерения электрических параметров энергоустановки

Совместно с аккумуляторной батареей энергоустановка модели транспортного средства выходит на стабильный режим работы значительно быстрее, а также обеспечивается зарядка АКБ от блока ВТЭ при выработке избыточной энергии или в том случае, когда емкость аккумуляторной батареи ниже номинального значения. На рис. 3 представлена зависимость выхода блока ВТЭ на максимальную мощность на переходном режиме совместно с работой аккумулятора.

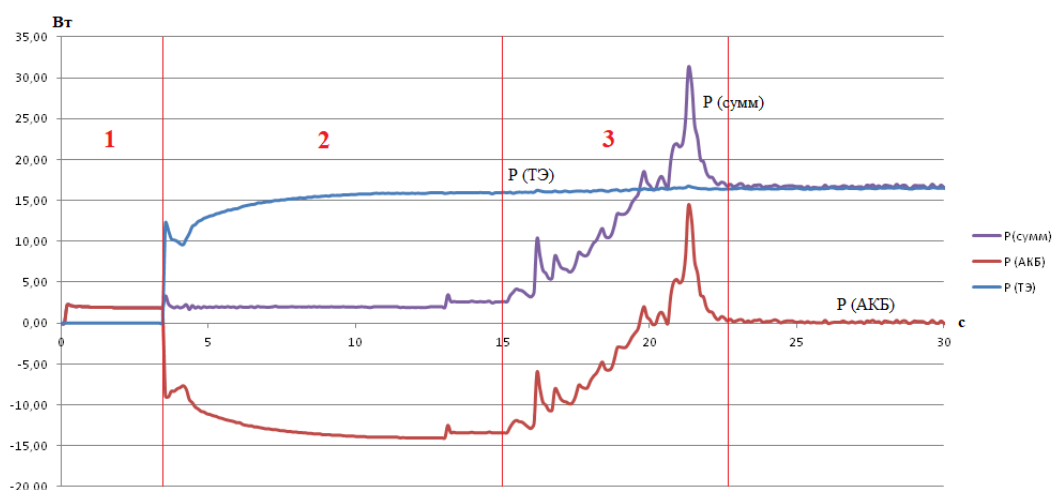


Рисунок 3 –Зависимость выхода ВТЭ на максимальную мощность на переходном режиме совместно с работой аккумулятора

$P(\text{сумм})$ – мощность, потребляемая электродвигателем (Вт), $P(\text{АКБ})$ – мощность, вырабатываемая аккумуляторной батареей (Вт), $P(\text{ТЭ})$ – мощность, вырабатываемая топливным элементом (Вт)

Максимальное значение мощности, достигаемое на 20 секунде с начала работы системы, потребляемое электродвигателем, в момент запуска модели гоночного болида составляет приблизительно 30 Вт. Данное значение мощности обеспечивается совместной работой блока ВТЭ и АКБ.

Интервал 1, обозначенный на рис. 3, соответствует режиму покоя, когда водород на анодную сторону ВТЭ еще не подан. Соответственно, мощность ВТЭ равна нулю, а постоянная выработка мощности аккумуляторной батареей полностью потребляется вентилятором 2 инвертора электродвигателя.

Интервал 2 свидетельствует о периоде зарядки АКБ от блока ВТЭ до момента подачи сигнала управления на запуск мотора транспортного средства. Окончание участка 2 представляет собой момент запуска болида с пульта управления через приемник радиосигнала. Момент запуска электродвигателя определялся оператором. Поэтому интервал 3, наблюдаемый с 15 по 22 секунды, случайно сгенерированный процесс, который может быть осуществлен раньше или позже. На интервале 3 наблюдался скачкообразный набор мощности до пикового значения (30 Вт) – это объясняется тем, что электродвигателю в режиме запуска требуется дополнительная энергия, так как мощность, вырабатываемая ТЭ, остается постоянной, АКБ компенсирует нехватку энергии [19]. По окончании участка 3 наблюдается стабильная работа энергоустановки и электродвигателя несмотря на то, что ВТЭ вышел на стабильный режим [20]. Мощность, потребляемая ЭД, полностью обеспечивается энергией исключительно от блока ВТЭ.

В ходе исследования получены следующие результаты и выводы:

- 1) исследован режим совместной работы блока водородных топливных элементов и аккумуляторной батареи;
- 2) в процессе исследования установлено, что в режиме выхода ВТЭ на проектную мощность энергия АКБ расходуется на привод вентилятора, охлаждающего инвертор, а запуск вентилятора топливного элемента осуществляется напрямую от него;
- 3) в процессе исследования установлено, что для запуска электродвигателя модели транспортного средства требуется больший расход электроэнергии, что обеспечивается совместной работой блока ВТЭ и АКБ, совместная работа которых позволяет сглаживать пиковые нагрузки на переходных режимах, таких как пуск электродвигателя.

Литература

1. Юсупова О.А. Текущее состояние и тренды рынка электромобилей в России и мире // ЭТАП: экономическая теория, анализ, практика. 2021. № 6. С. 131-143.
2. Водородная энергетика России: состояние и перспективы: сайт. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vodorodnaya-energetika-rossii-sostoyanie-i-perspektivy/viewer> (дата обращения 14.10.2022);
3. Краткий обзор по декарбонизации – Россия предпринимает шаги по достижению углеродной нейтральности. Legal Briefings. 2022. 2 с.
4. ГОСТ Р 56276–2014 /ISO/TS 14067:2013. Газы парниковые. Углеродный след продукции.
5. Scott M. Katalenich, Mark Z. Jacobson. Toward battery electric and hydrogen fuel cell military vehicles for land, air, and sea. Energy. 2022. Vol. 254. 12 p.
6. Toyota Mirai. Технические характеристики. URL: <https://www.elke.ee/ru/toyota/mirai/tehnicheskie-harakteristiki/> (дата обращения 27.07.2023).
7. Федеральный закон «Об электроэнергетике». 2003.
8. Постановление Правительства РФ «О совершенствовании требований к обеспечению надежности и безопасности электроэнергетических систем и объектов электроэнергетики и внесении изменений в некоторые акты Правительства РФ». 2017.
9. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: Справ. изд./Д.Ю. Гамбург, В.П. Семенов, Н.Ф. Дубовкин, Л.Н. Смирнова. – М.: Химия, 1989. – 672 с.

10. Чабак А.Ф. Емкость для хранения и способ аккумуляирования водорода: пат. Рос. Федерация. №2283453 С2. Бюл. №1. 24-27 с.
11. Pouria Ahmadi, Alireza Khoshnevisan. Dynamic simulation and lifecycle assessment of hydrogen fuel cell electric vehicles considering various hydrogen production methods. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022. Vol. 47 Issue 62. pp. 26758-26769.
12. Paolo Di Giorgio, Giovanni Di Ilio, Elio Jannelli et al. Innovative battery thermal management system based on hydrogen storage in metal hydrides for fuel cell hybrid electric vehicles. *Applied Energy*. 2022. Vol. 315. 10 p.
13. Трофимов Е.С. Топливные элементы прямого действия на автомобильном транспорте. – М.: Транспортное дело России. 2022. №6 (163). С. 154-156.
14. Электрохимия топливных элементов: учебное пособие / В.П. Кривобоков, Н.С. Сочугов, А.А. Соловьев. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 155 с.
15. Троян А. Н., Январев И. А., Сентемов Д. В., Божко И. С. Применение технологии металлгидридов для хранения и транспортировки водорода. ОГТУ. Россия. 2022. 2 с.
16. Карпов Д.А., Литуновский В.Н. Водородная энергетика: хранение водорода в связанном состоянии. – СПб.: АО «НИИЭФА», 2016. – 94 с.
17. Santiago Hernan Suarez, Djafar Chabane, Abdoul N'Diaye et al. Evaluation of the Performance Degradation of a Metal Hydride Tank in a Real Fuel Cell Electric Vehicle. *Energies*. 2022. Vol. 15 Issue 10. 14 p.
18. Ke Sun, Zhiyong Li. Development of emergency response strategies for typical accidents of hydrogen fuel cell electric vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2021. Vol. 46 Issue 75. pp. 37679-37696.
19. Jiquan Han, Jianmei Feng, Ping Chen, Yunmei Liu, Xueyuan Peng. A review of key components of hydrogen recirculation subsystem for fuel cell vehicles. *Energy Conversion and Management*: X. 2022. 16 p.
20. Tarek Selmi, Ahmed Khadhraoui, Adnen Cherif. Fuel cell-based electric vehicles technologies and challenges. *Environmental Science and Pollution Research*. 2022. P. 11.

Е.В. Фомин, канд. техн. наук, доцент,
ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»,
г. Красноярск, 83912325337, e-mail: 2325337@mail.ru

А.А. Майер
ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»,
г. Красноярск, 660100, г. Красноярск, ул. Академика Киренского, д. 71, кв. 233,
89620825853, e-mail: amayer.gt@mail.ru

УДК 656

О ПРОГНОЗИРОВАНИИ УВЕЛИЧЕНИЯ ПАССАЖИРОПОТОКА ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ

В материалах статьи изложены проблемы формирования городских транспортных систем и предложен метод снижения транспортных задержек за счет развития общественного транспорта. Представлен способ оценки привлекательности общественного транспорта для пользователей с помощью увеличения скорости сообщения.

Ключевые слова: общественный транспорт, выделенные полосы, улично-дорожная сеть, интенсивность движения, скорость сообщения.

E. V. Fomin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
FGAOU VO "Siberian Federal University",
г. Krasnoyarsk, 83912325337, e-mail: 2325337@mail.ru

A.A. Mayer
FGAOU VO "Siberian Federal University",
г. Krasnoyarsk, 660100, Krasnoyarsk, Akademika Kirenskogo str. 71, square 233,
89620825853, e-mail: amayer.gt@mail.ru

ABOUT FORECASTING OF INCREASE OF PASSENGER FLOW OF PUBLIC TRANSPORT AT INCREASE OF SPEED OF COMMUNICATION

In the materials of the article the problems of formation of urban transport systems are stated and the method of reduction of transport delays at the expense of development of public transport is offered. The method of estimation of attractiveness of public transport for users by means of increase of speed of communication is presented.

Key words: public transport, dedicated lanes, street-road network, traffic intensity, speed of communication.

Формирование городских транспортных систем на данном этапе является сложной задачей для инженеров и ученых. Проектирование системы затрудняется также сложившейся застройкой в городах и увеличивающимся транспортным потоком. В результате на улично-дорожной сети возникают заторовые ситуации, растут задержки и повышается аварийность. Выходом из данной ситуации является организации устойчивой и эффективной работы общественного транспорта.

Общественный транспорт должен стать приоритетным направлением перевозочного процесса в городской среде, необходимо повышать его привлекательность, только тогда станет возможным решение транспортных проблем в городах.

Наиболее эффективным методом обеспечения приоритета общественного транспорта является организация выделенных полос. Для определения критериев выделения автобусных

полос основными задачами данного изменения в организации дорожного движения необходимо считать следующие:

1 достижение социальной справедливости;

2 разгрузка улично-дорожной сети города (снижение интенсивности движения личного транспорта за счет улучшения качества обслуживания общественным транспортом населения).

Рассмотрение вопроса о выделении специализированных полос в преимущество большинства сразу становится намного легче, так как уменьшается количество различных мнений за счет конкретизации проблемы. С учетом разбора работ различных ученых и предыдущего обзора можно предложить следующий алгоритм для выделения полос общественного транспорта.

Условие по достижению социальной справедливости при выделении полос для общественного транспорта будет выглядеть так:

$$Q_{от} \geq Q_A, \quad (1)$$

где $Q_{от}$ – среднее количество пассажиров, перевозимых общественным транспортом в час-пик, пасс./ч;

Q_A – среднее количество пассажиров, перевозимых прочим транспортом в час-пик по наименее загруженной полосе, пасс./ч.

Сравнивать необходимо именно количество перевозимых людей в часы-пик, так как в этот период времени достигается их наибольшее значение и начинаются затруднения в движении.

Фактическое количество пассажиров общественного транспорта для расчетов можно взять у различных организаций, которые занимаются исследованиями пассажиропотоков в городах. В современном мире в автобусах, трамваях и троллейбусах устанавливаются счетчики пассажиропотока, которые позволяют в автоматическом режиме получать всю информацию о перемещении пассажиров. Так, в городе Красноярске этим занимается МКУ «Красноярскгортранс». Провести учет пассажиров прочего транспорта сложнее. Так, в методике работы [1] предлагается сравнивать количество пассажиров общественного транспорта в единицу времени с количеством пассажиров иного транспорта в свободном потоке в приведенных единицах интенсивности движения:

$$Q \geq v_{cn} \cdot q_{mc} \quad (2)$$

где Q – количество пассажиров, передвигающихся по рассматриваемому перегону в единицу времени (например, в час), пасс/час;

v_{cn} – интенсивность движения свободного потока в единицу времени по максимально нагруженной полосе движения (например, в час), прив. ед/час;

q_{mc} – среднее количество пассажиров, находящихся в транспортном средстве из свободного потока движения (за исключением городского пассажирского транспорта), пасс.

В данном случае проблема может заключаться в том, что при учете интенсивности движения в приведенных единицах закрадывается погрешность на различные виды транспорта. Так, например, коэффициент приведения для грузового транспорта варьируется от 1,5 до 3,5, что не говорит о большем количестве перевезенных пассажиров. Но коэффициент приведения у автобусов от 1,5 до 2,5, что значительно меньше количества перевозимых пассажиров [2]. Тогда стоит сравнивать количество перевозимых людей следующим образом:

$$Q_{от} \geq q_l \cdot v_l + q_{гр} \cdot v_{гр} + q_{авт} \cdot v_{авт}, \quad (3)$$

где $q_{\text{л}}$ – среднее количество пассажиров, находящихся в легковом автомобиле, пасс./ч;
 $v_{\text{л}}$ – интенсивность движения легковых автомобилей в час-пик, авт./ч;
 $q_{\text{гр}}$ – среднее количество пассажиров, находящихся в грузовом автомобиле, пасс./ч;
 $v_{\text{гр}}$ – интенсивность движения грузовых автомобилей в час-пик, авт./ч;
 $q_{\text{авт}}$ – среднее количество пассажиров, находящихся в автобусе, пасс./ч;
 $v_{\text{авт}}$ – интенсивность движения автобусов в час-пик, авт./ч.

Согласно п. 18.2 Правил дорожного движения, утвержденных постановлением Правительства РФ от 23.10.1993 г. №1090 «О Правилах дорожного движения», для движения полосы для маршрутных транспортных средств могут использовать непосредственно маршрутные транспортные средства, такси, школьные автобусы, а также в Москве, Санкт-Петербурге и Севастополе автобусы, имеющие официальное разрешение. Но повысить эффективность использования автобусных полос можно и с помощью разрешения использования этих полос другими автобусами, которые не будут оказывать помех для общественного транспорта. Тогда формулу (3) можно упростить следующим образом:

$$Q_{\text{от}} \geq q_{\text{л}} \cdot v_{\text{л}} + q_{\text{гр}} \cdot v_{\text{гр}}. \quad (4)$$

При этом необходимо учитывать прогнозируемый пассажиропоток общественного транспорта после выделения полос для его движения. С учетом увеличения скорости сообщения часть пассажиропотока с личных автомобилей переходит на пользователей общественного транспорта.

Время поездки на общественном транспорте всегда будет больше времени поездки на личном транспорте, в связи с тем, что время поездки на общественном транспорте складывается из времени подхода к остановочному пункту, времени ожидания общественного транспорта, времени поездки и времени движения от остановочного пункта до пункта назначения. Таким образом, получаем:

$$T_{\text{общ}} \geq T_{\text{лт}},$$

$$T_{\text{общ}} = t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{поезд}} + t_{\text{отх}},$$

$$T_{\text{общ}} = t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + \frac{l_{\text{езд}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}} + t_{\text{отх}},$$

$$T_{\text{лт}} = \frac{l_{\text{езд}}}{v_{\text{с}}^{\text{лт}}},$$

где $T_{\text{общ}}$ – время поездки на общественном транспорте, с;
 $T_{\text{лт}}$ – время поездки на личном транспорте, с;
 $t_{\text{под}}$ – время подхода к остановочному пункту, с;
 $t_{\text{ож}}$ – время ожидания общественного транспорта, с;
 $t_{\text{поезд}}$ – время поездки, с;
 $t_{\text{отх}}$ – время движения от остановочного пункта до пункта назначения, с;
 $l_{\text{езд}}$ – длина маршрута, м;
 $v_{\text{с}}^{\text{общ}}$ – скорость сообщения общественного транспорта, км/ч;
 $v_{\text{с}}^{\text{лт}}$ – скорость сообщения личного транспорта, км/ч.

При этом можно получить следующее неравенство:

$$\frac{l_{\text{езд}}}{v_{\text{с}}^{\text{лт}}} \leq t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + \frac{l_{\text{езд}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}} + t_{\text{отх}}.$$

Тогда длину маршрута можно выразить следующим образом,

$$l_{\text{езд}} = v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}(t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{отх}}) + \frac{l_{\text{езд}} v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}},$$

$$l_{\text{езд}} - \frac{l_{\text{езд}} v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}} = v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}(t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{отх}}),$$

$$l_{\text{езд}} \left(1 - \frac{v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}}\right) = v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}(t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{отх}}),$$

$$l_{\text{езд}} = \frac{v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}(t_{\text{под}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{отх}})}{1 - \frac{v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}}}.$$

Если принять:

$$1 - \frac{v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}}{v_{\text{с}}^{\text{общ}}} = k,$$

то при

$$v_{\text{с}}^{\text{общ}} = v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}} \rightarrow k_{\text{max}},$$

где k – коэффициент привлекательности.

Так как $v_{\text{с}}^{\text{общ}}$ не может быть меньше $v_{\text{с}}^{\text{ЛТ}}$, в связи с различными ограничениями, например, необходимости общественного транспорта останавливаться на всех остановочных пунктах, в нормальных условиях получим:

$$0 < k < 1.$$

Для прогнозирования увеличения пассажиропотока общественного транспорта, в связи с переходом пользователей личного транспорта на общественный, необходимо провести опрос этих пользователей о возможности отказа от личного транспорта.

Таким образом, был определен коэффициент привлекательности общественного транспорта для пользователей. В целях формирования устойчиво функционирующих городских транспортных систем необходимо стремиться к его увеличению, так как единственный способ решения транспортных проблем в город – создание приоритета общественного транспорта.

Литература

1. Фомин Е.В., Зеер В.А., Арефьева Е.С., Голуб Н.В. Обеспечение приоритета городского пассажирского транспорта общего пользования на улично-дорожной сети города // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2020.

2. Клиновштейн Г.И., Афанасьев М.Б. Организация дорожного движения: учебник. – М.: Транспорт, 2001. – 248 с.

Н. Батжаргал, аспирант

А.И. Федотов, д-р техн. наук, профессор

Иркутский национальный исследовательский технический университет

г. Иркутск, 664074, Лермонтова, 83

e-mail: B.Nyambat@mail.ru

fai.abs@yandex.ru

Д.А. Тихов-Тинников, канд. техн. наук, доцент

Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления

г. Улан-Удэ, 670013, Ключевская, 40в

e-mail: dm_tt@mail.ru

УДК 629.015

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИНЫ

В статье рассмотрено исследование определения радиальной жесткость (жесткость) и силового радиуса шины DUNLOP WINTER MAX WM01 195/70R15 при разных уровнях давления. В результате исследования получили функциональные зависимости радиуса качения в ведомом режиме и радиальной жесткости шин от нормальной нагрузки, и давления воздуха в шине.

Ключевые слова: силовой радиус колеса, радиальная жесткость шин.

N. Batjargal, graduat student

A.I.Fedotov, Doctor of Technical Sciences

Irkutsk National Research Technical University

D.A.Tikhov-Tinnikov, Cand. Sc. Engineering,

East Siberia State University of Technology and management

TIRE PERFORMANCE ANALYSIS

The article explores the study of determining the radial stiffness (rigidity) and contact patch radius of the DUNLOP WINTER MAX WM01 195/70R15 tire at different pressure levels. As a result of the research, functional dependencies of the rolling radius in the driven mode and the radial stiffness of the tires were obtained based on the normal load and tire air pressure.

Keywords: contact patch radius, radial tire stiffness.

В ходе дорожного эксперимента, исследовавшего влияние технического состояния подвески на устойчивость автомобиля, были использованы шины DUNLOP WINTER MAX WM01 195/70R15. Для аналитического исследования данных процессов требуется характеристики этой шины. Целью исследования является получение функциональной зависимости радиуса качения в ведомом режиме и радиальной жесткости шин от нормальной нагрузки, и давления воздуха в шине.

Радиальная жесткость - это показатель, характеризующий способность шины справляться с вертикальными нагрузками и сохранять свою форму при давлении. Измерение радиальной жесткости помогает определить, насколько эффективно шина может переносить вес автомобиля и обеспечивать комфорт и безопасность во время движения [1].

Чтобы измерить радиальную жесткость эластичных шин был использован стенд для исследования шин, находящийся в лаборатории автомобиля ИРНИТУ (Рисунок). Стенд включает в себе системы измерения нормальной нагрузки и системы измерения деформации шины. Нормальная нагрузка образуется с помощью винтовой пары.



Рисунок 1 – Стенд для исследования шин

Для определения силового радиуса колеса с эластичной шиной был использован шинный тестер с беговым барабаном. Радиус качения колеса ведомом режиме очень близок по своему абсолютному значению к силовому радиусу колеса, определяемому в режиме свободного качения. Воспроизвести ведомый режим качения колеса проще чем особых сложностей, поскольку это частное от деления пути, пройденного колесом за n оборотов на $2\pi n$ [2].

Нам необходимо определить функциональные изменения силового радиуса и радиальной жесткости шины на основе измеренных параметров: нормальная нагрузка и давление воздуха в шине АТС, полученных в результате экспериментов. Для достижения этой цели мы воспользуемся методом множественного регрессионного анализа.

Это позволит в дальнейшем на основе уравнения множественной линейной регрессии определить силовой радиус и радиальную жесткостью колеса автомобиля в расчетах.

На рисунке (рисунок 2) показаны графики зависимости деформации шины от нагрузки при давлении воздуха в шине $P_v = 2,2$ бар. Представленные зависимости получены при следующих дискретных значениях давления воздуха в шине: $P_v = 2,2$ бар, $P_v = 2,0$ бар, $P_v = 1,8$ бар.

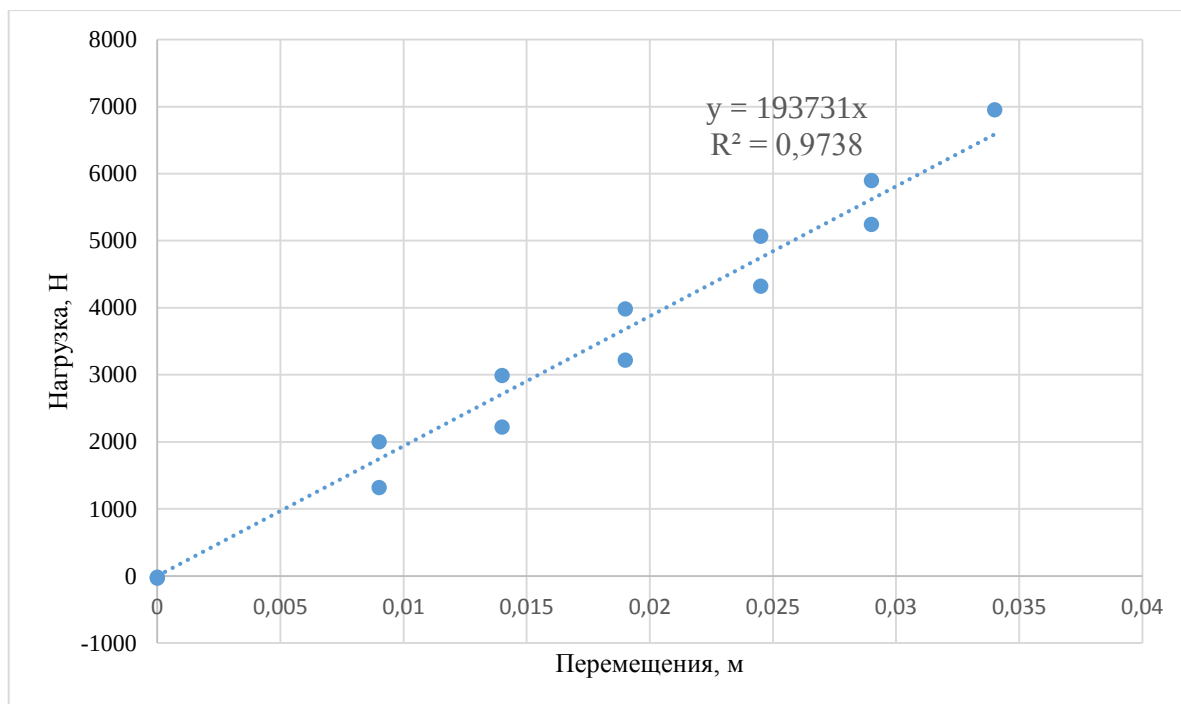


Рисунок 2 – Зависимость деформации шины Dunlop 195/70R15 от нагрузки, давление в шине 2,2 бар

Используя известные методы аппроксимации на основе полученных графиков (рисунок 2), для каждого из давления были определены функциональные зависимости вертикальной нагрузки на шин от деформации $R_z = f(\Delta)$. Эти зависимости были представлены в виде линейных функций и сводятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Функциональная зависимость $R_z = f(\Delta)$ шины при разных давлениях воздуха в шине

№	Давления воздуха в шине, бар	Функциональная зависимость, $R_z = f(\Delta)$
1	2,2	$193731 \cdot \Delta$
2	2,0	$1784561 \cdot \Delta$
3	1,8	$166112 \cdot \Delta$

Полученные коэффициенты аппроксимации, являются коэффициентом $C_{ш}=193731 \text{ Н/м}$ жесткости шин DUNLOP WINTER MAX WM01 195/70R15 при давлении 2,2 бар.

На рисунке (рисунок 3) показаны графики зависимости силовой радиус колеса от нагрузки. Представленные на рисунке зависимости получены при следующих дискретных значениях давления воздуха в шине: $P_v = 2,2 \text{ бар}$, $P_v = 2,0 \text{ бар}$, $P_v = 1,8 \text{ бар}$

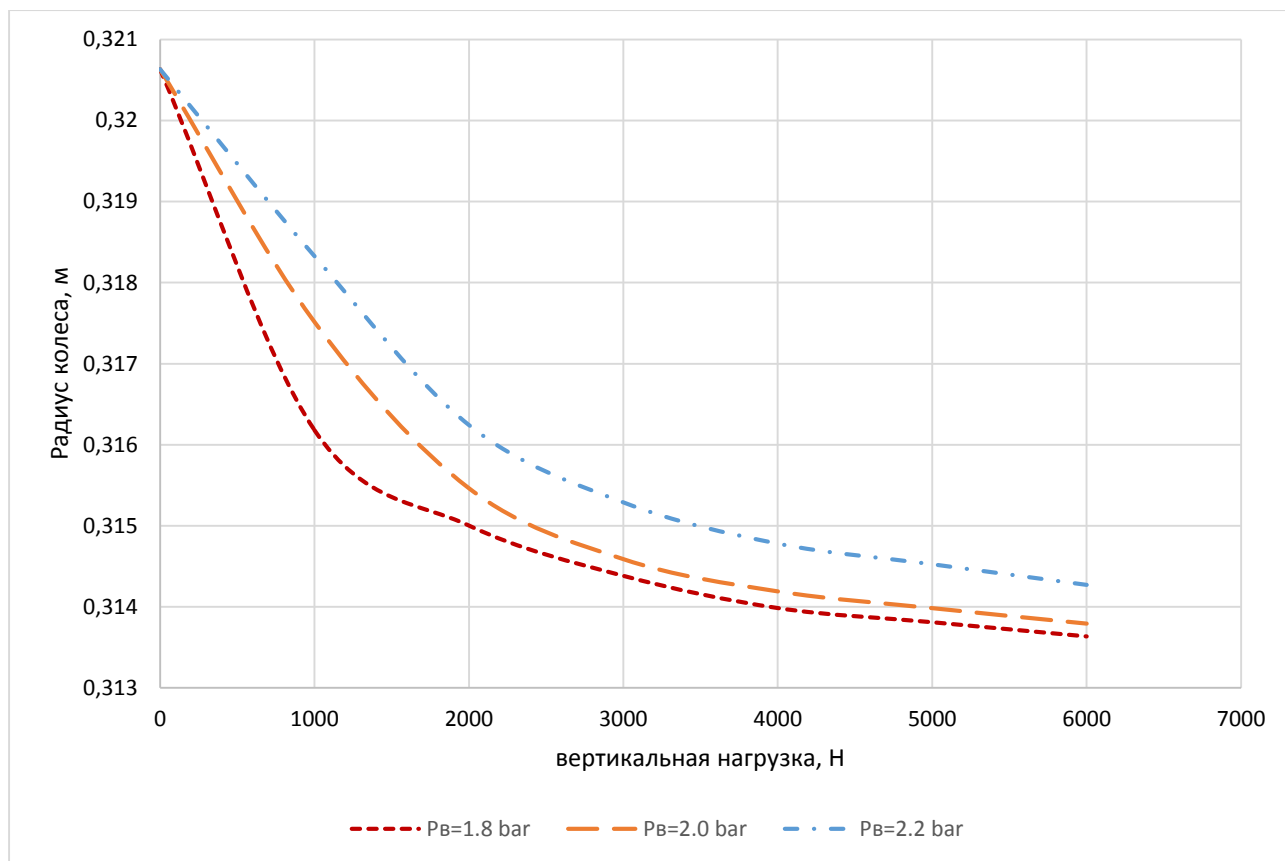


Рисунок 3 – Графики прогиба эластичной шины с размером 195/70R15, при нагружении колеса нормальной нагрузки при вариации давления P воздух

Согласно представленным графикам можно сделать заключение, что силовой радиус колеса в зависимости от нагрузки уменьшается с увеличением нагрузки при в одном давлении.

Чтобы получить функциональных зависимостей изменения силового радиуса и жесткости колеса автомобиля в зависимости от вертикальной нагрузки и давления в шине необходимо провести регрессионный анализ всех экспериментальных данных.

Для этого создадим таблицу в Microsoft Excel с экспериментальными данными и проведём регрессионный анализ.

Из результатов регрессионного анализа экспериментальных данных получили следующие уравнения.

$$r_k = -0.001 \cdot R_z + 0.002302 \cdot P_b + 0.3142 \quad (1)$$

$$C_{ш} = 69.047 \cdot P_b \quad (2)$$

где r_k - силовой радиус колеса, м; R_z - нормальная нагрузка на колеса, кН; $C_{ш}$ - жесткость шин, кН/м; P_b - давление в шине, бар.

Заключение

Шина легкового автомобиля DUNLOP WINTER MAX WM01 195/70R15 имеет функциональные зависимости радиуса качения в ведомом режиме от нормальной нагрузки и давления воздуха в шине:

$$r_k = -0.001 \cdot R_z + 0.002302 \cdot P_b + 0.3142.$$

Зависимости нормальной жесткости от давления в шине выражается следующим образом:

$$C_{ш} = 69.047 \cdot P_b$$

С помощью этих зависимостей можно исследовать процесс движение автомобиля аналитическом методом.

Литература

1. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобиля: учебник. – Иркутск, 2016. – 288 с.
2. Федотов А.И. Основы научных исследований: учебное пособие. – Иркутск, 2017. – 140 с.
3. Батжаргал Н. Методику контроля технического состояния амортизаторов силоизмерительным методом / Нямбат. Батжаргал, Б. Идэрсайхан, А.С. Потопов // Нанотехнологии: Наука и производство. – 2023. – № 2. – С. 44-49.

С.П. Озорнин, д-р техн. наук, профессор

Забайкальский государственный университет, г. Чита, 672039, Александро-Заводская, 30,
+7(3022)21-86-12

E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru

УДК 338 (470.41)

СИНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи изложены существующие проблемы обеспечения эксплуатационной безопасности колесных транспортных средств, для решения которых предложен системно синергетический подход в обосновании и реализации мероприятий технического сервиса. Представлены основы методики учета величины нагрузочного воздействия на колесные транспортные средства и их элементы в процессе выполнения транспортной работы.

Ключевые слова: синергетический подход, эксплуатационная безопасность, уровень нагрузочного воздействия, технический сервис, вероятность безотказной работы.

S.P. Ozornin, Doctor of Technical Sciences. Doctor of Science, Professor,
Trans-Baikal State University, Chita, 672039, Alexandro-Zavodskaya, 30,
+7(3022)21-86-12

E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru

SYNERGISTIC APPROACH TO ENSURING THE OPERATIONAL SAFETY OF WHEELED VEHICLES

The article presents the existing problems of ensuring the operational safety of wheeled vehicles, for the solution of which a systematic synergetic approach is proposed in the justification and implementation of technical service measures. The basics of the methodology for accounting for the magnitude of the load impact on wheeled vehicles and their elements in the process of performing transport work are presented.

Keywords: synergetic approach, operational safety, level of load impact, technical service, probability of failure-free operation.

Современные колесные транспортные средства (КТС) имеют значительные по величине мощностные и скоростные характеристики. Обеспечение их эксплуатационной безопасности требует решения целого ряда задач как в сфере их проектирования, производства, так и, особенно, в сфере эксплуатации. Процессы эксплуатации КТС относятся к категории «слабоструктурированных» объектов исследования и управления, которым присущи такие свойства, как уникальность, отсутствие формализуемой цели существования и оптимальности, не стационарность структуры и параметров, неполнота или практически полное отсутствие формального описания объекта. Такую характеристику подобным объектам дал в свое время советский и российский кибернетик, доктор технических наук, профессор Дмитрий Александрович Поспелов [15].

Комплекс качеств, используемый для характеристики производственно-технологических процессов эксплуатации КТС, направленных на обеспечение их эксплуатационной безопасности, для классической теории управления (КТУ) является неожиданным и «неудобным» или, как его еще принято называть «плохо определенным» [15]. Необходимо отметить, что плохо определенные объекты и системы сравнительно мало изучены, поэтому существенно затрудняется их точное математическое описание.

Эффективное и безошибочное управление слабоструктурированными объектами и системами представляет с точки зрения КТУ довольно сложную, практически неразрешимую задачу. На уровне эксплуатационных предприятий синергетический подход к обеспечению эксплуатационной безопасности КТС позволяет достигать положительного эффекта, который является пересечением экономического, социального, организационного, управленческого, технологического, экологического и других эффектов.

Успешное управление слабоструктурированными объектами в обстановке неполной и нечеткой информации может обеспечить человек-оператор, которого выручают высокая квалификация, способности наблюдать, анализировать и запоминать информацию, делать определенные выводы, и, как следствие, принимать правильные решения.

Существенное повышение эффективности управления сложными объектами ориентировано на создание и использование интеллектуальных САУ (ИСАУ). ИСАУ, как правило, способны в той или иной степени воспроизводить определенные интеллектуальные действия человека, связанные с приобретением, анализом, классификацией знаний в предметной области управления технологическими процессами производственно-технической эксплуатации КТС.

Одной из ветвей теории интеллектуальных систем, активно применяемой в настоящее время, является теория нечеткого управления (fuzzy control). Эта теория образовала одно из направлений в современной технологии управления, используемое для синтеза нечетких регуляторов, гибридных регуляторов, нечетких поисковых систем автоматической оптимизации, нечетких устройств оценивания и фильтрации.

Сложившаяся система производства и эксплуатации КТС, позволяющая повышать их производительность и экономичность, подразумевает рациональную производственно-техническую эксплуатацию КТС, которая является определенной частью схемы реализации их жизненного цикла (рис. 1). Такой подход, сформированный в 30-х – 50-х гг. XX века, можно считать первой парадигмой производства и эксплуатации машин. Однако этот подход не решал проблему обеспечения эксплуатационной безопасности КТС.

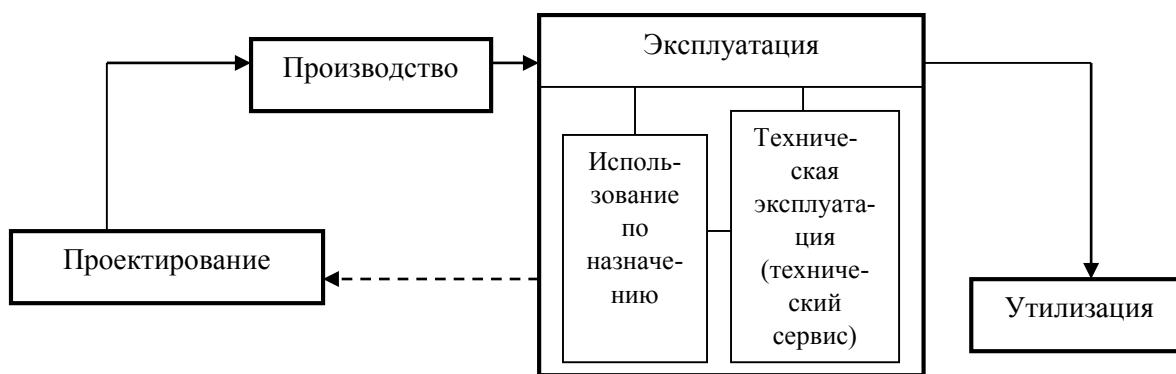


Рисунок 1 – Традиционная схема реализации жизненного цикла машин

Системно-технологический подход к организации производства и эксплуатации колесных транспортных средств видоизменяет традиционную схему реализации их жизненного цикла. Каждый из процессов цикла имеет в своей основе ряд технологических процессов, реализуемых зачастую без достаточно точного формального описания в соответствии с наработанным опытом предшествующих лет (рис. 2). За счет более адекватного описания реальной среды, в которой реализуются технологические процессы, не имеющие точного количественного математического описания, управление ими оказывается более эффективным на основе нечеткой логики (fuzzy logic), позволяющей оперировать неопределенной или нечеткой информацией, не интерпретируемой в количественных

терминах. При управлении сложными процессами нечеткие системы, по сравнению с традиционными, имеют лучшую помехозащищенность, быстродействие и точность.

Рисунок 2 – Схема системно-технологической реализации жизненного цикла колесных транспортных средств с условием обеспечения эксплуатационной безопасности

Зафиксированные численные значение уровня нагрузочного воздействия $W_n(t)$ в момент наступления отказов с учетом времени t , позволяют оценить накопленную величину уровня нагрузочного воздействия $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ индивидуально для каждой единицы парка

КТС. Таким образом, показатель вероятности безотказной работы КТС $P(L, W(t))$ оценивается более достоверно и учитывает специфику выполнения транспортных работ с применением КТС.

Это позволяет индивидуально для каждого КТС выявлять элементы, лимитирующие эксплуатационную надежность в различных ситуациях. В таком случае вероятность безотказной работы ГТТМ будет определена следующим образом (1):

$$P[L, W(t)] = \frac{N_0 - \sum_{i=1}^k n_i[L, W(t)]}{N_0}. \quad (1)$$

Технологические карты надежности для обоснования мероприятий технического сервиса КТС с целью обеспечения их эксплуатационной безопасности предлагается строить по трем параметрам: $P[L, W(t)]$, L и $\sum_{i=1}^n W_i(t)$, где $P[L, W(t)]$ – вероятность безотказной работы, L – пробег КТС, $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ – суммарный уровень нагрузочного воздействия в момент наступления отказов с учетом времени t . Пример трехмерной карты надежности КТС представлен на рисунке 3.

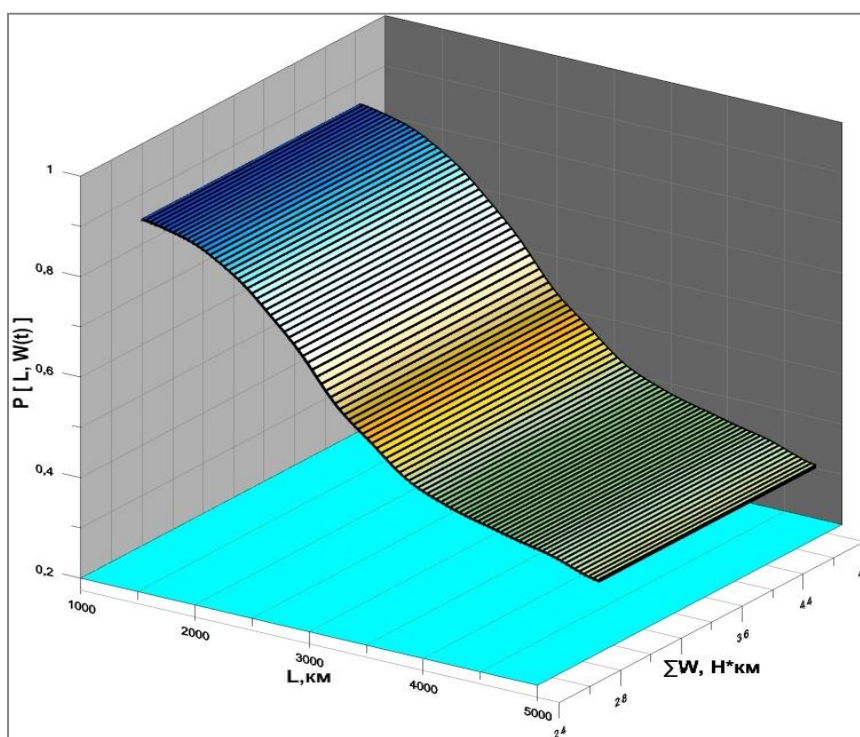


Рисунок 3 – Трехмерная технологическая карта надежности КТС

Повышение величины $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ влечет за собой уменьшение значения вероятности безотказной работы КТС $P[L, W(t)]$ с течением контрольного времени t и с учетом пробега КТС L . Это означает, что вероятность безотказной работы зависит в большей степени не от пробега, а от того, при каких условиях КТС эксплуатировалось в течение контрольного времени t . С увеличением пробега лимитировать надежность и снижать эксплуатационную безопасность будут те элементы, отказы которых связаны с износом и срок их службы напрямую зависит от характера изменения интенсивности отказов.

Для грузовых КТС необходимо учитывать коэффициент использования грузоподъемности γ_c , который позволяет оценить нагрузку на элементы КТС в процессе эксплуатации. Современные датчики контроля массы груза позволяют отслеживать изменения этого коэффициента, а вместе с мониторингом значений показателей расхода топлива Q и средней скорости V_{cp} появляется возможность отслеживать значения накопленной величины уровня нагрузочного воздействия $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ [1, 4, 5, 13, 14].

В связи с этим величина уровня нагрузочного воздействия $W_i(t)$ может быть определена по формуле (2)

$$W_i(t) = \Psi_{\Sigma} * L_{\text{факт}} * \gamma_c, (H^*_{км}), \quad (2)$$

где $L_{\text{факт}}$ – фактически пройденный КТС путь, км; Ψ_{Σ} – суммарный коэффициент сопротивления движению (3):

$$\Psi_{\Sigma} = k \frac{Q}{V_{cp}}, \quad (3)$$

где Q – средний расход топлива двигателем КТС, л/100 км; V_{cp} – средняя скорость движения КТС, км/ч; k – характерный для каждого КТС коэффициент пропорциональности (в $H/л^*ч$), определяемый через контрольный расход топлива $Q_{кр}$, скорость V_Q при контрольном расходе топлива и коэффициент сопротивления движению по дороге с ровным твердым покрытием Ψ_A , равный 0,025 для колесных машин.

Влияние величины уровня нагрузочного воздействия на изменение технического состояния КТС, в течение времени t , предлагается оценивать с помощью накопленной величины уровня нагрузочного воздействия $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ (4):

$$\sum_{i=1}^n W_i(t) = W_1(t) + W_2(t) + \dots + W_n(t), (H^*_{км}), \quad (4)$$

где $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ представляет собой сумму всех нагрузочных воздействий за контролируемое время эксплуатации КТС t .

В связи с вышеизложенным, при сравнении показателя $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ с характеристиками надежности КТС при дискретном диагностировании и на этапе сбора статистических данных об отказах появляется возможность аналитического решения задачи повышения эффективности и безопасности эксплуатации КТС.

Геометрическая форма плоскости на трехмерной диаграмме будет зависеть от характера отказов. Представленная на трехмерной карте надежности плоскость характеризует отказы, которые соответствуют нормальному закону распределения. Это отказы, связанные с износом: тормозные колодки, детали цилиндропоршневой группы и подшипники коленчатого вала ДВС, зубья шестерен, протектор шин колес и т.д. Кроме того, отказы могут распределяться по экспоненциальному закону – это отказы, связанные с разрушением, например, листы рессор, и закону Вейбулла-Гнеденко – отказы, связанные с усталостью деталей и с последующим их разрушением.

Аналитическая оценка статистических данных об отказах позволяет прогнозировать и внезапные отказы, если известно критическое значение показателя $\sum_{i=1}^n W_i(t)$ для конкретного элемента КТС. Таким образом, синергетический подход, основанный в данном случае на статистическом учете случайных нагрузочных воздействий на КТС и его отдельные элементы, обладает значительным эвристическим и методологическим потенциалом, позволяющим объективно корректировать мероприятия технического сервиса КТС как по времени выполнения, так и по трудоемкости планируемых и выполняемых работ и операций.

Синергетический подход, обладающий значительным эвристическим и методологическим потенциалом, начинает охватывать все сферы познания природного и социального бытия, естествознания, технических и гуманитарных наук. Эксплуатация КТС представляет собой единый технологический процесс эксплуатации (ЕТП ЭКТС), который включает технологические процессы использования транспортных средств по их назначению, технологические процессы управления, а также технологические процессы технической эксплуатации (процессы ТО и ремонта) с целью обеспечения эксплуатационной безопасности машин. В связи с этим следует признать, что фактически формируется третья синергетическая парадигма [8, 14, 15] эксплуатационной безопасности колесных транспортных средств.

При реализации технологического процесса технического сервиса колесных транспортных средств необходимо учитывать сложность, напряженность и жесткость условий их эксплуатации, которая связана с влиянием внешних факторов. Учет этих факторов может быть выражен накопленным уровнем нагрузочного воздействия.

Литература

1. Баженов Ю.В. Прогнозирование остаточного ресурса конструктивных элементов в условиях эксплуатации / Ю.В. Баженов, М.Ю. Баженов // *Фундаментальные исследования*. 2015. – № 4. – С. 16 – 21.
2. Бердников И.Е. Разработка диагностико-информационной подсистемы технического сервиса для обеспечения эксплуатационной надежности транспортно-технологических машин / автореф. канд. дисс. / И.Е. Бердников. – Братск, БрГУ, 2017. – 26 с.
3. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. 3-е изд., перераб. и доп. / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 199 с.
4. Волков В.П., Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов и др. – Донецк: Ноулидж, 2013. – 400 с.
5. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монография / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 292 с.
6. ГОСТ 25866-83 Эксплуатация техники. Термины и определения. [Текст]. – Введ. 01.01.1985. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 9 с.
7. Ждановский Н.С., Диагностика автотракторных двигателей с использованием электронных приборов / Н.С. Ждановский, В.А. Аллилуев, В.М. Михлин. – Л.: Изд-во ЛСХИ, 1973. – 127 с.
8. Капица С.П., Синергетика и прогнозы будущего. 2-е изд. / С.П. Капица, С.П. Курдюмов, Г.Г. Малинецкий. – М.: Эдиториал УРСС, 2001. – 288 с.
9. Комов А.Б., Повышение надёжности трансмиссии транспортного средства: монография / А.Б. Комов, П.Б. Комов, И.В. Грицук. – Донецк: Изд-во ДонИЖТ, 2010. 144 с.
10. Кузнецов, Е.С. Управление техническими системами: учеб. пособие / Е.С. Кузнецов. – М.: МАДИ (ГТУ), 2003. – 247 с.
11. Лукинский В.С. Прогнозирование показателей надежности агрегатов трансмиссии / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев // в сб. Надежность и долговечность машин и сооружений. Вып. 5. – Киев: Наукова думка, 1984. – 325 с.
12. Озорнин С.П. Единый технологический процесс использования транспортно-технологических машин – новая синергетическая парадигма их эксплуатации / С.П. Озорнин // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. – 2018. Т. 22. № 5 (136). С. 251-263. DOI: 10.21285/1814-3520-2018-5-251-263.
13. Озорнин С.П. Современная парадигма эксплуатации транспортно-технологических машин: монография / С.П. Озорнин; Забайкал. гос. ун-т. – Чита: ЗабГУ, 2017. – 195 с.
14. Озорнин С. П. Оценка эксплуатационной надёжности горных транспортно-технологических машин на этапе анализа статистических данных об отказах // *Вестник Забайкальского государственного университета*. 2023. Т. 29, № 1. С. 19–28. DOI: 10.21209/2227-9245-2023-19-28.
15. Пospelов Д.А. Ситуационное управление: Теория и практика / Д.А. Пospelов. – М.: Наука. – Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 288 с.
16. Хакен Г. Тайны природы. Синергетика: учение о взаимодействии / пер. с нем. А.Р. Логунова / Г. Хакен. – М.–Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2003. – 320 с.
17. Якунин Н.И. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации: монография / Н.И. Якунин. – Москва: Машиностроение, 2003. – 178 с.

А.В. Неговора, канд. техн. наук, профессор

М.М. Разяпов, канд. техн. наук, доцент

Р.Ф. Самиков

ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, Республика Башкортостан

г.Уфа, 450001, ул. 50-летия Октября, 34.

УДК 536.24

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

При эксплуатации автомобильной техники в условиях низких температур существенно повышаются расход ресурсов. Во многом это связано с нарушением теплового режима агрегатов и технических жидкостей, используемых в этих агрегатах. Выявление агрегатов более подверженных к нарушению теплового режима, а также определения пределов нормального теплового состояния для каждого агрегата, любой АТТ позволит эффективно управлять тепловыми режимами и тем самым обеспечить ресурсосбережение при эксплуатации в условиях низких температур.

Ключевые слова: *тепловая подготовка, безгаражное хранение, тепловой режим, ресурсосбережение, отказ, потери тепловой энергии.*

A.V. Negovora, Cand. Sc. Engineering

M.M. Razyapov, Cand. Sc. Engineering

R.F. Samikov

FSBEI Bashkir state agrarian university, Ufa, st. 50-letiya Oktyabrya, 34

INCREASING THE OPERATIONAL PROPERTIES OF THE VTT AT LOW TEMPERATURES

During the operation of automotive equipment in low temperatures, resource consumption increases significantly. This is largely due to violation of the thermal regime of units and technical fluids used in these units. The identification of units more susceptible to violation of the thermal regime, as well as determining the limits of a normal heat state for each unit, any TTs will effectively control thermal regimes and thereby ensure resource conservation during operation at low temperatures.

Key words: *Thermal preparation, light -handed storage, thermal regime, resource conservation, refusal, loss of thermal energy.*

Эксплуатация автомобильной техники в зимний период усложняется тем, что агрегаты охлаждаются на всех этапах эксплуатации: при межсменном хранении, во время остановок и технологических простоев и при движении. В некоторых случаях, при наличии возможности хозяйства, для снижения влияния низкотемпературных условий эксплуатации применяются отапливаемые и неотапливаемые гаражи. Нарушение тепловых режимов агрегатов неминуемо приводит к увеличению расходов на эксплуатацию и содержание АТТ. Одним из резервов сокращения расходов в условиях низких температур на содержание и подготовки к выходу на линию АТТ при безгаражном хранении является применение тепловой подготовки. Обоснование минимально допустимых температур узлов и агрегатов, при которых обеспечивается их надежное функционирование, позволит сократить временные и материальные ресурсы при использовании данного мероприятия.

Анализ влияния низких температур на агрегаты АТТ показал, что отдельные показатели работы существенно зависят от тепловых режимов узлов и агрегатов. Например,

нарушение теплового режима двигателя оказывает влияние на снижение пусковых качеств двигателя, повышению эмиссии вредных выбросов доля выбросов на которых приходится 23-30 % по углекислому газу CO₂ и расхода топлива, отказов систем двигателя. Время и интенсивность тепловой подготовки разных узлов и агрегатов АТТ существенно отличаются, поэтому необходимо автоматизировать процесс тепловой подготовки таких агрегатов с индивидуальным выбором теплового источника подводом теплоносителя, а также момента включения применяемого агрегата тепловой подготовки.

Так же, значительное влияние низкотемпературные условия эксплуатации оказывают на эксплуатационные свойства АТТ и их показатели. Например, на надежность и техническую готовность АТТ оказывают влияние такие агрегаты как ДВС, трансмиссии, рулевого управления, электрооборудования, тормозной системы, ходовой части, отказы которых в зимние месяцы года увеличиваются на 11-29% [1, 3, 5].

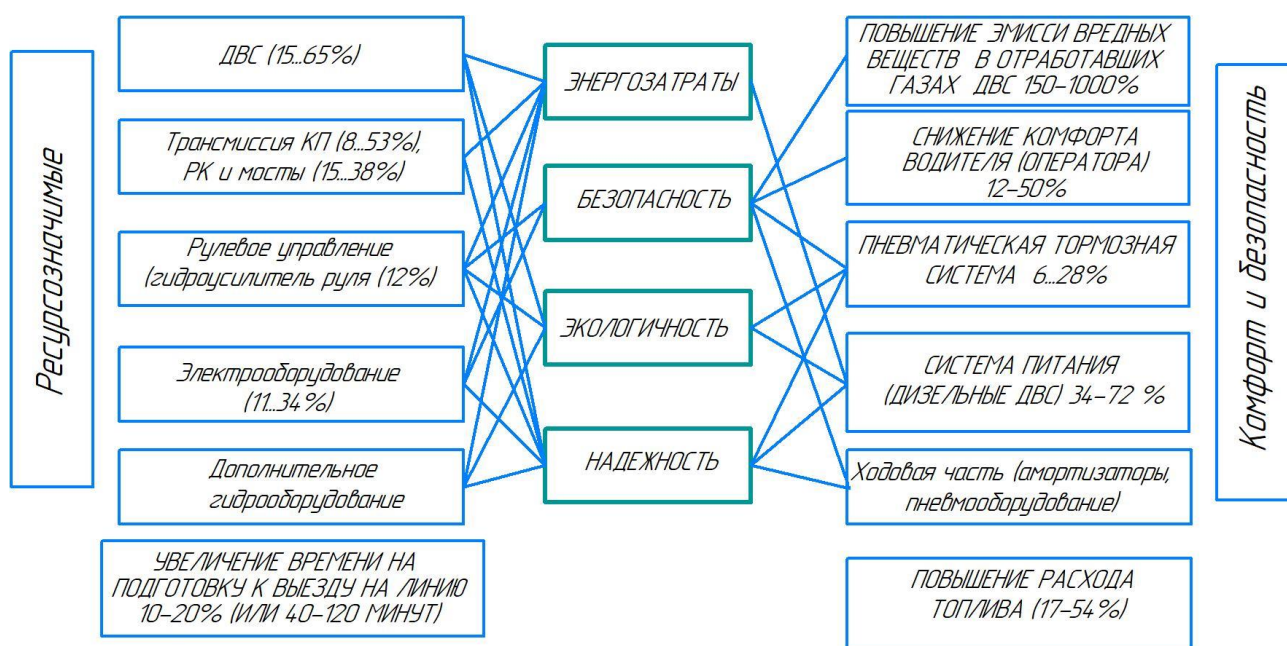


Рисунок 1 – Влияние изменения тепловых режимов узлов и агрегатов на эксплуатационные качества АТТ

Анализ данной схемы позволяет обосновать узлы и агрегаты, в отношении которых необходимо производить тепловую подготовку каждой конкретной машины. Необходимость тепловой подготовки, а также вида тепловой подготовки очевидна при анализе затрат на подготовку к выходу на линию, поддержания работоспособности и количества отказов агрегатов.

Общеизвестно, что в настоящее время штатные предпусковые подогреватели являются основным тепловым источником при неработающем, и дополнительным источником - при работающем двигателе. Основное назначение современных предпусковых жидкостных подогревателей, которыми штатно оснащаются автомобили УралАЗ, ГАЗ Некст, Нефаз, КАМАЗ и пр., заключается в разогреве охлаждающей жидкости двигателя. Тем не менее, в отдельных случаях, используются для подогрева моторного масла в картере двигателя выхлопными газами, направленными в специальный фальшподдон. Однако, применение таких способов без четких и единообразных требований приводит к снижению эффективности этих мероприятий, иногда и к отказу агрегатов или несчастным случаям. Несмотря на тепловую подготовку двигателя, агрегаты трансмиссии, узлы рулевой, тормозной, топливной систем эксплуатируются с нарушенным тепловым режимом, что может привести к систематическим затратам материальных и временных ресурсов.

Сравнительная оценка видов возможных и неизбежных затрат при применении различных видов тепловой подготовки: отсутствии, подогрев только двигателя и подогрев всех агрегатов, требующих тепловую подготовку, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнительный анализ затрат, зависящих от теплового режима агрегатов АТТ

Затраты		Без тепловой подготовки	Классическая ТП	Комплексная ТП
Эксплуатационные (Топливо, электрическая энергия)		большие	средние	малые
эргономические		большие	средние	малые
Прогрев		большие	средние	малые
Ремонт		большие	средние	малые
Простои	на запуск и прогрев	большие	средние	малые
	ремонт	большие	средние	малые
На тепловую подготовку		большие	средние	малые
На конструирование		нет	нет	средние
Изготовление		нет	нет	средние
Итого		большие	средние	малые

Эффективность применения средств тепловой подготовки конкретно к одному агрегату или автомобильной техники можно оценить по следующей зависимости:

$$\sum S_{\text{проект}} S_{\text{разр}} < \sum S_{\text{проект}} S_{\text{изгот}} < \sum S_{\text{экспл}} S_{\text{ремонт}} S_{\text{простои}}$$

$S_{\text{проект}}$ – стоимость проектирования системы тепловой подготовки, $S_{\text{разр}}$ – стоимость разработки системы тепловой подготовки, $S_{\text{изгот}}$ – стоимость изготовления системы тепловой подготовки, $S_{\text{ремонт}}$ – стоимость ремонта агрегатов требующих тепловую подготовку, $S_{\text{простои}}$ – затраты, возникающие при простаивании автомобильной техники, связи с устранением отказов, возникающих при низкотемпературной эксплуатации.

Таким образом можно рассматривать любые средства и способы тепловой подготовки, которые могут быть применены для устранения отказов или снижения влияния низкотемпературных условий эксплуатации автомобилей. Стоит отметить, что отказ одного лишь агрегата, или даже узла, например, подшипника вторичного вала коробки передач грузового автомобиля, может привести к долговременному простоя автомобиля, особенно если агрегаты иностранного производства, запасные части на которые в условиях санкции, поступают с некоторыми задержками. В этой связи, применение средств тепловой подготовки становятся одним из доступных способов безотказной работы агрегатов автомобилей в условиях низких температур.

Тепловая подготовка агрегатов меняется с разной скоростью, в зависимости от температуры окружающей среды и распределения теплоносителя по агрегатам. На основе экспериментальных исследований и теоретических расчетов, в том числе и по нормированию вредных выбросов для составления алгоритма работы системы КТП для различных агрегатов следует придерживаться температурных диапазонов приведенных на рисунке 2.

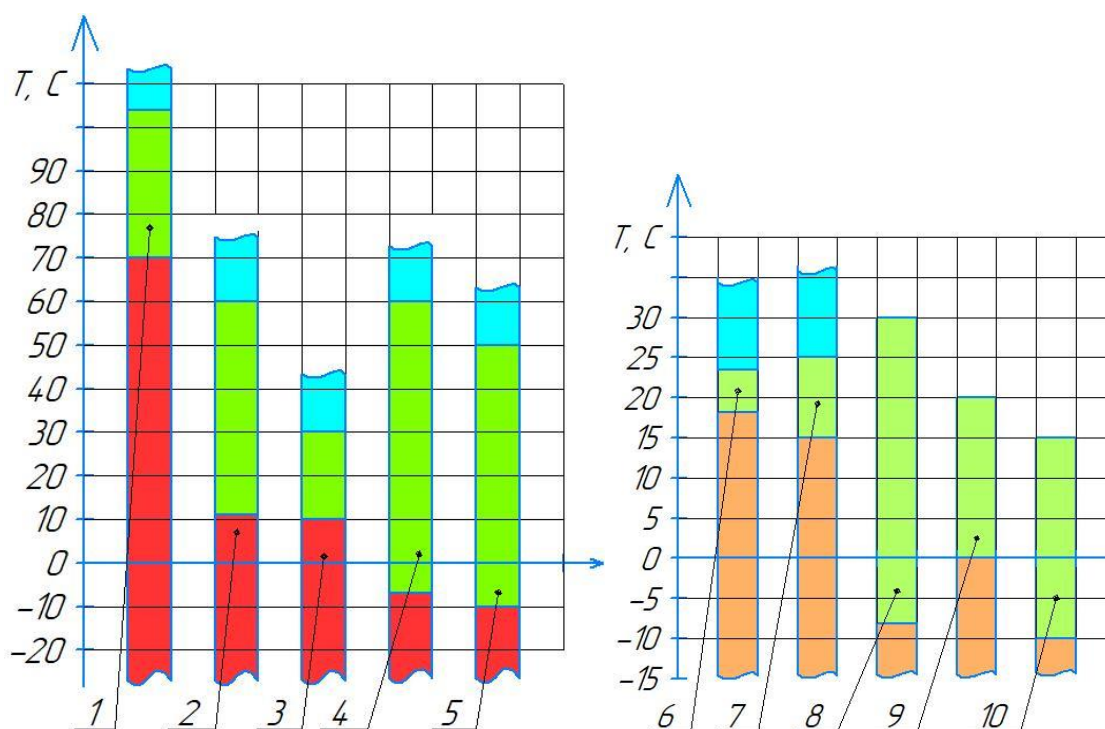


Рисунок 2 – Нормирование температурных режимов различных агрегатов АТТ при которых необходима тепловая подготовка. Температура: 1 – охлаждающей жидкости двигателя, 2 – масла в картере двигателя, 3 – электролита аккумуляторной батареи, 4 – масла раздаточной коробки, коробки передач, мостов и в бортовых редукторах, 5 – масла в гидроусилителе руля, 6 – воздуха в рабочей зоне водителя, 7 – воздуха в салоне, 8 – мочевины в системе нейтрализации ОГ, 9 – ключевых узлов тормозной пневмосистемы, 10 – элементов ходовой системы

Красным цветом обозначены диапазоны, при которых недопустима эксплуатация АТТ без тепловой подготовки конкретных агрегатов. Зеленым цветом обозначены диапазоны при которых обеспечивается нормальный температурный режим, соответственно и эксплуатационные свойства остаются на необходимом уровне. Синим цветом обозначены диапазоны, при которых необходимо принять меры к охлаждению, для приведения агрегатов к нормальному тепловому режиму.

В связи с важностью проблемы недопущения отказов АТТ в процессе выполнения работ, предложена методика дистанционной диагностики транспорта и системы тепловой подготовки, повышающая качество подготовки АТТ к выходу на линию. Объединение двух разных систем позволяет контролировать состояние и работоспособность техники не только во время эксплуатации, но и осуществлять подготовку к выходу на линию и контролировать тепловые режимы агрегатов в момент хранения в межсменный период. Оперативный контроль за состоянием агрегатов по температуре позволяет сократить время на подготовку АТТ к выходу на линию в зависимости от температуры окружающего воздуха с 45...60 минут до 10...15 минут.

Таким образом, однократное увеличение затрат на внедрение или модернизацию системы тепловой подготовки в значительной степени повысит техническую готовность к выходу на линию, сократит время подготовки к выходу на линию, способствует снижению расходов на внеплановый ремонт и связанный с ним простое.

Литература

1. Габитов И.И. Интеллектуализация технического обслуживания и ремонта автомобильной и комбайновой техники. / Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2018. № 3 (47). С. 13-17.
2. Габитов И.И. Оптимизация процесса тепловой подготовки сельскохозяйственной техники в условиях низких температур. / Габитов И.И., Неговора А.В., Рязанов М.М., Гусев Д.А. / Технический сервис машин. 2019. № 1 (134). С. 122-130.
3. Неговора А.В. Современная концепция тепловой подготовки автомобильной техники в условиях низких температур. / Неговора А.В., Рязанов М.М., Инсафуддинов С.З. / Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2018. № 4 (48). С. 135-141.
4. Неговора А.В. Современные проблемы эксплуатации автомобилей в условиях низких температур независимо от климатической зоны. / Неговора А.В., Рязанов М.М., Курдин П.Г., Филиппов Ю.К., Токарев В.А. / Журнал автомобильных инженеров. 2017. № 4 (105). С. 36-41.
5. Самиков Р.Ф., Рязанов М.М. Повышение коэффициента полезного действия генераторов горячих газов В сборнике: Наука молодых – инновационному развитию АПК материалы XI Национальной научно-практической конференции молодых ученых. Башкирский государственный аграрный университет. 2018. С. 263-267.
- Сырбаков, А. П. Совершенствование пусковых характеристик дизельных двигателей в условиях отрицательных температур / А. П. Сырбаков, С. П. Матяш, Н. Н. Бережнов // Актуальные вопросы инженерно-технического и технологического обеспечения АПК : Материалы IX Национальной научно-практической конференции с международным участием, Иркутск, 23–24 сентября 2021 года. – Молодёжный: Иркутский государственный аграрный университет им. А.А. Ежевского, 2021. – С. 29-36.
- Сырбаков, А. П. Улучшение пусковых характеристик дизельного двигателя в условиях отрицательных температур / А. П. Сырбаков // Актуальные научно-технические средства и сельскохозяйственные проблемы": Материалы IV Национальной научно-практической конференции с международным участием, Кемерово, 25 июня 2020 года. – Кемерово: Кузбасская государственная сельскохозяйственная академия, 2020. – С. 27-31.
- Сырбаков, А. П. Тепловая подготовка дизельных двигателей / А. П. Сырбаков, Н. Н. Бережнов, М. А. Корчуганова, С. П. Матяш // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2019. – № 8(178). – С. 167-174.
6. Черноиванов В.И. Цифровые технологии и электронные средства в системе технического обслуживания и ремонта автомобильной и комбайновой техники / Черноиванов В.И., Габитов И.И., Неговора А.В. / Труды ГОСНИТИ. 2018. – Т. 130. – С. 74-81.

Д.Ю. Погорелов, д-р ф.-м.наук, профессор

Р.В. Ковалев, канд. техн. наук

В.А. Сак, инженер

Лаборатория вычислительной механики

Брянского государственного технического университета

г. Брянск, 241525, Брянская обл., с. Глинищево, ул. Восточная, 2-14

e-mail: pogorelov@umlab.ru, kovalev@umlab.ru, sak@umlab.ru

УДК 629.1.02

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСНЫХ МАШИН В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Программный комплекс «Универсальный механизм» предназначен для автоматизации процесса моделирования динамики механических систем. Все системы представляются в виде абсолютно твердых и/или упругих тел, которые могут быть связаны между собой силовыми и/или кинематическими элементами. Программа включает ряд специализированных модулей, предназначенных для решения задач динамики различных технических систем. В статье рассматриваются возможности программного комплекса «Универсальный механизм» для моделирования динамики и проведения виртуальных испытаний колесных машин с помощью модуля моделирования динамики автомобилей «UM Automotive». Демонстрируются возможности и различные инструменты программного комплекса для создания компьютерных моделей автотранспортных средств с моделированием трансмиссии с помощью модуля «UM Driveline». Показаны новые возможности программы применения триангулированной поверхности для прохождения динамических тестов колесными машинами.

Ключевые слова: Универсальный механизм, компьютерное моделирование, динамика машин, колесные машины, моделирование трансмиссии.

D.Y. Pogorelov, Doctor of Sciences in Physics and Mathematics, Professor

R.V. Kovalev, Cand. Sc. Engineering

V.A. Sak, Engineer

Laboratory of Computational Mechanics

Bryansk State Technical University

Bryansk

SIMULATION OF THE DYNAMICS OF WHEELED MACHINES IN THE SOFTWARE COMPLEX «UNIVERSAL MECHANISM»

The “Universal mechanism” software is designed to simulate the dynamics of mechanical systems, which are considered as systems of rigid and/or elastic bodies interconnected by force and/or kinematic elements. The program includes a number of specialized modules designed to solve problems of the dynamics of various kinds of technical systems. The article discusses the capabilities of the “Universal Mechanism” software for modeling the dynamics and conducting virtual tests of wheeled vehicles using the “UM Automotive” module. The capabilities of the software package for creating computer models of vehicles with transmission using the “UM Driveline” module are demonstrated. New possibilities of the software for use of a triangulated road surface for passing dynamic tests by wheeled vehicles are shown.

Key words: Universal mechanism, computer simulation, machine dynamics, wheeled vehicles, transmission simulation.

Введение

Определение динамических показателей механических систем для различного рода тестов требует постановки большого числа натурных экспериментов, требует оснащение площадок испытательным оборудованием и является сложным и дорогим техническим процессом. К тому же, при проведении натурных экспериментов не всегда возможно измерить все интересующие динамические показатели исследуемого объекта. Компьютерное моделирование позволяет создавать цифровые двойники и значительно сокращает и упрощает объем работ, необходимых для проведения эксперимента, так как не требует изготовления и использования натурального образца. При использовании цифровых моделей можно ставить неограниченное количество экспериментов, выявлять и устранять проблемы до создания прототипа. При этом проведение численного эксперимента является дешевым и безопасным способом определения необходимых показателей технических систем [1].

Программный комплекс «Универсальный механизм» (ПК УМ) (umlab.ru) включает ряд специализированных модулей, предназначенных для моделирования динамики колесных и гусеничных машин, железнодорожных экипажей, расчета долговечности и т.д. [2]. В данной работе рассматриваются возможности моделирования колесных машин с помощью ПК УМ.

Модуль UM Automotive. Моделирование динамики автомобилей

Модуль моделирования динамики автомобилей предназначен для создания моделей колесных машин и исследования их динамики, в том числе оптимизации элементов подвесок и трансмиссии автомобиля, определения параметров колебаний системы при различных видах возмущений от дорожных неровностей, влияния воздействий на пассажиров или груз и т.д. [3].

Данный модуль включает следующие инструменты:

- задание и визуализация геометрии дороги;
- задание и визуализация микропрофиля дорожного полотна;
- математические модели водителя;
- математические модели сил в контакте между колесом и дорогой;
- библиотеку файлов микропрофиля и спектров микропрофиля дорожного полотна;
- библиотеку готовых автомобильных подвесок;
- элементы трансмиссии.

Возможности данного модуля позволяют создавать детальные модели автомобильных подвесок, анализировать и улучшать их динамические показатели, варьировать параметры автомобиля и условия эксплуатации на этапе проектирования, оценивать эффекты технических решений. На рисунке 1 представлен проезд автомобилем Lada 4x4 по участку пути с анимацией векторов контакта шин с дорогой.

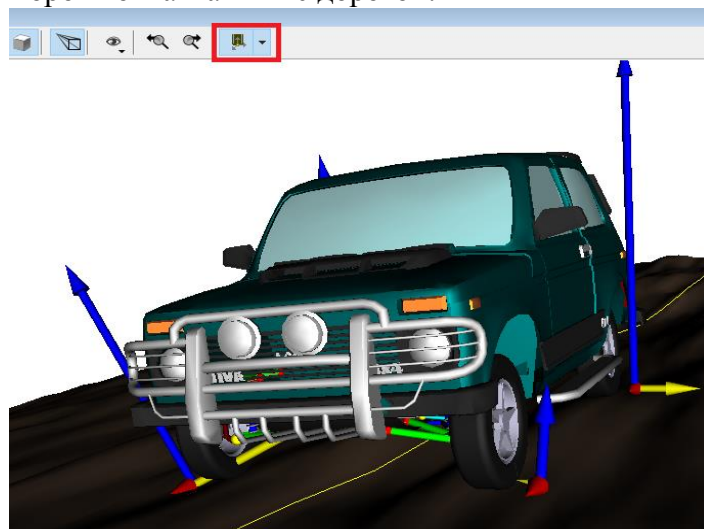


Рисунок 1 – Анимация векторов сил взаимодействия шины с дорогой

Модуль UM Driveline. Моделирование трансмиссии автомобиля

Для исследования динамики автомобиля часто используются компьютерные модели с упрощенным управлением продольной скоростью без моделирования элементов трансмиссии. При необходимости исследования нагруженности трансмиссии колесной машины моделирование элементов трансмиссии является обязательным этапом. ПК УМ включает в себя модуль моделирования трансмиссии [4], который содержит следующие элементы:

- двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
- сцепление (механическая коробка передач);
- гидротрансформатор (автоматическая коробка передач);
- коробка передач;
- дифференциал;
- тормозная система;
- ABS.

Трансмиссия моделируется в виде набора абсолютно твердых тел, связанных между собой специальными силовыми элементами. Часть элементов трансмиссии описывается при создании динамической модели, а другая часть задается непосредственно перед процессом моделирования. На рисунке 2 представлено упрощенное моделирование трансмиссии легкового автомобиля ВАЗ 2109.

Кроме прохождения динамических тестов путем задания настроек в ПК УМ доступен тест «Тренажер», который позволяет интерактивно управлять движением автомобиля с помощью пульта управления. Пульт содержит следующие элементы управления: рулевое управление, педаль акселератора, сцепление, номер передачи, тормоз (рис. 3).

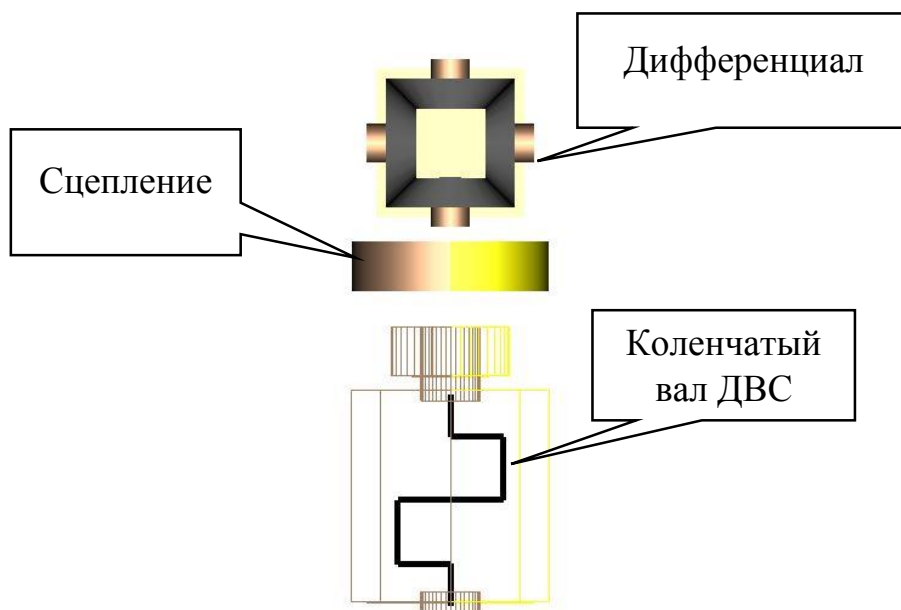


Рисунок 2 – Трансмиссия легкового автомобиля VAZ2109

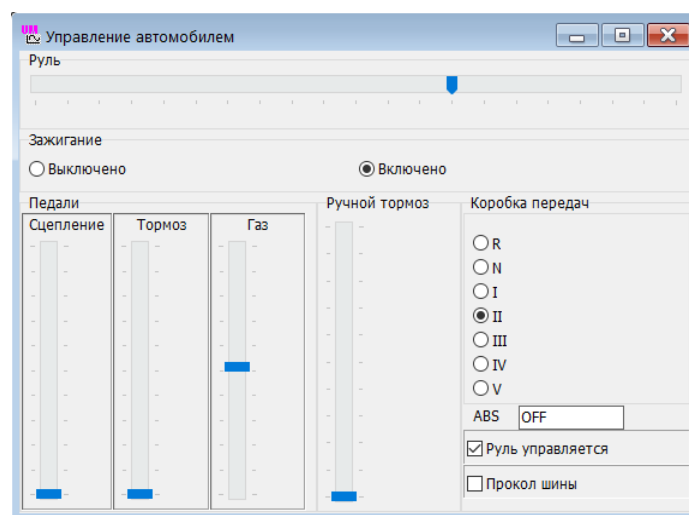


Рисунок 3 – Панель управления автомобилем

Моделирование движения автомобиля по триангулированной поверхности

Дополнительные возможности создания комбинации макропрофиля и микропрофиля дает использование триангулированной поверхности (полигона). Рельеф поверхности/дороги в данном случае задается в виде файла, содержащего графический образ поверхности как набор треугольников. Автомобиль следует маршруту - заданной пользователем траектории на поверхности (желтая кривая). При расчете взаимодействия колеса с дорогой учитывается реальная геометрия поверхности. Триангуляция рельефа местности может быть получена с использованием современных средств видеосъемки.

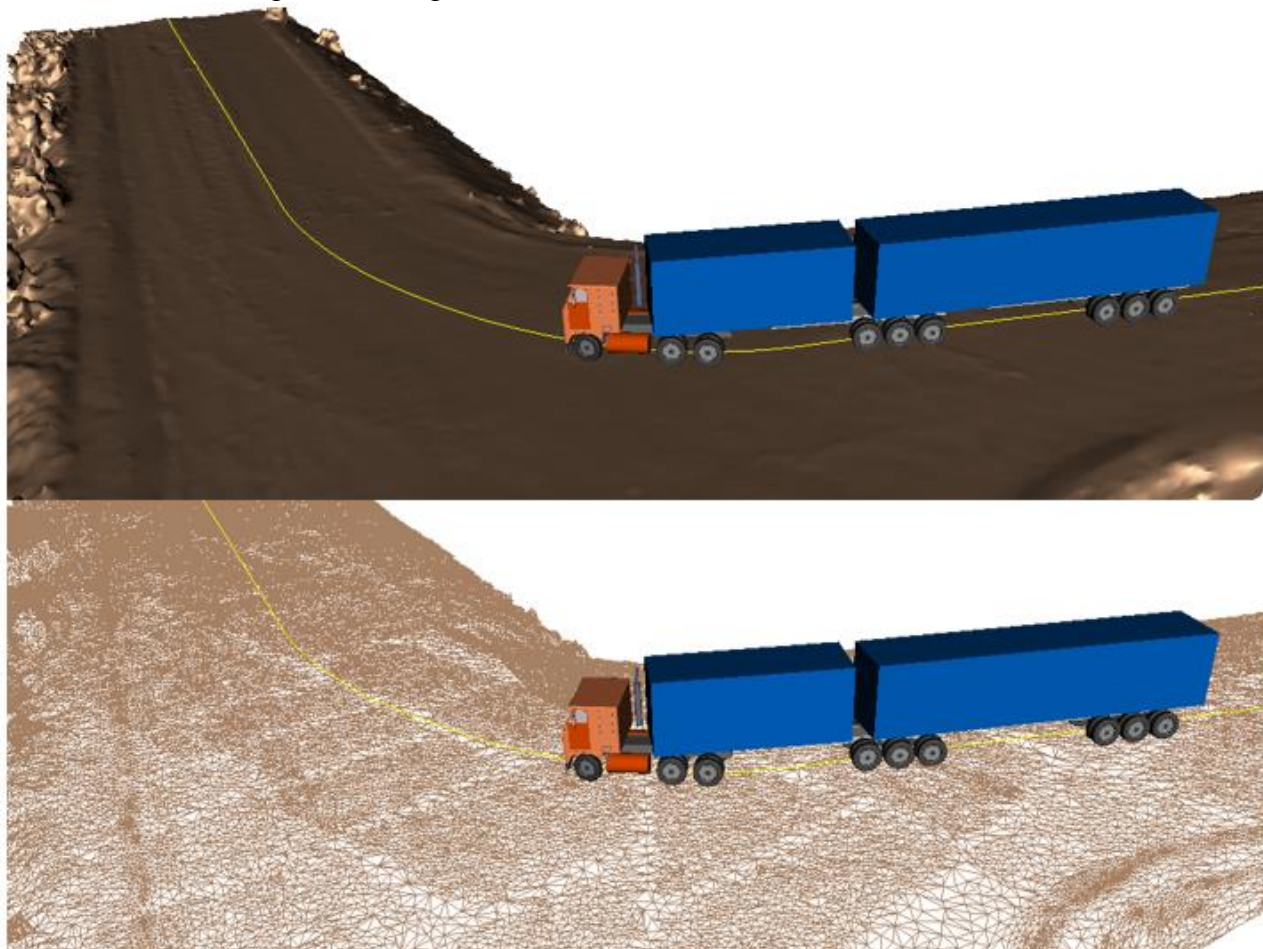


Рисунок 4 – Пример движения автомобиля по триангулированной дороге

Литература

1. Погорелов Д.Ю., Ковалев Р.В., Сак В.А. Моделирование динамики гусеничных и колесных машин в программном комплексе «Универсальный механизм». Материалы XXVI Международной научно-технической конференции, 12-14 октября 2022 г., Ярославль. – Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2022. – С. 143-155.
2. Погорелов Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» //Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2005. – Т. 10. – №. 4. – С. 27-34.
3. Руководство пользователя «Моделирование динамики автомобилей» [Электронный ресурс]. – URL: http://www.universalmechanism.com/gs_um_automotive.pdf
4. Руководство пользователя «Моделирование трансмиссии» [Электронный ресурс]. – URL: http://www.universalmechanism.com/22_um_driveline.pdf

А.С. Потапов, канд. техн. наук, доцент

Иркутский национальный исследовательский технический университет
г. Иркутск, 664074, Лермонтова, 83, +7(3952)405136, +79025150608
e-mail: batoha32303@rambler.ru

О.А. Свирбутович, канд. соц. наук, доцент

Иркутский национальный исследовательский технический университет
г. Иркутск, 664074, Лермонтова, 83, +7(3952)405136, +79148706351
e-mail: olga_svirbutovich@mail.ru

УДК 629.113

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОСАМОСВАЛА БЕЛАЗ – 75131 С ДВИГАТЕЛЕМ CUMMINS KTA50-C

В материалах статьи изложены проблемы эксплуатации автомобилей БелАЗ – 75131, связанные с двигателем внутреннего сгорания, а именно с отказом турбокомпрессоров. Проанализирован процесс эксплуатации автосамосвала с двигателем CUMMINS KTA 50-C. Сделаны выводы о необходимости проведения исследований износа втулок турбокомпрессора карьерного самосвала БелАЗ - 75131 с двигателем Cummins KTA 50-C для выявления закономерностей, позволяющих определить оптимальное время их замены.

Ключевые слова: система смазки, турбокомпрессор, камминс, ресурс, двигатель внутреннего сгорания, система наддува, условия эксплуатации, экспериментальные исследования.

A.S. Potapov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Irkutsk National Research Technical University

O.A. Svirbutovich, Candidate of Social Sciences, Associate Professor
Irkutsk National Research Technical University

ANALYSIS OF THE OPERATION PROCESS OF THE BELAZ 75131 DUMP TRUCK WITH CUMMINS KTA 50-C ENGINE

The article presents the problems of operation of BelAZ – 75131 cars related to the internal combustion engine, namely, the failure of turbochargers. The process of operation of a dump truck with a CUMMINS KTA 50-S engine is analyzed. Conclusions are drawn about the need to conduct wear studies of the turbocharger bushings of the BelAZ - 75131 dump truck with Cummins KTA 50-S engine to identify patterns that allow determining the optimal time for their replacement.

Keywords: lubrication system, turbocharger, cummins, resource, internal combustion engine, boost system, operating conditions, experimental studies.

С переходом к рыночной экономике, в целом по Российской Федерации увеличился приток автомобилей различных иностранных фирм. До недавнего времени российскими компаниями и частными лицами в основном использовались автомобили советского производства, сейчас же это автомобили иностранных фирм. В том числе используются карьерные самосвалы БелАЗ - 75131 с иностранными двигателями Cummins KTA 50-C холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» — крупнейшего мирового производителя карьерных самосвалов и транспортного оборудования для горнодобывающей и строительной промышленности.

На сегодняшний день «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» выпускает карьерные самосвалы, погрузчики, аэродромные тягачи и различные тяжеловозы, но Российская Федерация является крупнейшим потребителем карьерных самосвалов серии БелАЗ - 7513. За 20 лет в Россию

ушло в среднем 60% выпущенной техники, так как коэффициент технической готовности 130-тонников составляет в среднем 0,95-0,97, а пробег некоторых машин более 800 тыс. км.

Тяжелые карьерные (внедорожные) самосвалы БелАЗ в основном предназначены для работы по добыче полезных ископаемых. Самой популярной схемой тяжелого самосвала является двухосная с задним или полным приводом на колеса. Эти современные самосвалы оснащены гибридной силовой установкой (дизельным двигателем), приводящей в действие генератор переменного тока, который в свою очередь питает тяговые электродвигатели, которые вращают колеса самосвала. Тормозная система карьерного самосвала основана на совмещенном действии гидравлической системы и электромоторов, вырабатывающих электрический ток в режиме торможения.

Созданием электроприводов для самосвалов занимаются компании General Atomics (Terex), General Electric (Komatsu), Siemens (Hitachi, Liebherr, БелАЗ). Несмотря на это, модельный ряд карьерных самосвалов и погрузчиков с двигателем Cummins, выпускаемых предприятием «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», очень широк. Кроме этого предприятие выпускает также знаменитые тягачи БелАЗ, используемые для эвакуации карьерных экскаваторов и различной неисправной карьерной техники на ремонтную базу предприятия и погрузчики.

На сегодняшний день турбокомпрессоры Cummins – это одни из самых надежных на рынке. Различные компании реализуют линейку турбокомпрессоров этой фирмы. Турбокомпрессоры Cummins востребованы как в России, так и в зарубежных странах и СНГ (рис. 1). Их надежность объясняется простотой конструкции.

В корпус турбокомпрессора Cummins помещен вал, который крепится на двух подшипниках. Две крыльчатки турбины, закреплённые на валу, отвечают за вращение рабочего колеса или колеса компрессора. Его корпус разделен на две камеры: рабочую, компрессорную. В каждой камере находится турбинное колесо. Выхлопные газы, которые поступают в рабочую камеру, обеспечивают вращение рабочего колеса турбокомпрессора. Частота вращения может достигать 130 000 об/мин.

Турбокомпрессоры Cummins оснащены системой охлаждения воздуха (интеркулер). Она помогает избежать детонации (взрыва) топливной смеси.



Рисунок 1 – Турбокомпрессор Cummins

Продолжительное время турбокомпрессорами Cummins оснащались в основном суда, локомотивы и тяжелая автомобильная техника. Также, такие турбины устанавливались на дорогие спорткары, потому что давали преимущества их использования:

- экономичный расход топлива;
- большая мощность;

- качественная система охлаждения.

Турбина на двигателях Cummins установлена практически на всех модификациях.

Двигатели Cummins различных марок и разной мощности, широко используются на сегодня в различной тяжелой технике. В процессе эксплуатации данных двигателей, возникает необходимость в ремонте и замене определенных запчастей.

Основные неисправности, повреждения автомобиля БелАЗ – 75131 связаны с двигателем внутреннего сгорания, а именно с отказом турбокомпрессоров, которые приходят в технически неисправное состояние с загрязнением топливной системы, воздушного фильтра двигателя и загрязнением масла [4].

Неисправности турбокомпрессоров можно обнаружить, если в работе автомобиля появились следующие недостатки:

1. Повышенный расход масла.
2. Течь масла из турбины или соединительных патрубков.
3. Повышенный расход топлива.
4. Падение мощности двигателя.
5. Посторонний шум, скрежет или свист при работе двигателя.
6. Повышенная дымность выхлопа (черный, белый или синий дым).

Дорожные и погодные условия, перегрузка и многие другие факторы влияют на работу и эксплуатацию автосамосвала. Трудно количественно оценить влияние факторов, негативно влияющих на долговечность деталей, узлов и агрегатов самосвалов. Это связано с тем, что ущерб, причиняемый определенными воздействиями, вызывается многими факторами одновременно.

Эффективность любой машины и оборудовании определяется уровнем ее надежности. Разные условия работы по-разному влияют на агрегаты, узлы и системы автосамосвалов. Например, по мере удаления от холмов и склонов увеличивается нагрузка на двигатель и трансмиссию грузовика.

Условия эксплуатации можно разделить на следующие четыре группы:

1. Условие горных работ – расстояние транспортировки, подъем, размер откоса, плотность горной массы.
2. Состояние дороги – состояние и тип дорожного покрытия, количество поворотов, размер радиуса, площадь для маневрирования.
3. Состояние гаража – оснащение оборудованием и инструментами, средний возраст парка.
4. Климатические условия – географическое расположение предприятия и сезонность.

Поэтому для компаний и частных лиц, использующих грузовой автомобиль, важно учитывать оценку основных показателей работы грузового автомобиля в процессе его эксплуатации в зависимости от условий эксплуатации и других факторов.

Надежная работа деталей самосвала зависит от многих факторов, одним из которых является периодичность смазки трущихся деталей, характер, назначение, классификация и марка применяемых смазочных материалов (рис. 2).

Уровень эксплуатации автосамосвалов и их состояние готовности зависят не только от погрузочно-разгрузочных работ, но и от ряда других факторов, поэтому современные автомобили требовательны к техническому обслуживанию и ремонту (ТО и Р). ТО и Р должны проводиться своевременно, особенно при условии тяжелой эксплуатации, которые с каждым годом ухудшаются, а рабочая нагрузка двигателя увеличивается.

В ходе исследования количество неисправностей деталей самосвалов БелАЗ и продолжительность связанных с ними простоев было выяснено, что большинство отказов приходится на двигатель внутреннего сгорания и его систему наддува.

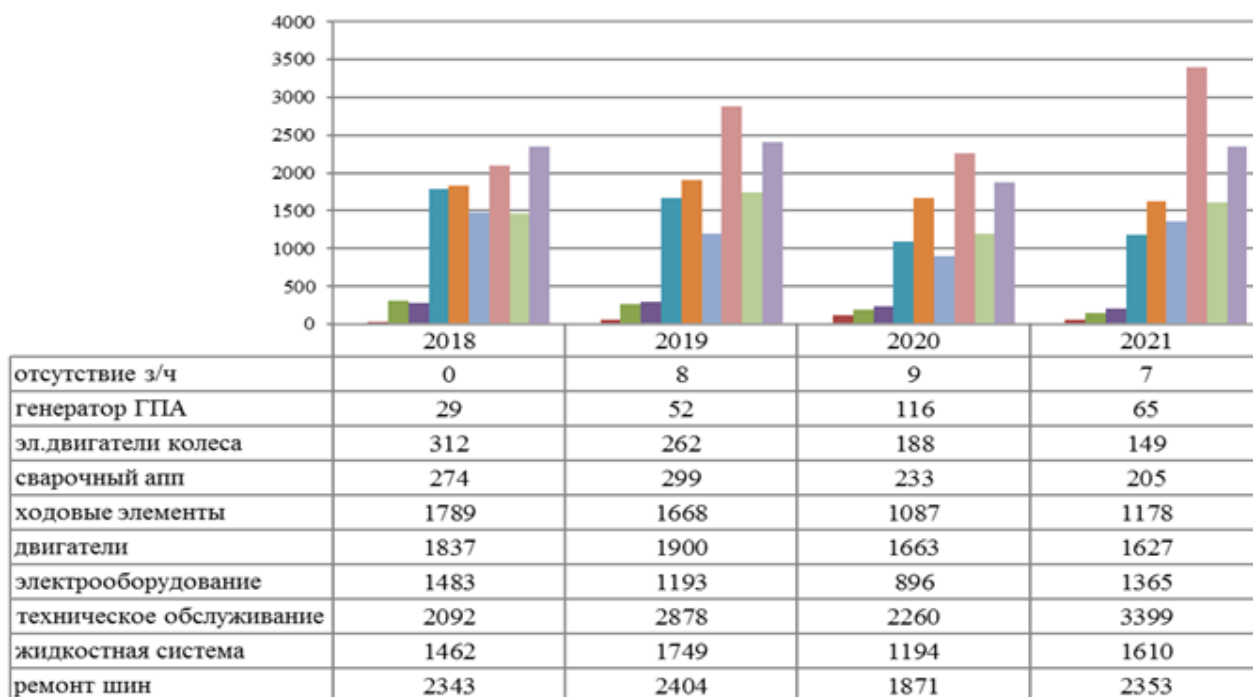


Рисунок 2 – Сроки ремонтных работ деталей БелАЗа

Система наддува выходит из строя из-за износа втулок турбокомпрессора, которые, согласно технической документации, необходимо менять при наработке самосвала 12000 мото/час. Если учесть, что автомобили работают в среднем за 1 год – от 6 до 8 тысячи мото/час, а необходимость замены втулки нужно проводить по истечению 12-16 тысячи мото/час (согласно регламенту), то можно сделать вывод, что в данный момент втулки меняются по истечению 2 лет.

С учетом этих обстоятельств, с целью изучения и для дальнейшего внедрения в производственную деятельность предприятий, необходимо провести исследования износа втулок турбокомпрессора карьерного самосвала БелАЗ - 75131 с двигателем Cummins KTA 50-C и выявить закономерности, позволяющие определить оптимальное время замены.

Литература

1. Карьерные самосвалы серии БелАЗ – 7530. Руководство по эксплуатации 75306 - 3902015 РЭ – ОАО «БЕЛАЗ» – Управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ». – 2015.
2. Карьерный самосвал БелАЗ - 75306. Устройство, эксплуатация и техническое обслуживание – ОАО «Белорусский автомобильный завод». – 2012.
3. Дубов Г.М. Обеспечение безопасной эксплуатации газодизельных карьерных самосвалов БелАЗ 75131 и БелАЗ 75306 использующих в качестве моторного топлива сжиженный природный газ – метан / Г.М. Дубов, О.Ю. Аксенова, И.Е. Ельцов, С.А. Нохрин, А.А. Штоцкая // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2022. – № 1. – С. 83-90.
4. Паначев И.А. Анализ технического состояния технологических автомобилей БелАЗ на разрезах Кузбасса / Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2006. Материалы XI Международной научно-практической конференции, 23-24 ноября 2006 г. – Кемерово: ГУ КузГТУ, 2006. – С. 211-212.

References

1. BelAZ - 7530 series mining dump trucks. Operating manual 75306 -3902015 RE – JSC «BELAZ» – The management company of the holding «BELAZ-HOLDING». – 2015.
2. BelAZ - 75306 mining dump truck. Device, operation and maintenance – JSC «Belarusian Automobile Plant». – 2012.
3. Dubov G.M. Ensuring safe operation of BelAZ 75131 and BelAZ 75306 gas–diesel dump trucks using liquefied natural gas - methane as motor fuel / G.M. Dubov, O.Y. Aksenova, I.E. Yeltsov, S.A. Nokhrin, A.A. Shtotskaya // Bulletin of the Kuzbass State Technical University. – 2022. – No. 1. – P. 83-90.
4. Panachev I.A. Analysis of the technical condition of BelAZ technological vehicles in the Kuzbass sections / Natural and intellectual resources of Siberia. Sibresurs 2006. Materials of the XI International Scientific and Practical Conference, November 23-24, 2006 – Kemerovo: GU KuzSTU, 2006. – P. 211-212.

С.Б. Томашевский, канд. техн. наук, доцент
Брянский государственный технический университет
г. Брянск, 241035, бульвар 50 лет Октября, дом 7, +7(4832) 588-332
e-mail: tomashevskiy-sb@yandex.ru

УДК 629.113

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ШИН ДЛЯ ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В материалах статьи изложены существующие проблемы использования современных программных комплексов моделирования динамики систем тел для оценки безопасности транспортных средств на основе компьютерного моделирования. Представлена разрабатываемая конечно-элементная модель шины, которую предполагается использовать в составе динамической модели автомобиля для решения широкого круга задач, связанных в том числе и с оценкой безопасности транспортных средств.

Ключевые слова: шина, МКЭ, динамика систем тел, автомобиль, компьютерное моделирование.

S.B. Tomashevskiy, PhD, associate professor
Bryansk State Technical University

DEVELOPMENT OF FINITE ELEMENT TIRE MODELS FOR VEHICLE SAFETY ASSESSMENT BASED ON COMPUTER MODELING

The article presents the existing problems of using modern software systems for modeling the dynamics of body systems to assess the safety of vehicles based on computer modeling. A finite element tire model under development is presented, which is supposed to be used as part of a dynamic car model to solve a wide range of tasks, including those related to vehicle safety assessment.

Key words: tire, FEM, dynamics of body systems, car, computer modeling.

Для оценки безопасности колесных транспортных средств широко применяются программные комплексы, основанные на моделировании динамики систем тел. Наиболее известными программными пакетами в данной области являются зарубежные разработки MSC.ADAMS/Car [1] и SimPack/Automotive [2]. Библиография по данному направлению насчитывает большое число публикаций [3-6]. Однако в Российской Федерации уже сделан значительный шаг в импортозамещении этих программных продуктов. В нашей стране существуют такие разработки, как ЭЙЛЕР [7], ФРУНД [8] и разрабатываемый автором работы программный комплекс Универсальный механизм/UM Automotive (ПК УМ) [9].

ПК УМ позволяет решать многие конструкторские задачи, в том числе связанные с оценкой безопасности автотранспортных средств, и активно используется во многих университетах (например, ИРНИТУ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НАМИ и др.) и некоторых промышленных предприятиях (Hendrickson (Австралия), National Heavy Vehicle Regulator (Австралия), CRRC Group (Китай) и др.). Более подробную информацию о программном продукте можно получить на сайте <http://www.umlalab.ru>.

Однако широкое применение программного продукта «Универсальный механизм» на промышленных предприятиях России сдерживает использование упрощенных математических моделей для описания важнейших элементов колесных транспортных средств, обеспечивающего их устойчивость, управляемость, тормозную и тяговую динамику – которыми являются шины. В данный момент в ПК УМ реализованы следующие упрощенные модели шины: FIALA, Пачейки, табличная модель и TMEasy [10].

В течение нескольких последних лет лаборатория «Вычислительная механика» Брянского государственного технического университета решает эту проблему и разрабатывает новую уточненную методику построения конечно-элементной динамической модели шины, которая может быть использована для решения широкого круга задач, не только связанных с автомобильной, но и авиационной техникой. Это попытка создать цифрового двойника эластичной шины, эксплуатационные характеристики которого зависят от ее конструктивных особенностей, а затем применить его для создания компьютерных моделей колесных транспортных средств.

Суть методики состоит в том, что шина в составе динамической модели автомобиля (самолета) представляется её упрощенной конечноэлементной моделью, состоящей из оболочечных конечных элементов. На рисунке 1 показана компьютерная модель упрощенной конечно-элементной модели шины грузового автомобиля в ПК УМ. Основу этой модели составляют оболочечные конечные элементы, учитывается также геометрия проектора шины и его механические свойства.

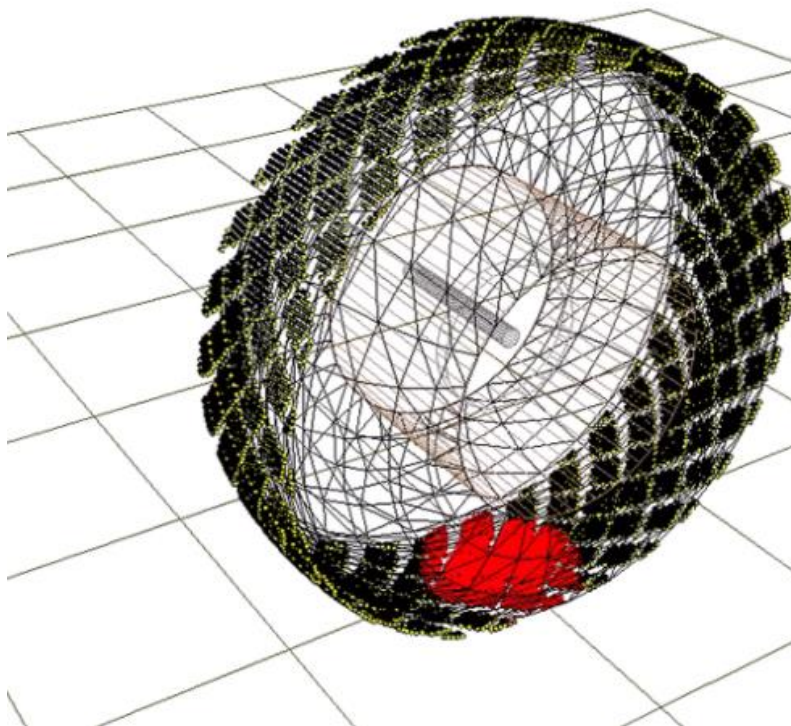


Рисунок 1 – Динамическая конечно-элементная модель шины грузового автомобиля

Несмотря на то, что в некоторых зарубежных программах уже реализовано использование упрощенных конечно-элементных моделей шин при моделировании динамики автомобилей, разрабатываемые методики перехода от полных конечно-элементных моделей шин к их упрощенным динамическим конечно-элементным моделям, а затем к упрощенным моделям шин авторов Расејка Н.В. [4] и Дика А.Б. [11] аналогов в мире не имеют. Новизну в данном случае также представляют методики, позволяющие использовать такие модели шин при решении задач динамики транспортных средств. Одной из них является методика идентификации свойств конечных элементов оболочечной динамической модели шины на основе её полной конечно-элементной модели.

Типичная автомобильная шина имеет достаточно сложную конструкцию. На рис. 2 в качестве примера приведена конструкция шины грузового автомобиля. В основании шины находится резиноканевый кордный слой, который охватывает всю шину и заворачивается вокруг бортовых колец. Для увеличения жесткости части шины, которая непосредственно контактирует с дорожным покрытием, сверху на каркас накладывается брекер, состоящий из нескольких слоёв корда. Внутренняя часть шины защищается от воздействия внешней среды специальными слоями (протектор и боковина), выполненными из резины.

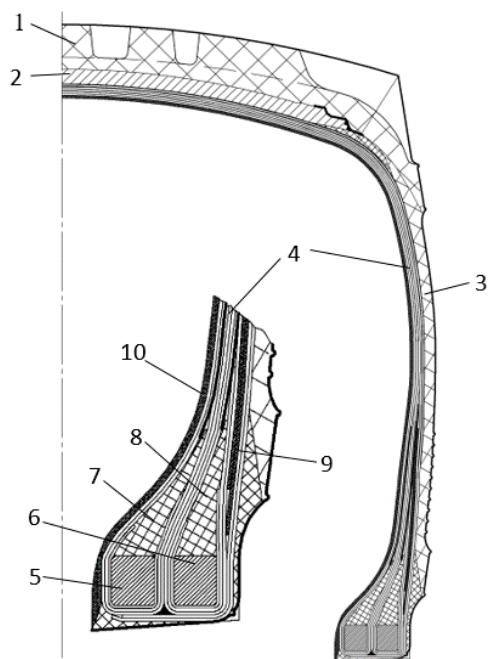


Рисунок 2 – Конструкция автомобильной шины: 1 – проектор; 2 – брекер; 3 – боковина; 4 – каркас; 5 – бортовое кольцо № 1; 6 – бортовое кольцо № 2; 7 – наполнительный шнур № 1; 8 – наполнительный шнур № 2; 9 – усилительная бортовая лента; 10 – герметизирующий слой

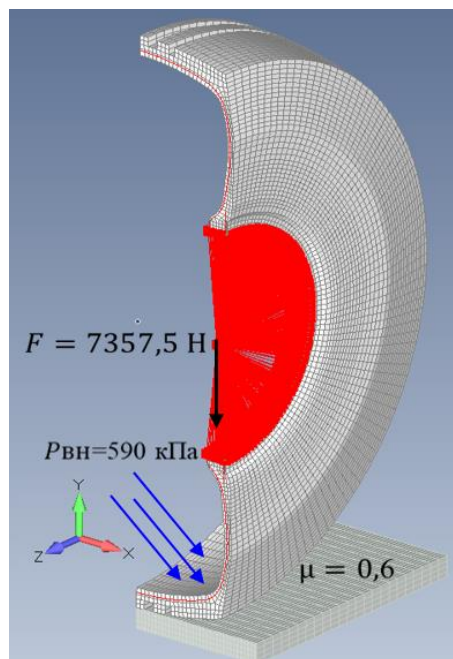


Рисунок 3 – Подробная конечно-элементная модель автомобильной шины для прочностных расчетов из 27 541 узла и 29 909 конечных элементов (Внутреннее давление 590 кПа, вертикальная нагрузка 7 357,5 Н, коэффициент трения между шиной и опорной поверхностью 0,6)

Для решения прочностных задач, оценки напряженно-деформированного состояния шин, как правило используются трехмерные конечно-элементные модели, которые максимально подробно учитывают все особенности конструкции шины. Пример такой конечно-элементной модели показан на рис. 3 (с учетом симметрии моделировалась четверть шины) [12]. Части шины, изготовленные из резины, моделировались объёмными конечными элементами с гиперупругими свойствами. Бортовые кольца моделировались объёмными конечными элементами с ортотропными свойствами материала. Брекер моделировался многослойными оболочечными конечными элементами Laminated, учитывающими толщину и угол поворота каждого слоя брекера. Каркас шины моделировался балочными конечными элементами, работающими на растяжение, сжатие и изгиб. Суммарно модель шины, показанная на рис. 3 состоит из 27 541 узла и 29 909 конечных элементов и насчитывает около 150 тысяч степеней свободы. С точки зрения времени выполнения расчетов такое количество степеней свободы приемлемо для прочностных задач, но не допустимо для решения задач динамики. Для обеспечения разумного времени расчета типичная конечно-элементная модель шины для решения задач динамики (рис. 1) должна насчитывать относительно небольшое число степеней свободы – 1 – 5 тысяч.

Суть разработанной методики перехода от подробных конечно-элементных моделей шин (рис. 3) к их упрощенным аналогам для решения задач динамики (рис. 1) схематично представлена на рисунке 4. Сначала разрабатывается полная трёхмерная конечно-элементная модель шины, которая максимально подробно учитывает сложную конструкцию шины (рис. 2). Затем из полной конечно-элементной модели выделяется фрагмент по своим геометрическим размерам идентичный одному соответствующему оболочечному конечному элементу в упрощенной динамической модели. После этого вычисляются матрицы масс и жесткости этого фрагмента, которые затем редуцируются в матрицы масс и жёсткости

оболочечного конечного элемента. С учетом симметрии конечно-элементной сетки динамической модели этот алгоритм необходимо повторить только для половины одного ряда конечных элементов. Например, для динамической модели шины (рис. 4), составленной из четырехузловых конечных элементов, таких элементов всего 8 шт.

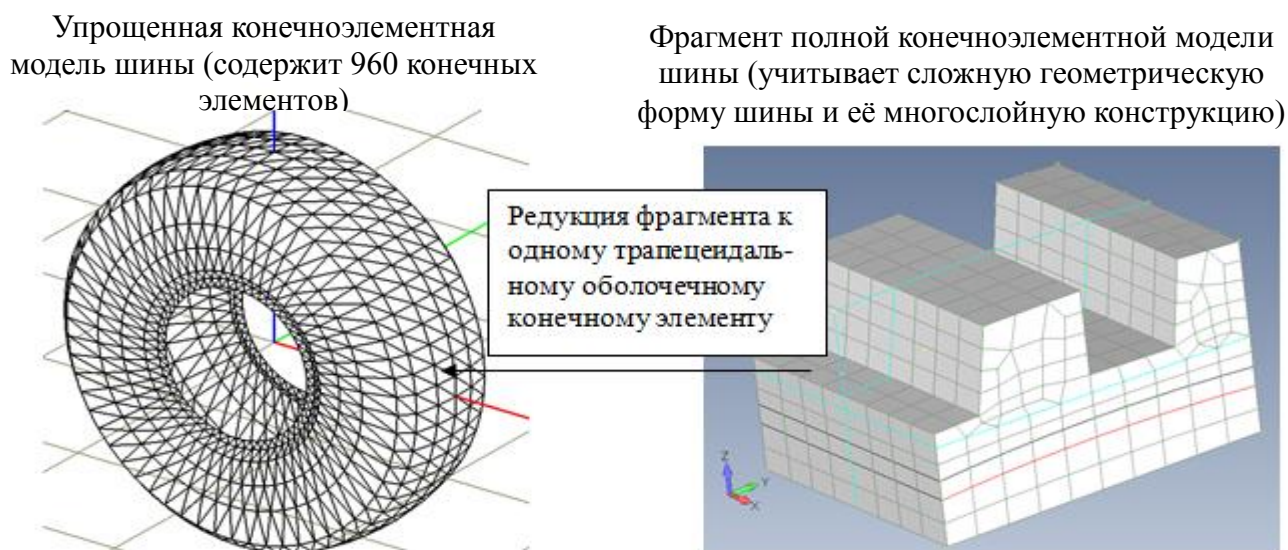


Рисунок 4 – Принципиальная схема методики идентификации свойств конечных элементов динамической модели

Одним из основных критериев качества идентификации свойств конечных элементов динамической модели шины является – удовлетворительное совпадение первых 10 собственных частот и форм колебаний подробной и упрощенной конечно-элементных моделей. Для расчета собственных частот и форм колебаний подробной конечно-элементной модели использовалась модель шины, разработанная путем дополнения до целой шины модели, показанной на рис. 3. Расчет частот подробной модели выполнен в одной из известных зарубежных конечно-элементных программ общего назначения, а расчет частот динамической модели шины выполнен в ПК УМ. Результаты расчётов показали, что первые 10 форм колебаний у обеих моделей оказались одинаковыми, а частоты совпадают с удовлетворительной для дальнейшего интегрирования динамической модели шины в модель автомобиля точностью (таблица 1). При этом упрощенная динамическая модель шины (рис. 4) насчитывает всего 960 конечных элементов. Очевидно, что при увеличении частоты разбивки упрощённой динамической модели шины точность совпадения собственных частот будет увеличиваться.

С точки зрения теории динамическая модель шины в целом построена [13], методика идентификации её параметров отработана. Теперь перед нами стоит задача доработки модели шины, сравнения результатов расчетов на основе этой модели с экспериментальными данными, создания программных интерфейсов для использования этой модели шины при решении важных для практики задач.

В настоящее время ведутся работы по оценке возможности применения упрощенных динамических моделей шин, идентифицированных на основе их подробных конечно-элементных моделей, для определения влияния конструкции шины на характеристики управляемости автомобиля, сравнении результатов расчетов с данными экспериментов. Другим возможным направлением практического развития работы будет выполнение уточнённых расчетов изнашивания автомобильных шин в процессе их эксплуатации.

Компьютерные модели колесных транспортных средств с такими моделями шин позволят более точно моделировать динамику движения колесных машин, а потому окажутся полезны, как для решения задач, связанных с конструированием безопасных колесных

транспортных средств, так и задач, связанных с расследованием дорожно-транспортных происшествий.

Таблица 1 – Собственные частоты шины

№	Подробная модель шины, Гц	Динамическая модель шины, Гц	Погрешность, %
1	18.42	19.25	4.51
2	12.87	13.17	2.33
3	21.38	22.97	7.44
4	21.38	22.97	7.44
5	33.45	34.47	3.05
6	33.45	34.47	3.05
7	40.44	40.84	0.99
8	40.44	40.84	0.99
9	46.93	58.16	23.93
10	46.93	58.16	23.93

Литература

1. Сайт «MSCSOFTWARE». – Режим доступа: <http://www.mscsoftware.ru/products/adams-modules>.
2. Сайт «3ds». – Режим доступа: <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/simpack/product-modules/automotive-modules>.
3. J.Y.Wong. Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons, 2001. 528 pp.
4. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
5. J.Y.Wong. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. 2nd Edition. Butterworth-Heinemann. 2009. 488 pp.
6. G. Genta, A. Genta. Road Vehicle Dynamics. Fundamentals of Modeling and Simulation. Series on Advances in Mathematics for Applied Sciences: Volume 88. World Scientific Publishing Co Pte Ltd. 2017. 996 pp.
7. Сайт «ЭЙЛЕР». – Режим доступа: <http://www.euler.ru>.
8. Сайт «ФРУНД». – Режим доступа: <http://www.frund.vstu.ru>.
9. Сайт «Универсальный механизм». – Режим доступа: <http://www.universalmechanism.com>.
10. Руководство пользователя «Универсальный механизм», глава 12: «Модуль моделирования динамики автомобилей», http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/12_um_automotive.pdf.
11. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса с уводом: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.05.03 / Моск. автомех. ин-т. – Москва, 1988. – 28 с.
12. Томашевский С.Б. Моделирование автомобильных шин на основе метода конечных элементов // Известия МГТУ МАМИ. 2020. № 3(45). С. 65-74.
13. Pogorelov, D.Y., A.N. Rodikov. The trapezoidal finite element in absolute coordinates for dynamic modeling of automotive tire and air spring bellows. Part 1: Equations of motion// Transport Problems. 2021. – V.16. – No. 2. – P. 141-152.

А.И. Фадеев, д-р техн. наук, доцент
А.М. Ильянков, аспирант
Сибирский федеральный университет
г. Красноярск, Свободный проспект, 79/10, 660041 +7(913)5335784
e-mail: 9135335784 @mail.ru

УДК 656

ПЛАНИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ МЕЖДУГОРОДНЫХ АВТОБУСНЫХ ЛИНИЙ

Регулярные междугородные автобусные линии играют важную роль в обеспечении транспортной мобильности населения. Они обслуживают не только пассажиров дальнего следования, но и жителей небольших городов и сельских районов. В статье рассматривается задача планирования перевозок по междугородной регулярной автобусной линии с учетом необходимой координации с пригородными перевозками и обеспечения максимального уровня обслуживания пассажиров дальнего следования и наибольшей эффективности с позиций перевозчика, которая обусловлена уровнем использования вместимости транспортного средства

Ключевые слова: автобусная линия, транспортный спрос, междугородный транспорт.

A. Fadeev, dr. Sc. Engineering
A. Ilyankov, post-graduate student
Siberian Federal University (SibFU)
Krasnoyarsk, Svobodnyy Ave, 79/10, 660041 +7(913)5335784
e-mail: 9135335784 @mail.ru

PLANNING OF THE TRANSPORT OFFER WHEN SERVICING INTERCITY BUS LINES

Regular intercity bus lines play an important role in ensuring the transport mobility of the population. They serve not only long-distance passengers, but also residents of small towns and rural areas. In the article described the task of planning transportation on an intercity regular bus line, taking into account the necessary coordination with suburban transportation and ensuring the maximum level of service for long-distance passengers and the greatest efficiency from the carrier's perspective, which is due to the level of use of the vehicle capacity

Key words: bus line, transport demand, intercity transport.

Безопасное, комфортное, быстрое и доступное удовлетворение транспортных потребностей населения – задача, имеющая важнейшее социально-экономическое значение. Определяющую роль в ее решении играет автобусный транспорт: подавляющее большинство населенных пунктов имеет только автомобильное сообщение, автобус участвует во многих поездках другими видами транспорта на начальном и завершающем этапе. Междугородные автобусные линии обслуживают не только пассажиров дальнего следования, но и жителей сельской местности, удовлетворяют транспортные потребности населения, не имеющего личных автомобилей в собственности [1]. Важную роль играют регулярные междугородные автобусные линии в небольших городах и сельских районах. В некоторых сельских районах весь общественный транспорт базируется на региональных автобусных линиях [2].

Для междугородных автобусных линий актуальным является планирование транспортного предложения с целью обеспечения максимального уровня удовлетворения транспортного спроса. При планировании перевозок по междугородным маршрутам требуется

учитывать следующие аспекты. Необходимо ограничивать перевозки на короткие расстояния вблизи крупных населенных пунктах, где имеются пригородные маршруты. Иначе существенный городской и пригородный транспортный спрос может оказать отрицательное влияние на рентабельной работе оператора. С другой стороны, в сельских районах следует максимально обеспечить даже пригородный транспортный спрос, потому что он невелик и, как-правило, может быть удовлетворен в рамках свободных провозных возможностей.

Данная задача решается посредством разработки оперативных стратегий [3]. При этом целью перевозчика является максимальное удовлетворение спроса междугородных пассажиров при обеспечении транспортного обслуживания населения в сельских районах. Обслуживание сельского населения исключает неудовлетворенный спрос, который может привести к развитию конкурирующих транспортных предложений.

Задачу планирования перевозок по междугородной регулярной автобусной линии, проходящая через населенные пункты с различным числом жителей, сформулируем следующим образом. На линии за сутки выполняется r рейсов. Условия задачи:

$$\sum_k \sum_{ij} p_{ij}^k T_{ij} l_{ij} \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$Q_{ki} \leq q_k^n; \forall k = \overline{1, r}; \forall i \in W, \quad (2)$$

где: T_{ij} – потенциальный транспортный спрос между пунктами ij ;

p_{ij}^k – вероятность обслуживания пассажирской корреспонденции ij k -м рейсом;

Q_{ki} – число пассажиров k -го рейса при отправлении из пункта i ;

q_k^n – номинальная вместимость транспортного средства, выполняющего k -й рейс;

W – множество остановочных пунктов автобусной линии.

Выражение (1) обуславливает получение максимальной транспортной работы, что обеспечивает возможность применения наименьших пассажирских тарифов, которые сегодня рассчитываются в зависимости от расстояния поездки l_{ij} .

Задача планирования перевозок рассмотрим на примере автобусной линии Красноярск – Енисейск (рис. 1). На данном направлении нет других видов магистрального транспорта. Кроме междугородного автобуса удовлетворение транспортного спроса обеспечивается пригородными маршрутами автобусами, организованными из крупных населенных пунктов, личным транспортом и посредством карпулинга¹. Линия проходит через 38 населенных пунктов, в которых организовано 48 остановочных пунктов. Расстояние от Красноярска до Енисейска – около 360 км, вместимость используемых автобусов – 43 места. На рисунке 1 даны наименования наиболее крупных населенных пунктов.

Потенциальный спрос рассчитан гравитационным методом [4]:

$$T_{ij} = \frac{\alpha P_i P_j}{l_{ij}^2}, \quad (3)$$

где P_i – численность жителей населенного пункта i ,

l_{ij} – расстояние между населенными пунктами ij ;

α – постоянная, определяемая в результате калибровки.

На рисунке 2 приведено изменение числа пассажиров в автобусе рейса на 07:30 из Красноярска за ноябрь 2022 г. На рис. приведены средние, максимальные и минимальные значения числа пассажиров при отправлении из остановочных пунктов. Из рисунка видно, что вместимость подвижного состава данного рейса используется не полностью, даже в дни повышенного спроса.

¹ Карпулинг (англ. car «автомобиль» + pool «объединение») или райдшэринг (англ. ride «поездка» + share «делиться») — совместное использование частного автомобиля с помощью онлайн-сервисов поиска попутчиков. <https://ru.wikipedia.org/wiki>

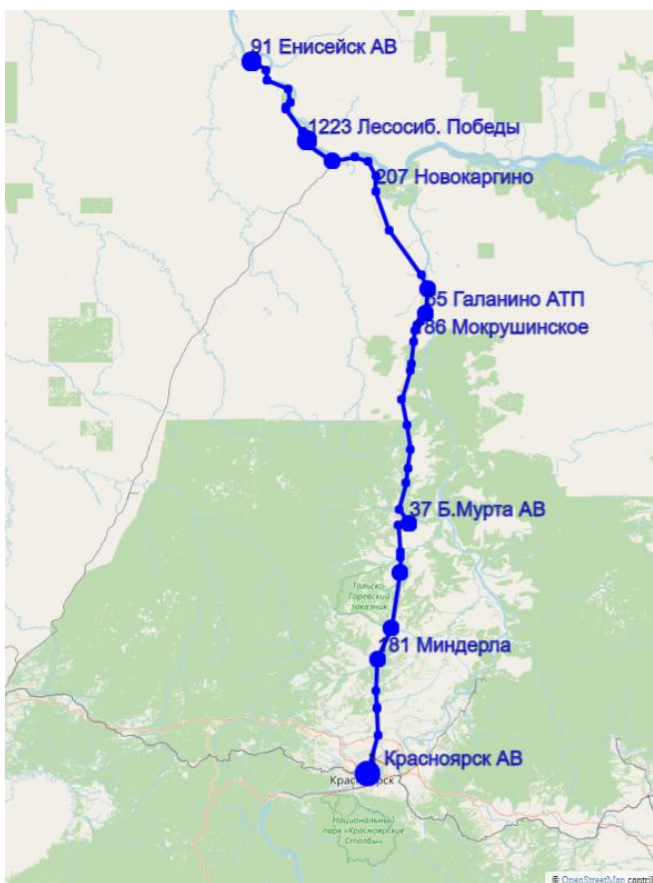


Рисунок 1 – Схема автобусной линии
«Красноярск – Енисейск»

Динамика фактического и расчетного числа пассажиров по остановочным пунктам рейса из Красноярска на 07:30 1 ноября 2022 г. приведена на рисунке 3. Расчетное число пассажиров определено по результатам моделирования спроса гравитационным методом. Из рисунка видно, что для данного рейса требуется исключить реализацию пассажирских билетов на сегменте первых пяти остановочных пунктов от Красноярска до станции Миндерла. На данном сегменте функционируют пригородные автобусные маршруты. На других участках рейса ограничения не требуются.

В настоящее время на автобусных линиях зачастую применяются ограничения, одинаковые для всех рейсов. При этом не учитываются колебания пассажирских потоков по сезонам и часам суток. В результате некоторые рейсы оказываются незаполненными, в то время как на некоторых сегментах пассажиры не имеют возможности приобрести билет. Таким образом, более гибкое регулирование транспортного предложения с учетом спроса позволит повысить качество и эффективность транспортного обслуживания населения. Например, для рейса на 07:30 из Красноярска за счет гибкого регулирования пассажирооборот можно повысить примерно на 25%.

С другой стороны, некоторые рейсы (особенно в летние месяцы повышенного спроса) требуют введения больших ограничений транспортного предложения. В противном случае они будут заполняться пригородными пассажирами, в то время как спрос на дальние расстояния не будет удовлетворен.

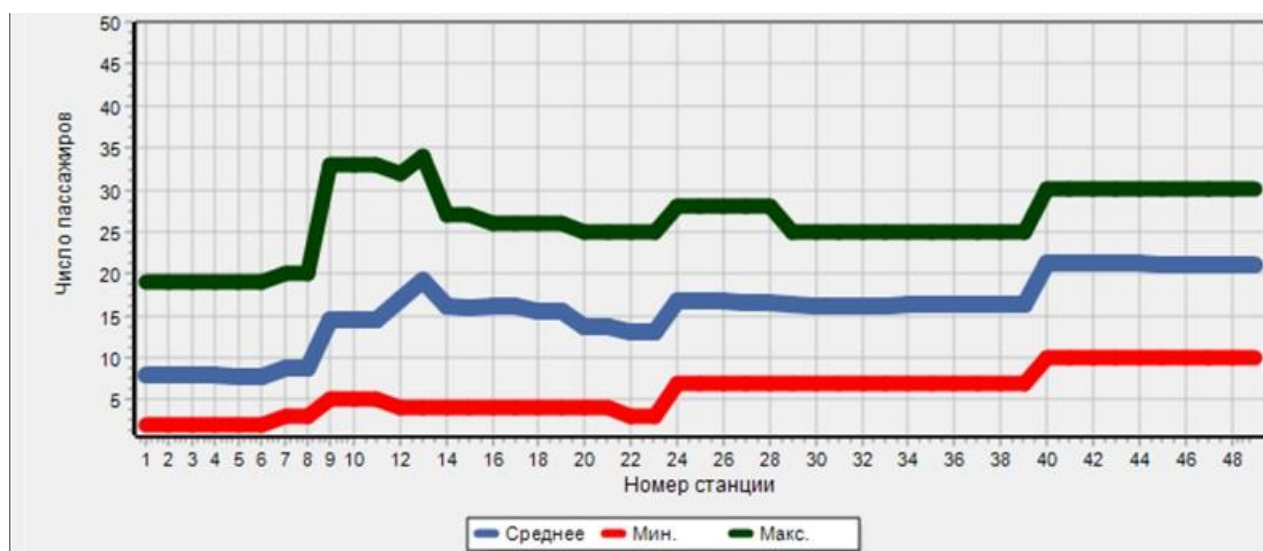


Рисунок 2 – Динамика числа пассажиров в автобусе в течение рейсов на 07:30 из Красноярска в будние дни (понедельник – четверг) ноября 2022 г.



Рисунок 3 – Динамика фактического и потенциального числа пассажиров в течение рейса на 07:30 из Красноярска 1 ноября 2022 г.

Литература

1. Javid, R., and E. Sadeghvaziri. Investigating the Relationship Between Access to Intercity Bus Transportation and Equity. Transportation Research Record, 2022, p. 03611981221088218.
2. Nielsen, G. Network design for public transport success—theory and examples / G. Nielsen, T. Lange. – Norwegian Ministry of Transport and Communications, Oslo, 2008. – 30 p.
3. Ibarra-Rojas, O., J., Delgado, R. Giesen, and J.C. Muñoz (2015). Planning, Operation, and Control of Bus Transport Systems: A Literature Review. Transportation Research Part B: Methodological, 77, 38-75. DOI: 10.1016/j.trb.2015.03.002.
4. Ortuzar, J. D. Modelling transport / J. D. Ortuzar, L. G. Willumsen. – John Willey & Sons, 2011. – 586 p. – URL: DOI:10.1002/9781119993308.

А.И. Фадеев, д-р техн. наук, доцент
С. Алхуссейни, аспирант
Сибирский федеральный университет
г. Красноярск, Свободный проспект, 79/10, 660041 +7(913)5335784
e-mail: 9135335784@mail.ru

УДК 656

ЗАДАЧА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ КОРРЕСПОНДЕНЦИЙ ПОСРЕДСТВОМ ДАННЫХ СИСТЕМЫ БЕЗНАЛИЧНОЙ ОПЛАТЫ ПРОЕЗДА

За последнее десятилетие значительное количество исследований было посвящено использованию данных электронных билетов для различных целей, в т.ч. для определения спроса на общественный транспорт. Разработанная методика обеспечивает определение параметров пассажирских потоков (транспортного спроса) из массива операций валидации электронных проездных билетов без применения дорогостоящих процедур натурных обследований. Показано, что разработанная математическая модель позволяет эффективно осуществлять расчет пассажирских корреспонденций. Оценка практической значимости разработанной методики осуществлена на примере 144 млн навигационных отметок системы спутникового позиционирования и более 6 млн операций валидации электронных билетов. Установлено, что методика обеспечивают интерпретацию в качестве поездок порядка 65% валидаций электронных проездных билетов.

Ключевые слова: пассажирский поток, транспортный спрос, общественный городской транспорт.

A. Fadeev, dr. Sc. Engineering
S. Alhousseini, post-graduate student
Siberian Federal University (SibFU)
Krasnoyarsk, Svobodnyy Ave, 79/10, 660041 +7(913)5335784
e-mail: 9135335784@mail.ru

THE PROBLEM OF DETERMINING PASSENGER CORRESPONDENCE USING THE DATA OF THE AUTOMATED FARE COLLECTION SYSTEM

Over the past decade, a significant amount of research has been devoted to the use of electronic ticket data for various purposes, incl. to determine the demand for public transport. The developed methodology provides for the determination of the parameters of passenger flows (transport demand) by processing operations data of validating electronic travel tickets without the use of expensive field survey procedures. Shown that the developed mathematical model allows efficient calculation of passenger correspondence. The assessment of the practical significance of the developed methodology was carried out on the example of 144 million navigation marks of the satellite positioning system and more than 6 million e-ticket validation operations. It has been established that the methodology provides interpretation of about 65% of e-ticket validations.

Keywords: Passenger flows, transport demand, public transport.

Вовлеченность в деятельность является основой человеческого поведения. Понимание социологической динамики распределения времени представляет собой сложную проблему, которая десятилетиями решалась и изучалась с использованием различных подходов и парадигм, а также с опорой на различные вспомогательные источники данных. Натурные обследования пассажирских потоков зарекомендовали себя как эффективные инструменты для сбора информации о деятельности и поездках, но эти инструменты имеют ряд недостатков

и требуют больших затрат для применения к большим группам населения. Таким образом, существует интерес к использованию косвенных данных о перемещениях для характеристики деятельности человека. Транзакции операций с электронными билетами, формируемые системами общественного транспорта, представляют собой перспективную базу для изучения транспортной мобильности населения.

В настоящей статье исследуется использование упомянутых данных для оценки пассажирских корреспонденций: пунктов отправления, пересадок и назначения пассажиров, маршрутов, времени начала и завершения поездок. В городском общественном транспорте оплата осуществляется посредством однократной валидации электронных билетов, как правило, в начале поездки. Информация о остановочном пункте завершения поездки отсутствует, исследователи оценивают завершение пассажирской корреспонденции путем формирования цепочки поездок.

На рисунке 1 приведена схема определения остановочного пункта завершения поездки, которая применяется в большинстве выполненных до настоящего времени исследований. Пункт завершения корреспонденции устанавливается исходя из кратчайшего расстояния от пункта начала следующей поездки пассажира. В проведенных исследованиях подходы к решению данной задачи различаются по применяемым значениям расстояния пешеходной доступности [1, 2, 3, 4, 5, 6]. При большем расстоянии увеличивается удельный вес расшифрованных пассажирских корреспонденций, однако также растет число ошибочных поездок в ситуациях, когда пассажир между поездками общественным транспортом осуществил поездку, например, в такси, оплата которой электронным билетом не принимается. В некоторых исследованиях разрабатывались критерии определения пропуска поездок общественным транспортом.

Входными данными для решения рассматриваемой задачи являются транзакции системы автоматизированного сбора платы за проезд и автоматизированной системы диспетчерского управления общественным транспортом (рис. 2).

Разработанные в настоящее время методики позволяют интерпретировать от 60% до 90% валидации электронных проездных билетов.

Основной недостаток разработанных методик расчета пассажирских корреспонденций из операций валидации электронных билетов – это гипотеза о начальном пункте поездки, который расположен непосредственно перед операцией валидации электронного билета. На самом деле пассажир иногда перед оплатой проезда может проехать одну-две остановки. Также на некоторых маршрутах (при использовании автобусов малой вместимости) оплата проезда осуществляется перед выходом из транспортного средства. Из такой поездки на основании операции валидации устанавливается не начальный, а конечный остановочный пункт поездки пассажира.

Получив пассажирские корреспонденции, требуется также решить следующие задачи: определить параметры пассажирских потоков, осуществить оценку их репрезентативности генеральной совокупности поездок пассажиров;

определить поездки с пересадками;

выполнить расчет технико-эксплуатационных показателей общественного транспорта (параметров транспортного предложения).

Разработанный подход определения выполненных поездок основан на множестве допустимых вариантов пассажирских корреспонденций (рис. 3). При этом все остановочные пункты, расположенные в рейсе до операции валидации электронного билета, являются возможным началом корреспонденции, пункты после валидации – ее завершением (см. рис. 2). Определение реальной поездки пассажира из имеющихся вариантов осуществляется посредством оценочных критериев. В настоящее время в методике использованы следующие критерии:

расстояние пешеходной доступности пунктов завершения и начала последовательных пассажирских корреспонденций;

номер остановочного пункта от операции валидации;

частота использования остановочного пункта пассажиром.

Применяется свертка оценочных критериев, весовые коэффициенты которых определяется посредством разработанной процедуры, обеспечивающей максимальное правдоподобие соответствия параметров расчетных пассажирских потоков результатам проведенного выборочного обследования.

Апробация методики осуществлена по данным системы автоматизированной оплаты проезда общественного транспорта г. Красноярска. По результатам тестовых расчетов доказано, что получаемые параметры пассажирских потоков позволяют оценить спрос общественного транспорта в пределах допустимых погрешностей

Установлено, что в г. Красноярске только для 10% пассажиров не выполняется гипотеза о том, остановочный пункт, предыдущий операции валидации, является началом корреспонденции. Такие пассажиры могут проехать несколько остановочных пунктов перед выполнением операции валидации электронного билета.

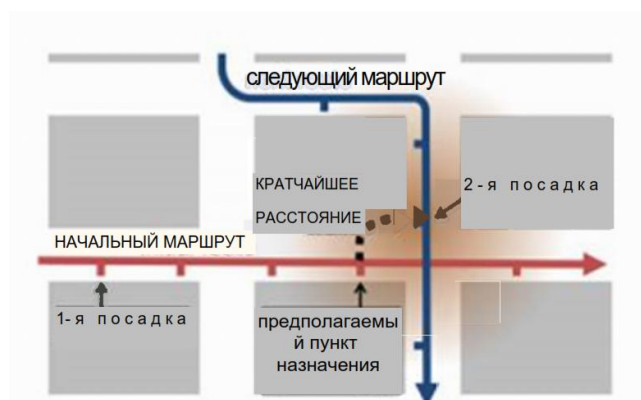


Рисунок 1 – Схема определения пункта завершения поездки [1]

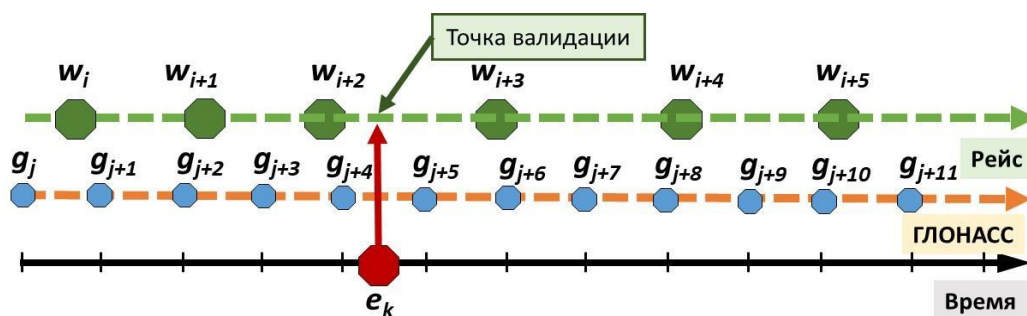


Рисунок 2 – Расчетная схема маршрутной пассажирской корреспонденции, где: $w_i, w_{i+1}, \dots$ - остановочные пункты рейса; $g_i, g_{i+1}, \dots$ - навигационные отметки системы спутникового позиционирования; e_k - валидация электронного проездного билета

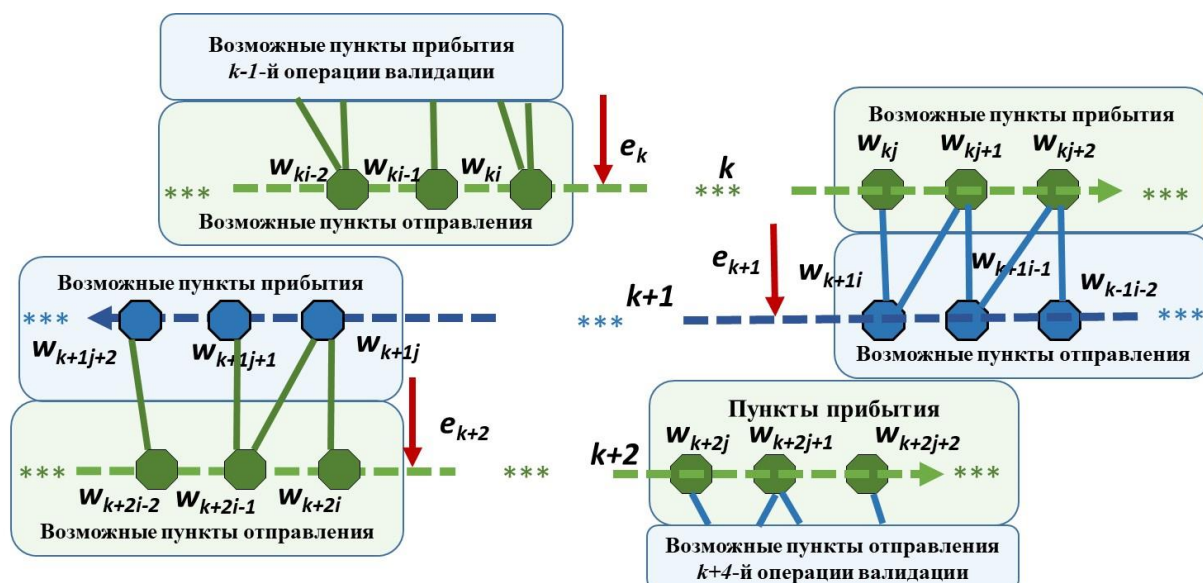


Рисунок 3 – Схема формирования вариантов пассажирских корреспонденций

Как известно, определенное число пассажиров выполняют поездки с пересадками. Такие поездки состоят из нескольких сегментов маршрутных корреспонденций. Одну из проблем формирования поездок с пересадками составляют корреспонденции коммивояжеров (курьеров). В таких корреспонденциях пассажир выполняет краткосрочные действия, связанные с конкретным местом (находящимся в непосредственной близости от остановочного пункта), которые нелегко отличить от пересадки. В этом случае цепочку сегментов маршрутных корреспонденций не следует объединять в одну поездку.

Задача формирования критериев выявления поездок коммивояжера рассматривалась во многих исследованиях, таких как Hofmann и O'Mahony [2], Bagchi и White [3], Munizaga и Palma [4], Chu и Chapleau [5], и др. Однако до настоящего времени данную задачу нельзя признать решенной.

В разработанной методике [6] дан комплекс показателей который позволяет надежно выделить поездки коммивояжеров.

Заключение и направления дальнейших исследований.

Показано, что перспективным источником данных о спросе на общественный транспорт является массив операций валидации электронных проездных билетов, обработка которого посредством предложенной методики обеспечивает определение пассажирских корреспонденций без дорогостоящих процедур натурных обследований.

Разработанная математическая модель позволяет эффективно осуществлять определение пассажирских корреспонденций на основании анализа операций валидации электронных проездных билетов. Оценка практической значимости разработанной методики осуществлена на примере 144 млн навигационных отметок системы спутникового позиционирования и более 6 млн операций валидации электронных билетов. Установлено, что методика обеспечивает интерпретацию порядка 65% валидаций электронных проездных билетов. Сформулированные критерии определения поездок с пересадками позволяют надежно определять составные пассажирские корреспонденции, выделяя при этом поездки коммивояжера.

В качестве направления дальнейших исследований перспективным является использование данных валидации электронных при анкетировании пассажиров. Можно ожидать, что в будущих исследованиях, используя идентификатор электронных билетов пассажира (с его разрешения) можно повысить объективность получаемых результатов. Таким образом, вместо того чтобы полагаться только на опросы о поездках для сбора сведений о маршрутах поездок пассажиров, панельные данные с электронными билетами можно использовать для мониторинга поведения в поездках в течение более длительных периодов

времени. Кроме этого особенно актуально, что поездки, записанные с помощью электронных билетов, можно было бы связать с социально-демографическими характеристиками транспортного спроса.

Литература

1. Nunes A.A., Dias, T.G., Cunha, J.F., 2016. Passenger journey destination estimation from automated fare collection system data using spatial validation. *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.* 17 – pp 133–142. doi:10.1109/TITS.2015.2464335
- 2 .Farzin, J. M. Constructing an Automated Bus Origin–Destination Matrix Using Farecard and Global Positioning System Data in São Paulo, Brazil. In *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, No. 2072, Transportation Research Board of the National Academies, Washington, D.C., 2008. P. 30–37.
- 3 .Hofmann, M. and O’Mahony, M. 2005. Transfer journey identification and analyses from electronic fare collection data. In *Proceedings of the IEEE Intelligent Transportation Systems Conference*. P. 34-39.
- 4 .Bagchi, M. and White, P.R. 2005. The potential of public transport smart card data. *Transport Policy*, 12(5), pp. 464-474.
- 5.Munizaga, M.A. and Palma, C. 2012. Estimation of disaggregate multimodal public transport origin–destination matrix from passive smart card data from Santiago, Chile. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 24. P. 9-18.
6. Chu, K.K.A. and Chapleau, R. 2010. Augmenting transit trip characterization and travel behavior comprehension: Multiday location-stamped smart card transactions.
7. Фадеев А.И., Алхуссейни С. Обследование пассажирских потоков путем анализа валидаций электронных проездных билетов. Научный рецензируемый журнал "Вестник СибАДИ". 2021;18(1):52-71. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-52-71>

А. И. Федотов, д-р техн. наук, профессор
Иркутский национальный исследовательский технический университет
Россия, 674074, Иркутск, ул. Лермонтова, 83, тел.: (3952) 40-53-58
Fai.abs@rambler.ru

УДК 629.33-52

ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ШИН

В данной статье описываются основные методы динамических испытаний шин. Анализируется современная российская ситуация с проведением динамических испытаний шин. Рассматриваются основные требования к современному оборудованию для динамических испытаний шин с точки зрения обеспечения качества испытаний.

Ключевые слова: испытания, шины, стенды, измерения, методики.

A. I. Fedotov, Doctor of Technical Sciences, Professor
Irkutsk National Research Technical University
Russia, 674074, Irkutsk, Lermontov str., 83, tel.: (3952) 40-53-58
Fai.abs@rambler.ru

DYNAMIC TIRE TESTING

This article describes the main methods of dynamic tire testing. The current Russian situation with dynamic tire testing is analyzed. The main requirements for modern equipment for dynamic tire testing from the point of view of ensuring the quality of tests are considered.

Keywords: tests, tires, stands, measurements, methods.

Введение

Санкционная политика стран запада в отношении России привела к уходу с рынка большей части иностранных производителей шинной продукции для колесных транспортных средств (КТС). При этом у российских производителей закрылись пути в ведущие центры, обеспечивающие комплексные испытания шин. Но потребность в проведении таких испытаний осталась, поскольку российские производители не утратили компетенции разработки и создания новых образцов шин. В советское время такие испытания выполнял НИИШП, оснащенный качественным стендовым оборудованием, испытательными полигонами и даже заводом, обеспечивающим опытное производство шин. Но в период разрушительных 90-х, все это было до основания разрушено и на сегодняшний день там осталась лишь небольшая лаборатория, обеспечивающая испытания образцов резины и полимеров для производства шин.

На некоторых российских шинных заводах осталось оборудование, позволяющее выполнять прочностные и ресурсные испытания шин в рамках процедуры их обязательной сертификации [1]. Но проблема динамических испытаний шин, позволяющих прогнозировать эксплуатационные свойства КТС, такие как управляемость, устойчивость, тормозная эффективность и пр. осталась нерешенной. Это значительно сдерживает развитие новых отечественных моделей шин с заданными эксплуатационными характеристиками.

Таким образом, назрела острая необходимость в создании отечественной научно-исследовательской лаборатории (центра) динамических испытаний шин. В данной статье сделана попытка анализа методов и средств, обеспечивающих выполнение динамических испытаний шин.

Методы и средства динамических испытаний шин.

Современные динамические испытания шин выполняют как стендовыми, так и дорожными методами. Каждый из этих методов имеет свои преимущества и недостатки.

Так на дорожные методы испытаний шин в значительной мере влияют внешние факторы, такие как климатические и погодные условия, микро- и макро-неровности дороги, флуктуация фрикционных свойств дорожного покрытия, колебания нормальной нагрузки на колесо с испытуемой шиной и др. При этом именно в дорожных естественных условиях шины наиболее полно проявляют свои эксплуатационные свойства.

Для проведения дорожных динамических испытаний шин в ведущих испытательных лабораториях применяют специализированные дорожные тестеры (рис. 1).



Рисунок 1 – Внешний вид дорожного тестера DUFOURNIER Skid Trailer на базе автомобиля Мерседес-бенц [2]

Чаще всего дорожные тестеры выполняют в виде прицепа, буксируемого тягачом. Внутри прицепа размещают оборудование, обеспечивающее требуемое позиционирование колеса с эластичной шиной и задание ему тестовых режимов. Кроме того, в прицепе размещают датчики и измерительные системы, позволяющие выполнять непрерывное измерение силовых и кинематических параметров (рис. 2).

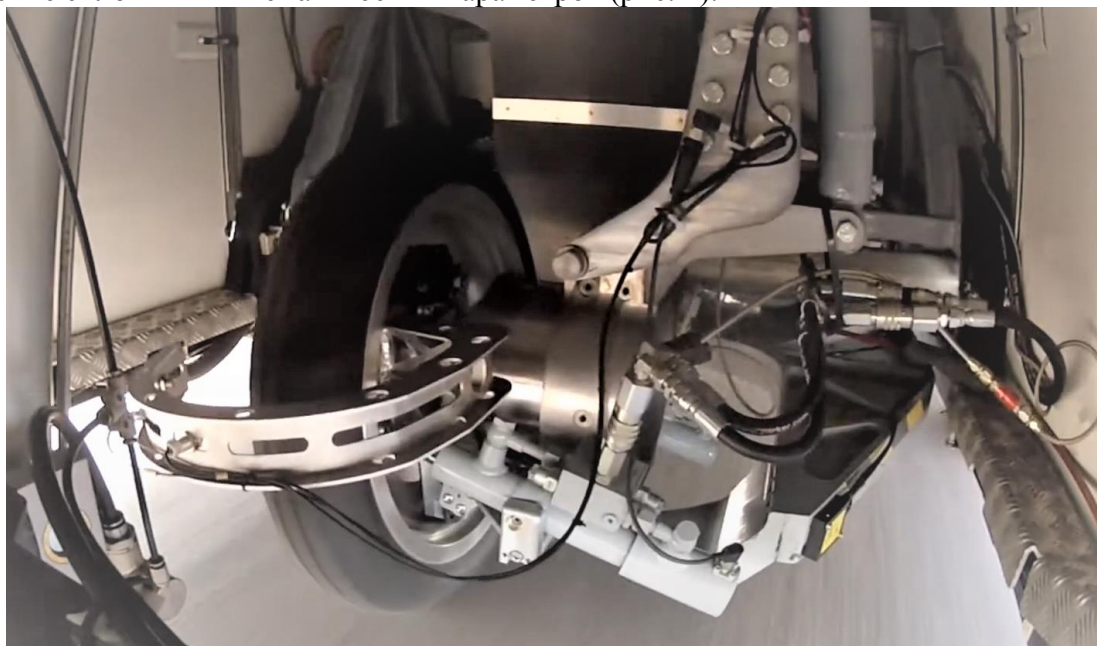


Рисунок 2 – Размещение колеса с эластичной шиной, тестового и измерительного оборудования в прицепе дорожного тестера DUFOURNIER Skid Trailer [2]

Для испытаний шин на мокрой дорожной поверхности, а также для исследования процесса аквапланирования шины дорожные тестеры обеспечивают устройствами для подачи воды в зону пятна контакта (рис. 3).

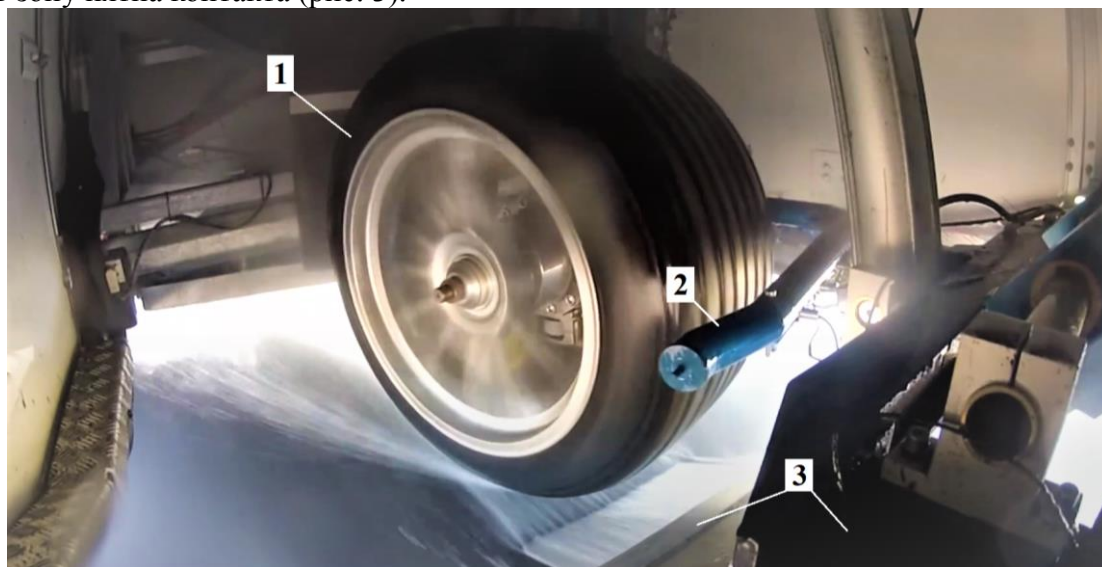


Рисунок 3 – Дорожные испытания шины с подводом воды в зону пятна контакта:
1 – Колесо с испытуемой эластичной шиной; 2 – Датчики; 3 – Система подготовки и подачи воды в зону пятна контакта шины с дорогой [2]

Дорожные испытания незаменимы при проведении испытаний шипованных шин, особенно на заснеженных и покрытых льдом дорожных поверхностях.

В процессе динамических испытаний с использованием дорожных тестеров получают фрикционные характеристики шин при движении колеса с неустановившимся уводом, с переменным крутящим моментом в тормозном и тяговом режиме, а также с переходом из тягового режима в тормозной и обратно. На рисунке 4 приведены некоторые результаты динамических испытаний шин, выполненных в дорожных условиях [2].

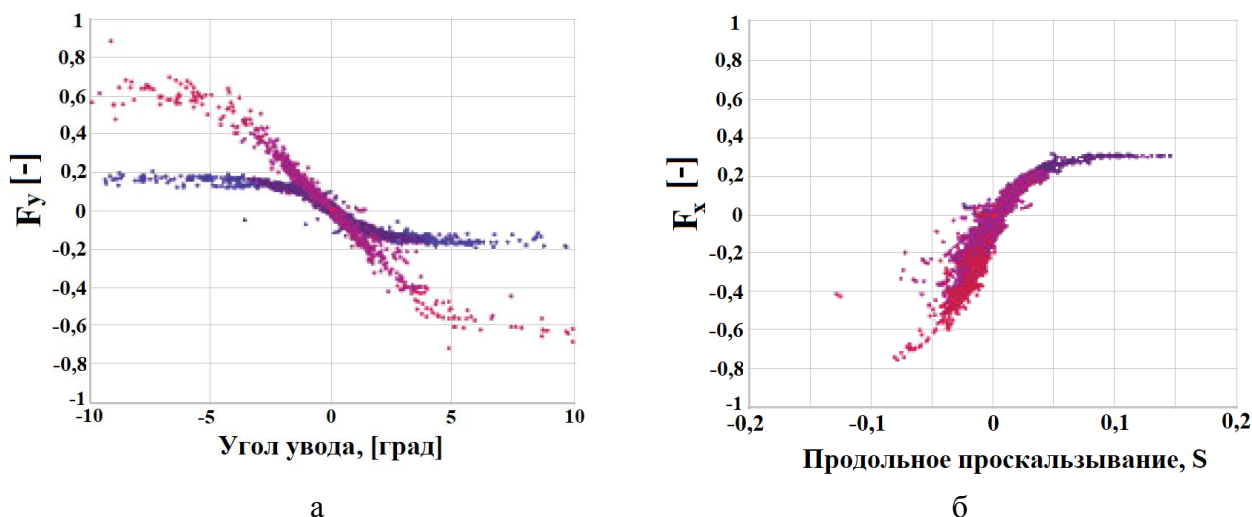


Рисунок 4 – Результаты динамических испытаний шин, выполненных в дорожных условиях:
а – график зависимости боковой силы от угла увода; б – график зависимости продольной силы от проскальзывания [2]

Уже первый взгляд на графики рисунка 4 позволяет увидеть влияние внешних факторов на результаты динамических испытаний шин, выполненных в дорожных условиях. Флуктуация нормальной нагрузки на колесо, коэффициента сцепления шины с дорогой и других факторов приводит к значительному разбросу измеренных значений силовых и

кинематических параметров.

Этих недостатков в известной степени лишены стендовые методы испытаний шин, реализующие известный принцип обратимости движения – «*колесо вращается, но его ось неподвижна, а дорога движется*». До недавнего времени эти методы реализовывали на стендах с беговым барабаном (рис. 5).

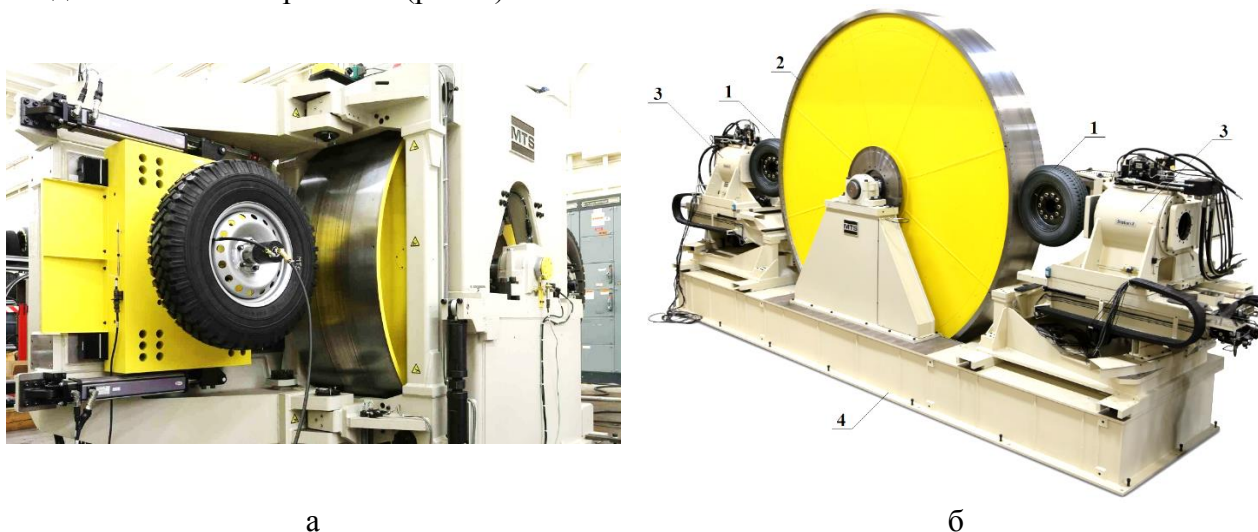


Рисунок 5 – Стендовые комплексы с беговыми барабанами фирмы MTS Flat-Trac:

а – для испытаний шин на сопротивление качению;

б – для испытаний износостойкости шин

Относительно недавно на смену беговому барабану, главным недостатком которого была кривизна опорной поверхности, пришла плоская «движущаяся дорога» на воздушной или гидравлической опоре (рис. 6) [3].

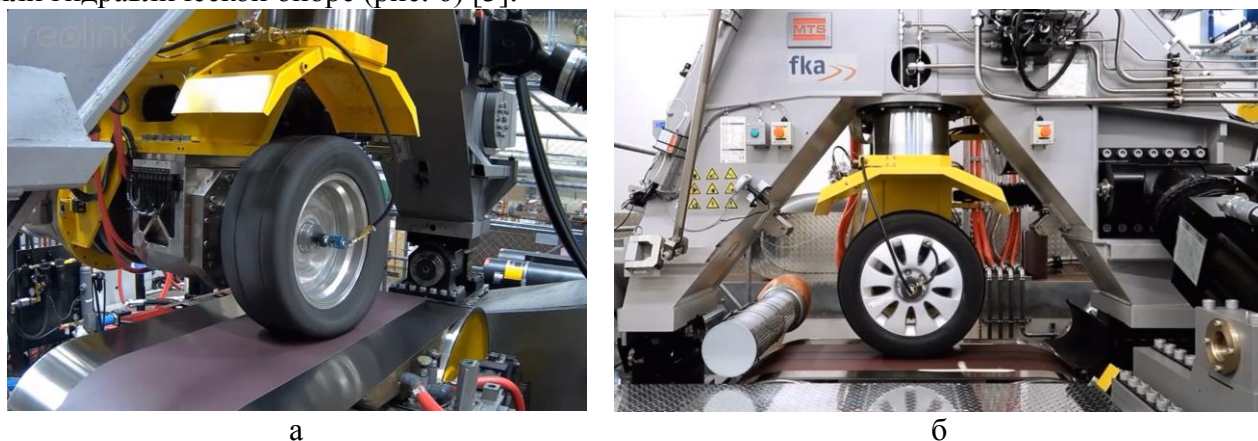


Рисунок 6 – Стендовый комплекс MTS Flat-Trac IV CT Plus для динамических испытаний шин, с плоской опорной поверхностью на гидравлической опоре [3]

Представленный на рисунке 6 стендовый комплекс MTS Flat-Trac IV CT Plus был разработан в институте автотранспортных средств ИКА Королевского технического университета города Ахена (ФРГ) [3]. На сегодняшний день он реализует наиболее широкий спектр методик динамических испытаний шин. На его основе выполняют весь комплекс испытаний шин с целью получения коэффициентов математической модели Н.В. Расејка [4].

Главным преимуществом стендовых методов испытаний шин перед дорожными методами является их полная защищенность от влияния внешних факторов (*климатических и погодных условий, воздействий на шину микро- и макро-неровностей дороги, флуктуации фрикционных свойств дорожного покрытия, колебаний нормальной нагрузки на колесо с испытываемой шиной и др.*).

На рисунке 7 приведены некоторые результаты динамических испытаний шин,

выполненных в стендовых условиях [5].

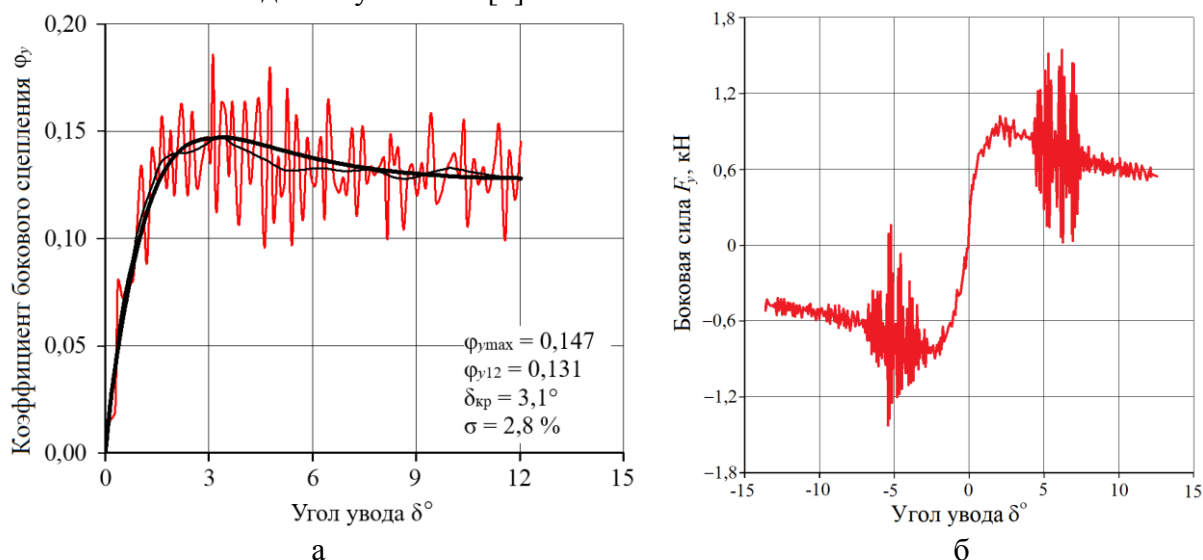


Рисунок 7 – Результаты динамических испытаний шин на ледяной поверхности бегового барабана стенда:

а – график зависимости коэффициента бокового сцепления от угла увода;

б – график зависимости боковой силы от угла увода [5]

На графиках, представленных на рисунке 7 отчетливо видно влияние динамических процессов, зависящих от частотных свойств шины. Именно эти процессы чаще всего и являются возбудителями резонансных колебаний в стендовых комплексах, которые негативно влияют на результаты измерений силовых и кинематических параметров работы шин. И именно поэтому одним из важнейших требований к стендовому оборудованию (*как дорожному, так и к лабораторному*) является высокая жесткость.

Заключение

Анализ оборудования для динамических испытаний шин показывает:

1. Жесткость испытательного зарубежного оборудования весьма высока и обеспечивает собственные частоты колебаний почти на два порядка (в 70-80 раз) большие, чем собственные частоты колебаний испытываемых шин;
2. Стендовые методы испытаний шин защищены от негативных воздействий внешних факторов (климатических и погодных условий, воздействий на шину микро- и макро-неровностей дороги, флуктуации фрикционных свойств дорожного покрытия, колебаний нормальной нагрузки на колесо с испытываемой шиной и др.), но при этом им свойственна нестабильность результатов испытаний от «осмоления» опорной поверхности и износа её фрикционного покрытия;
3. Современной тенденцией развития стендовых методов испытаний является уход от цилиндрической поверхности бегового барабана к плоской «движущейся» опорной поверхности на воздушной или гидравлической опоре;
4. Измерение силовых параметров, действующих на испытываемую шину, осуществляют в основном при помощи тензометрических ступиц, изготовление которых обеспечивает фирма Kistler (Швейцария). Современные тензометрические ступицы позволяют измерять, действующие на шину силовые параметры по всем шести степеням свободы;
5. Исследование процессов аквапланирования шин, как и их движения по мокрым дорогам осуществляют методом подачи воды в область пятна контакта;
6. Для динамических испытаний шин стандартные колеса малоприспособны, поскольку их диски и ободья имеют малую жесткость, а, следовательно, склонны к возникновению резонансных процессов. Для этих целей применяют специальные колеса, обладающие высокой жесткостью и большой (порядка 30 мм для колеса размером R16) толщиной диска;

7. В процессе испытаний шин на увод, если скорость изменения угла увода близка к $1^\circ/\text{с}$ и менее, протектор шины быстро изнашивается, причем этот износ увеличивается при увеличении скорости вращения колеса. В свою очередь износ протектора снижает качество результатов испытаний шин [6]. С другой стороны, при увеличении скорости изменения угла увода до уровня $10^\circ/\text{с}$ на качество испытаний начинает негативно влиять динамика шины.

8. В процессе динамических испытаний шин необходимо применять беговой барабан стенда не менее трех диаметров испытуемого колеса с шиной. Обычно в процессе испытаний шин разных диаметров используют беговые барабаны диаметром от 1,59 м до 4,0 м.

Литература

1. Шинный испытательный центр «Вершина», г. Ярославль.
2. Farroni F., Sakhnevych A., Timpone F. Development of a grip and Thermodynamics sensitive procedure for the Determination of Tyre / Road Interaction Curves Based on Outdoor Test Sessions/ Proceedings of the 4th International Tyre Colloquium Edited by P. Gruber and R. S. Sharp VSD in association with the International Association for Vehicle System Dynamics Tyre Models for 156 Vehicle Dynamics Analysis 20-21 April 2015 | University of Surrey, Guildford, United Kingdom, p. 332 – 341.
3. Testing Facilities – Institut für Kraftfahrzeuge IKA, Aachen, 2017. – 25p.
4. Pacejka H.B., Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition. Oxford OX2 8DP 30 Corporate Drive, P. 642. Suite 400, Burlington, MA 01803 First published 2002 Second edition 2006.
5. Определение сцепных свойств шин на барабанном стенде на покрытии из льда: отчет о НИР: тема №134-02 / рук. П.Н. Малюгин; среди исп.: В.А. Ковригин. – № 01200304616; Инв. № 03200301642. – Омск: СибАДИ, 2003. – 83 с.
6. Шаршуков К.Г., Исследование характеристик сцепления шин легковых автомобилей на барабанном стенде с полимербетонным покрытием: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Москва: Изд-во МГТУф «МАМИ», 2017. – 198 с.

Е.В. Чабанова, канд. пед. наук, доцент
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
г. Пермь, 614990, Комсомольский проспект, 29
e-mail: jentosina@yandex.ru

А.В. Тиунов, сотрудник склада
ООО «Сельта»
г. Пермь, 614058, ул. Деревообделочная, 3
e-mail: sasha.tiunov.99@list.ru

УДК 656.073.8

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕГРУЗКИ МКР С АВТОМОБИЛЬНОГО НА ВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ В ГРУЗОВОМ РАЙОНЕ «НОВЫЙ ПОРТ»

Эффективность работы транспортной отрасли в условия Крайнего Севера является важным показателем развития как Северного морского пути, в частности, так и страны, в целом. Активно развивающаяся на Крайнем Севере нефтегазовая промышленность стимулирует отрасли народного хозяйства к росту. Так грузовой район «Новый порт» (подразделение АО «Салехардский речной порт») является важнейшим транспортным узлом по обеспечению перевозки грузов и пассажиров Новопортовского нефтегазоконденсатного месторождения. В статье проведен анализ деятельности грузового района, исследованы технологические процессы перегрузочных работ, выявлены недостатки при перегрузке мягких контейнеров разового использования, произведен расчет количества повреждаемых контейнеров из расчета за 1 смену, а также расчет времени, затрачиваемого на перетарку. В дальнейшем предлагается рассмотреть способы оптимизации технологического процесса перегрузки.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, водный транспорт, порт, перегрузка, мягкие контейнеры разового использования, Крайний Север.

E.V. Cabanova, Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor
Perm National Research Polytechnic University

A.V. Tiunov, warehouse employee
LLC «Sel'ta»

ORGANIZATION OF TRANSSHIPMENT OF FLEXIBLE INTERMEDIATE BULK CONTAINERS FROM AUTOMOBILE TO WATER TRANSPORT IN CARGO AREA «NEW PORT»

The efficiency of the transport industry in the conditions of the Far North is an important indicator of the development of both the Northern Sea Route, in particular, and the country as a whole. The oil and gas industry, which is actively developing in the Far North, stimulates the branches of the national economy to grow. Thus, the cargo area «New Port» (a subdivision of JSC «Salekhard River Port») is the most important transport hub for the transportation of goods and passengers of the Novoportovskoye oil and gas condensate field. The paper analyzes the activities of the cargo area, examines the technological processes of transshipment operations, identifies shortcomings in the overload of soft containers of one-time use, calculates the number of damaged containers at the rate of 1 shift, as well as the calculation of the time spent on reloading. In the future, it is proposed to consider ways to optimize the technological process of overload.

Keywords: road transport, water transport, port, transshipment, single-use soft containers, the Far North.

Возможности Северного морского пути как будущей основной магистрали по доставке грузов в страны Азиатского региона неизменно растут. Государственная корпорация по атомной энергии «Росатом» оценивает возможности роста грузопотока до 271 млн. тонн к 2035 г. [2]. В этой связи эффективное функционирование районов Крайнего Севера, а в частности – возможность обеспечения требуемыми материальными ресурсами становится наиболее актуальной.

В 2016 г., с целью эффективной эксплуатации и поддержки, расположенного на полуострове Ямал, Новопортовского нефтегазоконденсатного месторождения, в качестве обособленного структурного подразделения Акционерного общества «Салехардский речной порт» и при поддержке оператора месторождения ООО «Газпромнефть – Ямал», создан грузовой район «Новый порт».

АО «Салехардский речной порт» был основан в 1959 г. и является важнейшим транспортным узлом по обеспечению перевозки грузов и пассажиров в населенные пункты районов Крайнего Севера либо приравненные к ним. Грузовой район «Новый порт» (далее – ГР) являясь подразделением АО «Салехардский речной порт» находится от него в 458 км водным путем и 300 км воздушным. В 85 км от ГР, на противоположном берегу расположен п. Ямбург.

С целью обеспечения деятельности ГР были построены автомобильная дорога и причальные сооружения, что гарантировало транспортную доступность. В среднем через ГР проходит 250 тыс. т. груза в год, который в первую очередь предназначен для обеспечения работы Новопортовского нефтегазоконденсатного месторождения. Динамика грузооборота по видам грузов представлена на рисунке 1.

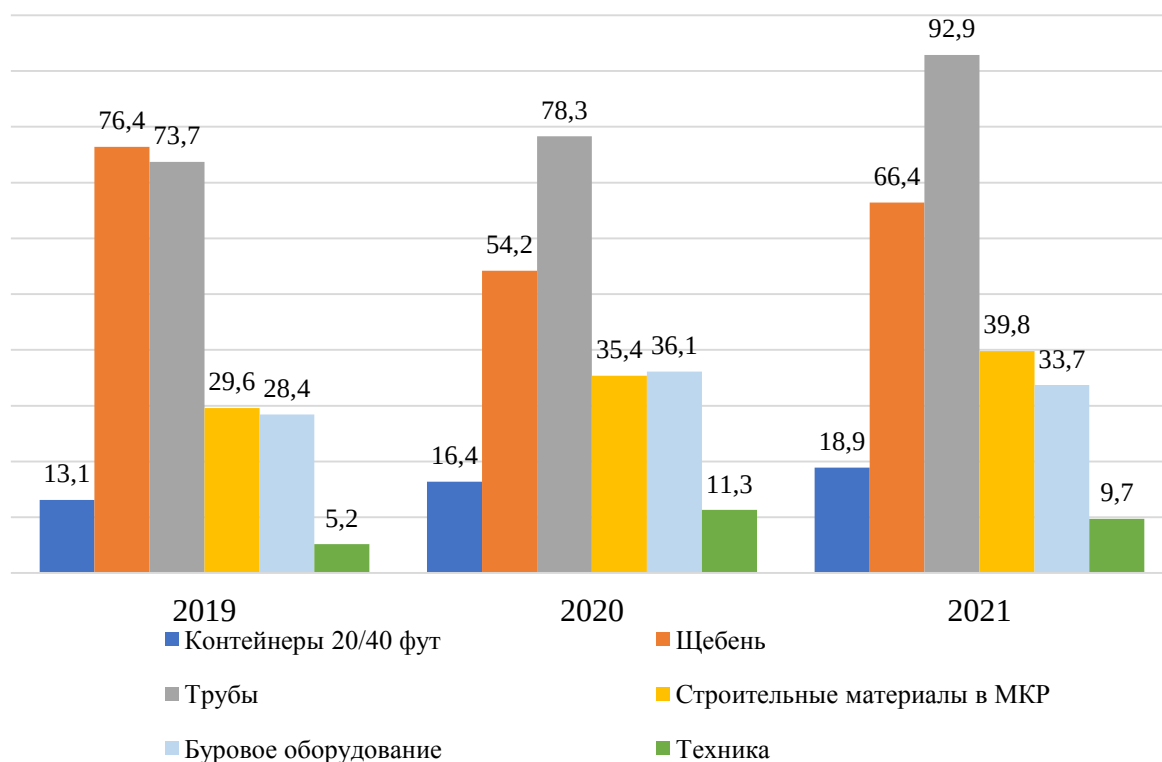


Рисунок 1 – Динамика грузооборота порта с 2019 по 2021 гг., тыс. т.

На рисунке 1 отражен рост по всем видам грузов, что отражает общую тенденцию отрасли. Прогнозируется, что в 2023 г. грузопоток с Новопортовского нефтегазоконденсатного месторождения через ГР будет составлять 6,1 млн. т. [2].

Не смотря на большой объем грузов, в ГР отсутствует складское хозяйство, поэтому весь грузопоток идет с автомобильного транспорта (тягачи с полуприцепом) на водный

(баржи) и наоборот. В грузовом районе «Новый порт» реализуются грузопотоки по следующим направлениям: Грузовой района Лабытнанги, ООО «Сергинский речной порт», ООО «Уренгойский речной порт», «Порт Мыс Каменный», ООО «Сургутский речной порт», п. «Ямбург».

В ГР осуществляются такие варианты перегрузки, как автомобиль-судно, судно-автомобиль. Процессы перегрузки производятся на плавучем причале, предназначенном для указанных действий. Перегрузочная техника включает плавучие краны КПЛ-69 и ПК-8, СПК-32, ПГ-4, которые расположены на втором, третьем и четвертом фронте, соответственно.

В ГР в одной смене (12 часов) работает 13 единиц грузовых автомобилей, из которых 9 ед. – тягачи с четырехосными бортовыми полуприцепами и 4 ед. – крупнотоннажные самосвалы. В табл. 1 дано описание технических характеристик грузовых автомобилей.

Таблица 1 – Характеристика грузовых автомобилей

Показатель	Тип грузовых автомобилей	
	Тягач	Самосвал
Грузоподъемность, т	28,2	32
Длина, м	18,83	8,15
Высота, м	2,2	3,55
Ширина, м	2,48	2,85

За навигационный период 2021 г. в исследуемом ГР было – перегружено 177,4 тыс. т. грузов, из них:

- АО «Салехардский речной порт» (грузовой район Лабытнанги) – 53,1 тыс.т.;
- ООО «Сергинский речной порт» – 38,6 тыс.т.;
- ООО «Уренгойский речной порт» – 47,8 тыс.т.;
- Порт «Мыс Каменный» – 12,3 тыс. т.;
- ООО «Сургутский речной порт» – 14,3 тыс.т.;
- п. «Ямбург» – 11,3 тыс.т.

Основными видами грузов являются: буровое оборудование, трубы, контейнеры, самоходная и несамоходная техника, щебень, сухая строительная смесь, пропант, хлористый калий, ПГС, тампонажный гипс. Процесс перегрузки указан в технологической карте.

Согласно проведенному исследованию перегрузочных работ в грузовом районе, выявлено, что применяемый способ перегрузки сыпучих грузов в мягких контейнерах разового использования (МКР) может привести к обрыву строп оболочки контейнера, либо самой оболочки контейнера в связи с тем, что происходит наваливание одного контейнера на другой.

В ГР используется следующая технологическая схема: транспортное средство – грузоподъемный механизм – транспортное средство (грузовой автомобиль – плавкран – судно; судно – плавкран – грузовой автомобиль).

Включает судовую, фронтальную, автомобильную технологические операции.

В состав бригад, обеспечивающих процесс входят: в судовой операции 2 сотрудника, во фронтальной 1 сотрудник, в автомобильной 2 сотрудника, итого 5 человек. Графическое изображение технологической схемы представлено на рисунке 2.

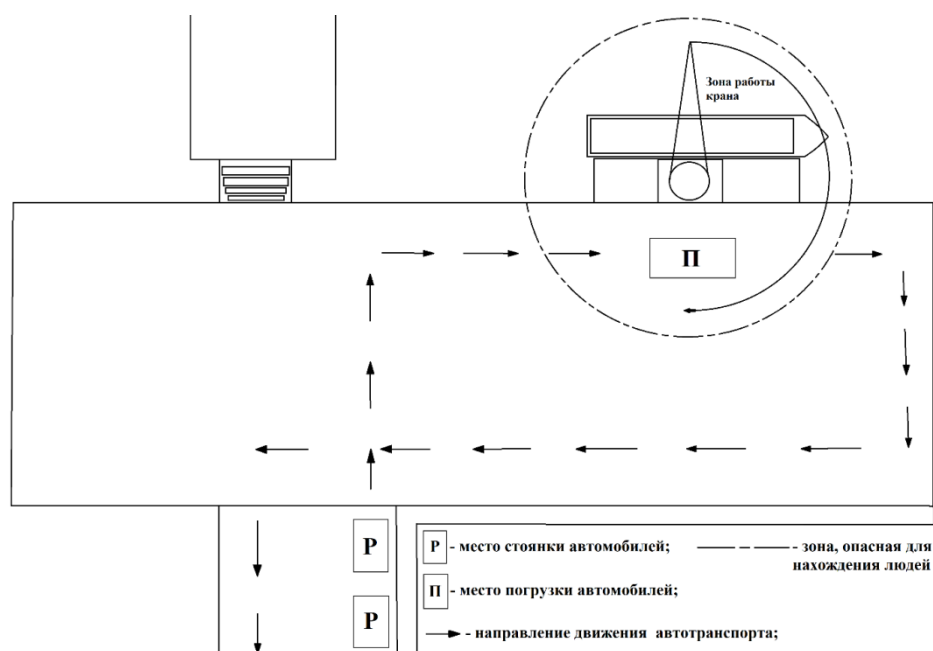


Рисунок 2 – Графическое изображение технологической схемы

Перегрузка МКР осуществляется с помощью петлевых строп типа СТП (строп текстильный петлевой) и как было сказано ранее, в ГР так происходит процесс перегрузки МКР, что приводит к обрыву строп оболочки контейнера либо самой оболочки контейнера.

В связи с этим, согласно выявленной проблеме, было принято решение проанализировать количество поврежденных МКР и времени, затрачиваемого на перетарку.

Одна баржа (г/п 2800 т.) вмещает 1980 ед. МКР, за одну смену выгружают 369 ед. МКР, разгрузка баржи осуществляется за 5 смен, в один грузовой автомобиль можно разместить 12 ед. МКР, соответственно для разгрузки баржи с 1980 ед. МКР потребуется 33 грузовых автомобиля.

Согласно проведенному исследованию, на 10 грузовых автомобилей приходится 9 ед. МКР с повреждениями, следовательно, за 1 смену происходит повреждение 30 ед. МКР. То есть при перегрузке одной баржи повреждается 150 ед. МКР.

Также сотрудники затрачивают время на перетарку, что составляет 2,5 мин. – 1 ед. МКР. Значит, за 1 смену перетарка составляет 1 ч. 15 мин., что в процентном соотношении составляет 9,6 %.

Анализ деятельности грузового района «Новый порт» показал, что в условиях Крайнего Севера в ГР перегружается около 250 тыс. т. грузов в год, часть из которого составляют МКР. Выявлено, что в процессе перегрузки в грузовом районе «Новый порт» имеется существенный процент повреждения МКР, в связи с этим также происходит потеря рабочего времени на перетарку груза [2]. Поэтому предлагаем в дальнейшем разработать оптимальный способ перегрузки МКР в грузовом районе «Новый порт».

Литература

1. Новые горизонты. По Северному морскому пути может пойти больше грузов, чем ожидалось // Коммерсантъ URL: <https://www.kommersant.ru/doc/5735080> (дата обращения: 24.05.2023).
2. Чабанова, Е.В. Состояние речных портов Российской Федерации в части объемов перегрузочных работ / Е.В. Чабанова, Л.С. Скорюпина, Е.В. Бартова // Агротехнологии XXI века: стратегия развития, технологии и инновации: Материалы всероссийской научно-практической конференции, Пермь, 16-18 ноября 2021 года / ФГБОУ ВО «Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова». – Пермь: ИПЦ ПрокростЪ, 2021. – С. 235-237.

А.В. Пузаков, канд. техн. наук
Оренбургский государственный университет
г. Оренбург, 460018, пр-т Победы, д. 13, +7 (3532) 912224
e-mail: and-rew78@yandex.ru

УДК 629.33

БОРТОВАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

Оценка технического состояния автомобильного генератора в режиме реального времени позволит предотвратить внезапное обесточивание бортовой сети и связанные с этим издержки. Оценить техническое состояние генератора можно с помощью токоскоростной и внешней характеристики, однако определение токоскоростной характеристики непосредственно на борту автомобиля затруднительно. Предлагается вычислять степень работоспособности генератора как отношению текущего значения напряжения к величине напряжения исправного генератора под нагрузкой. Анализируя величину напряжения генератора, можно заметить, что снижение степени работоспособности генератора ниже критической ведет к потере функциональности автомобильного генератора и недопустимому разряду аккумуляторной батареи. При работе генератора в составе системы электроснабжения используется степень функционирования генератора, учитывающая необходимость заряда аккумуляторной батареи при любом стечении обстоятельств.

Ключевые слова: автомобильный генератор, система электроснабжения автомобиля, степень работоспособности генератора, аккумуляторная батарея.

A.V. Puzakov, Cand. Sc. Engineering,
Orenburg State University

ON-BOARD ASSESSMENT OF THE TECHNICAL CONDITION OF AUTOMOTIVE GENERATORS

Assessment of the technical condition of an automobile generator in real time will prevent sudden de-energization of the on-board network and the associated costs, it is possible to assess the technical condition of the generator using current-speed and external characteristics, however, it is difficult to determine the current-speed characteristics directly on board the car. It is proposed to calculate the degree of generator operability as the ratio of the current voltage value to the voltage value of a serviceable generator under load. Analyzing the value of the generator voltage, it can be noted that a decrease in the generator's operability below the critical one leads to a loss of the functionality of the car generator and an unacceptable discharge of the battery. When the generator is operating as part of the power supply system, the degree of functioning of the generator is used, taking into account the need to charge the battery under any circumstances.

Keywords: car generator, car power supply system, the degree of efficiency of the generator, battery.

Автомобильный генератор выполняет важную роль, поскольку обеспечивает работу большинства устройств, требующих наличия электроэнергии [1]. При выходе из строя генератора вся нагрузка ложится на плечи аккумуляторной батареи, что неминуемо приводит к снижению напряжения бортовой сети. Вследствие этого происходят постепенные отказы различных энергопотребителей, в том числе, отвечающих за безопасность движения.

В процессе работы генератора его техническое состояние ухудшается по причине изменения свойств изоляционных и полупроводниковых материалов [2, 3]. Оценивать техническое состояние автомобильного генератора принято с помощью специализированных контрольно-испытательных стендов. Для этого строится токоскоростная характеристика генератора – зависимость вырабатываемой силы тока от частоты вращения ротора.

Графическое изображение токоскоростной характеристики представлено на рисунке 1.

В работе [4] предложено определять неисправности генератора на основе сравнения текущих значений токоскоростной характеристики с эталонной. Наличие неисправностей даже ранней стадии развития приведет к уменьшению силы тока генератора (рис. 1).

Для построения токоскоростной характеристики используется формула:

$$I_{\Gamma}^{\text{ТСХ}} = I_{\Gamma}^{\text{max}} \cdot \left(1 - e^{\frac{n_0 - n_i}{\tau}}\right), \quad (1)$$

где $I_{\Gamma}^{\text{ТСХ}}$ – текущее значение силы тока генератора, А; I_{Γ}^{max} – номинальный (максимальный) ток генератора, А; n_0 – частота вращения начала отдачи, 1/мин; n_i – текущее значение частоты вращения ротора генератора, 1/мин; τ – постоянная времени экспоненты, аппроксимирующей кривую токоскоростной характеристики. Вычисляется по формуле:

$$\tau = \frac{n_0 - n_p}{\ln\left(1 - \frac{I_p}{I_{\Gamma}^{\text{max}}}\right)}, \quad (2)$$

где n_p – расчетная частота вращения ротора, 1/мин; I_p – расчётная сила тока, А.

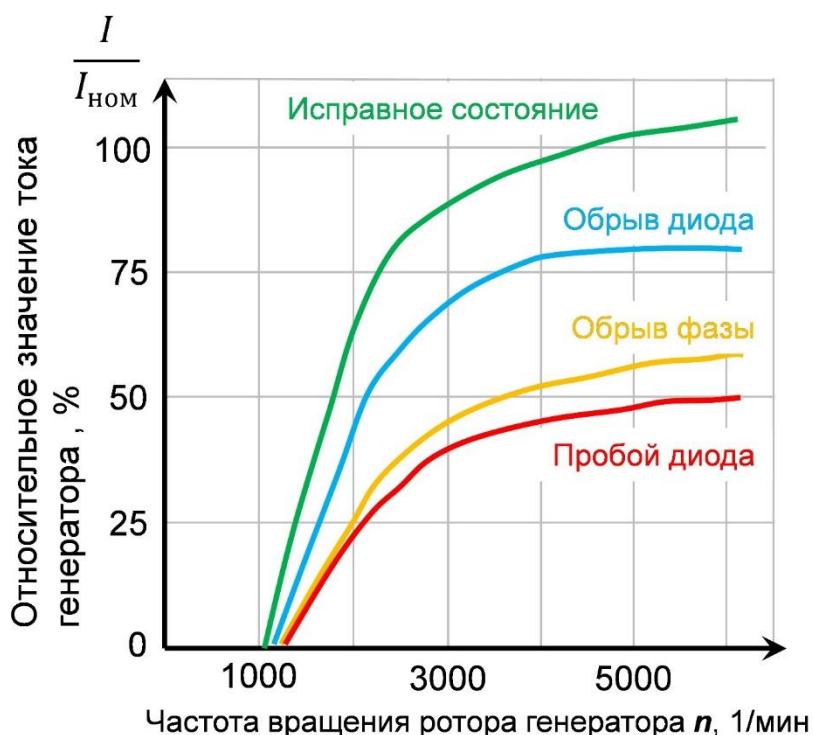


Рисунок 1 – Влияние неисправностей на токоскоростную характеристику генератора

Практическое использование данного метода на борту автомобиля осложняется, во-первых, необходимостью синхронного определения текущих значений двух параметров: частоты вращения ротора и силы тока генератора, а во-вторых недостаточностью этих данных для численной оценки технического состояния генератора. На рисунке 2 представлена диаграмма, поясняющая суть проблемы.

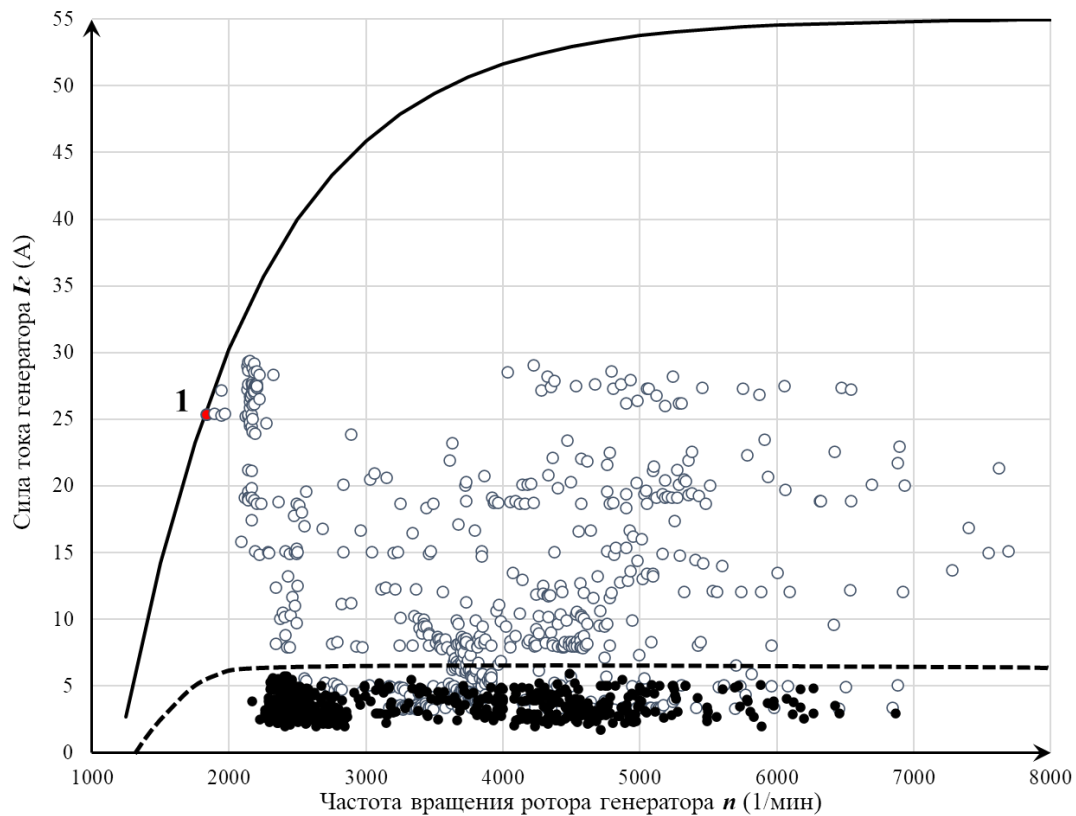


Рисунок 2 – Влияние неисправностей на токоскоростную характеристику генератора

Светлые точки соответствуют текущим значениям силы тока исправного генератора, а сплошная линия – паспортная токоскоростная характеристика. Можно заметить, что диапазон текущих значений не превышает 54% от номинальной силы тока генератора, однако это не означает, что он неисправен. Просто задействование всех штатных потребителей не позволяет полностью загрузить генератор.

Доказательством исправности генератора может служить точка 1, лежащая непосредственно на токоскоростной характеристике, выступающей в роли границы потенциальных возможностей генератора. В этой точке коэффициент загрузки генератора практически равен единице.

Темные точки на рисунке 2, это текущие значения силы тока генератора с обрывом одного из диодов выпрямительного блока, а пунктирная линия – гипотетическая токоскоростная характеристика генератора с данной неисправностью.

Сравнивая текущие значения силы тока на рисунке 2 легко отличить исправный генератор от неисправного, однако определить, насколько отличается его техническое состояние затруднительно. Приблизительно можно использовать следующее выражение

$$SOH_{\Gamma} = \max \frac{I_{\Gamma}^i}{I_{\Gamma}^{TCX}(n_i)} \quad (3)$$

где SOH_{Γ} – степень работоспособности (*State-of-Health*) генератора; $I_{\Gamma}^{TCX}(n_i)$ – значение силы тока генератора при частоте вращения ротора n_i , вычисленное по формуле (1), А;

Тогда для данных рисунка 2 получим следующие значения степени работоспособности (рис. 3): исправный генератор $SOH_{\Gamma} = 97.8\%$, с обрывом диода – $SOH_{\Gamma} = 15.1\%$.

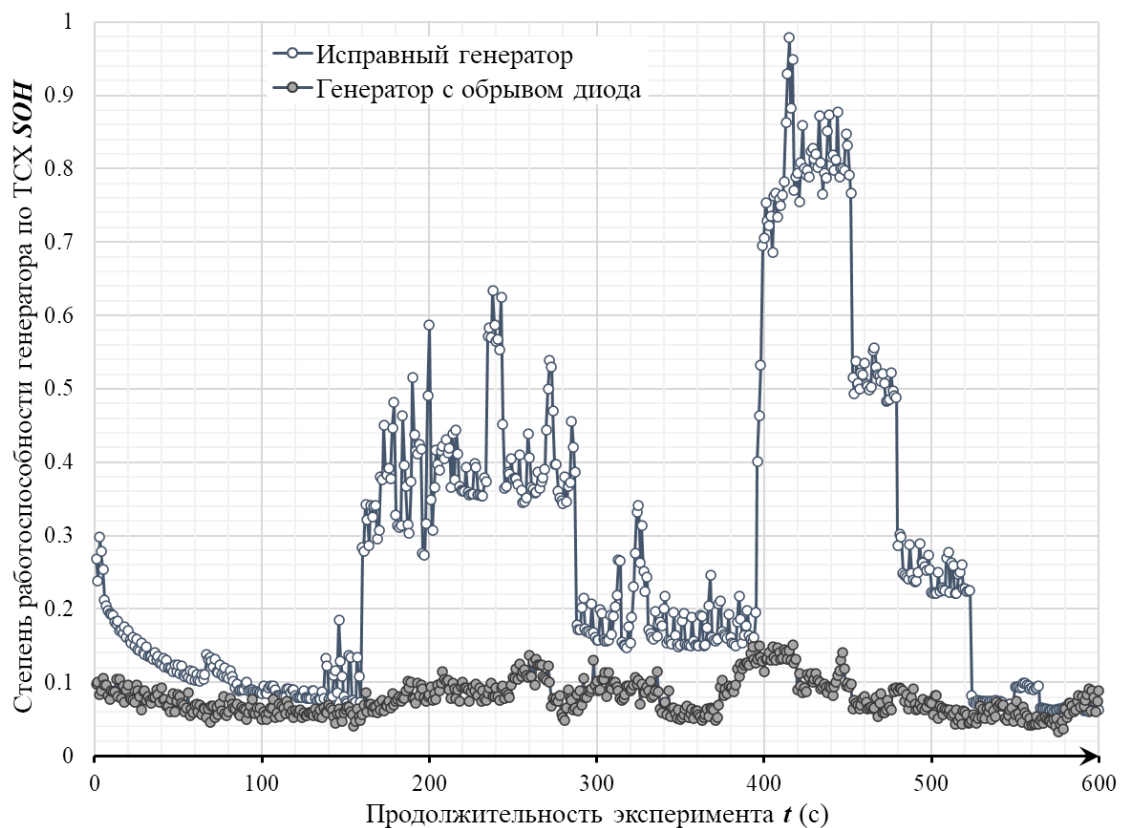


Рисунок 3 – Степень работоспособности генератора по данным токоскоростной характеристики

Анализируя данные рисунка 3 можно сделать вывод, что степень работоспособности неисправного генератора остается практически постоянной, а степень работоспособности исправного генератора колеблется в широких пределах. В обоих случаях, чем больше ток генератора, тем выше степень работоспособности. Это нелогично, так как при работе генератора на холостом ходу его степень работоспособности невелика, и если потребители не задействованы складывается ошибочное заключение о его неисправности.

Рассмотрим еще один способ оценки технического состояния генератора с помощью внешней характеристики, представляющей собой зависимость выходного напряжения от силы тока. Обычно внешние характеристики строятся при постоянной частоте вращения, чего практически невозможно добиться на борту автомобиля. Делается это для того, чтобы обеспечить постоянство выходного напряжения генератора, связанного с частотой вращения ротора известным выражением

$$U(E) = C_e \cdot n \cdot \Phi, \quad (4)$$

где $U(E)$ – напряжение (электродвижущая сила) генератора, В; C_e – конструктивная постоянная генератора; n – частота вращения ротора генератора, 1/мин; Φ – магнитный поток генератора, Вб.

Однако автомобильный генератор оснащен регулятором напряжения, задачей которого является поддержание постоянства выходного напряжения путем регулирования магнитного потока (тока в обмотке возбуждения) [5].

Тогда изменение частоты вращения ротора будет компенсироваться соответствующим изменением магнитного потока и выходное напряжение останется неизменным.

В первом приближении степень работоспособности генератора можно рассчитать, как отношение его напряжения к номинальному регулируемому напряжению:

$$SOH = \frac{U_r^i}{U_r^{ном}}, \quad (5)$$

где U_r^i – текущее напряжение генератора, В; $U_r^{ном}$ – номинальное напряжение генератора, В.

Однако, использование формулы (5) будет вносить погрешность, так как увеличение силы тока генератора приводит к снижению его напряжения. Причем, величина этого снижения определяется внутренним сопротивлением генератора. Тогда скорректируем выражение (5) с учетом падения напряжения внутри генератора:

$$SOH = \frac{U_r^i}{U_r^{ном} - r_r \cdot I_r^i}, \quad (6)$$

где r_r – внутреннее сопротивление генератора, Ом.

По данным эксперимента (рисунок 4), степень работоспособности исправного генератора в среднем составляет 98%, а при обрыве диода снижается, достигая величины 83% под нагрузкой. Внешний вид зависимостей говорит о том, что формула (6) гораздо лучше описывает текущее техническое состояние генератора и не приведет к ошибочной выбраковке.

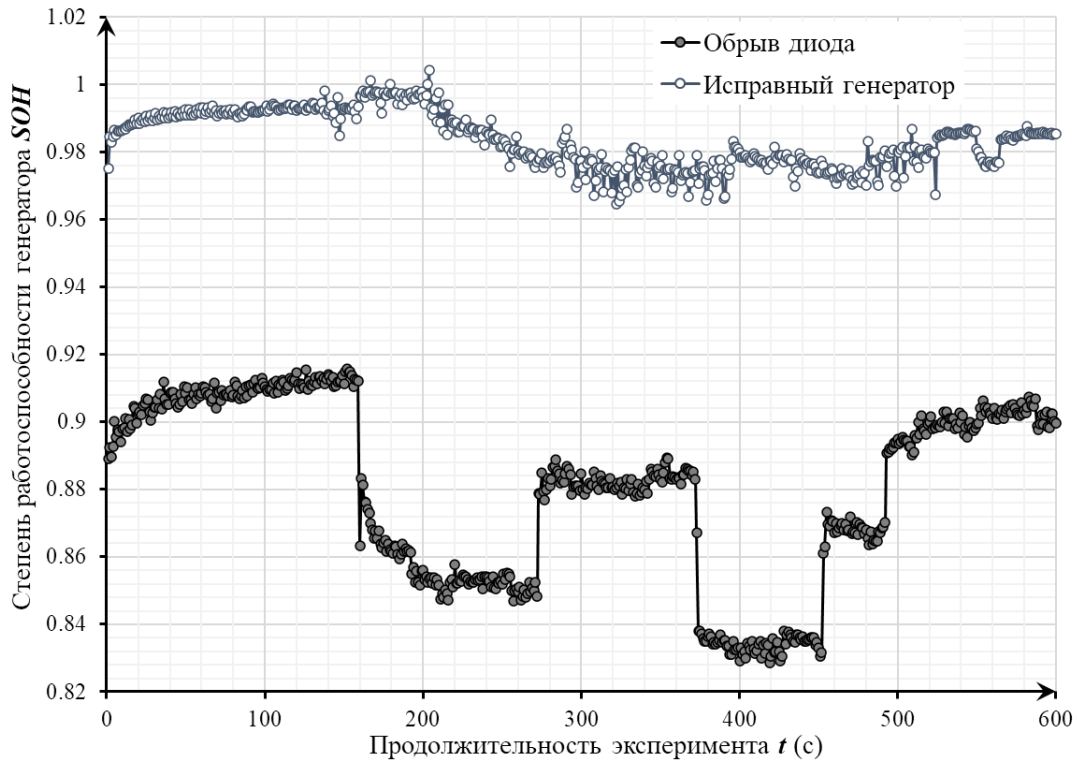


Рисунок 4 – Степень работоспособности генератора по данным внешней характеристики

При работе генератора в составе системы электроснабжения важно не его текущее техническое состояние, но то, насколько его выходное напряжение превышает напряжение разомкнутой цепи аккумуляторной батареи, поскольку его снижение ведет к прогрессирующему разряду батареи и потере функциональности автомобильного генератора [6].

Критическое значение степени работоспособности генератора можно рассчитать по формуле:

$$SOH_{кр} = \frac{OCV}{U_r^{ном} - r_r \cdot I_r}, \quad (7)$$

где OCV – напряжение разомкнутой цепи аккумуляторной батареи, В.

Согласно формуле (7), критическое значение степени работоспособности генератора на холостом ходу ($OCV = 12.7$ В, $U_r^{ном} = 14.2$ В) составляет 89%, а при токе нагрузки, равном номинальному – 100%. Это значит, что генератор с обрывом диода (рисунок 4) заряжает батареи при минимальном числе потребителей, однако под нагрузкой теряет свою функциональность.

К техническому состоянию генератора в составе системы электроснабжения предъявляются более жесткие требования [7, 8]. В этом случае, расчет можно провести по формуле (8), учитывая необходимость заряда аккумуляторной батареи при любом стечении обстоятельств:

$$SOF = \frac{U_r^i - OCV}{U_r^{ном} - OCV}, \quad (8)$$

где SOF – степень функционирования генератора.

На рисунке 5 приведено графическое отображение изменения степени работоспособности и степени функционирования генератора. Отрицательные значения степени функционирования соответствуют совместной работе генератора и батареи, однако большая часть нагрузки при этом обеспечивается батареей. В этом случае энергия автомобильного двигателя, затраченная на вращение ротора генератора расходуется впустую.

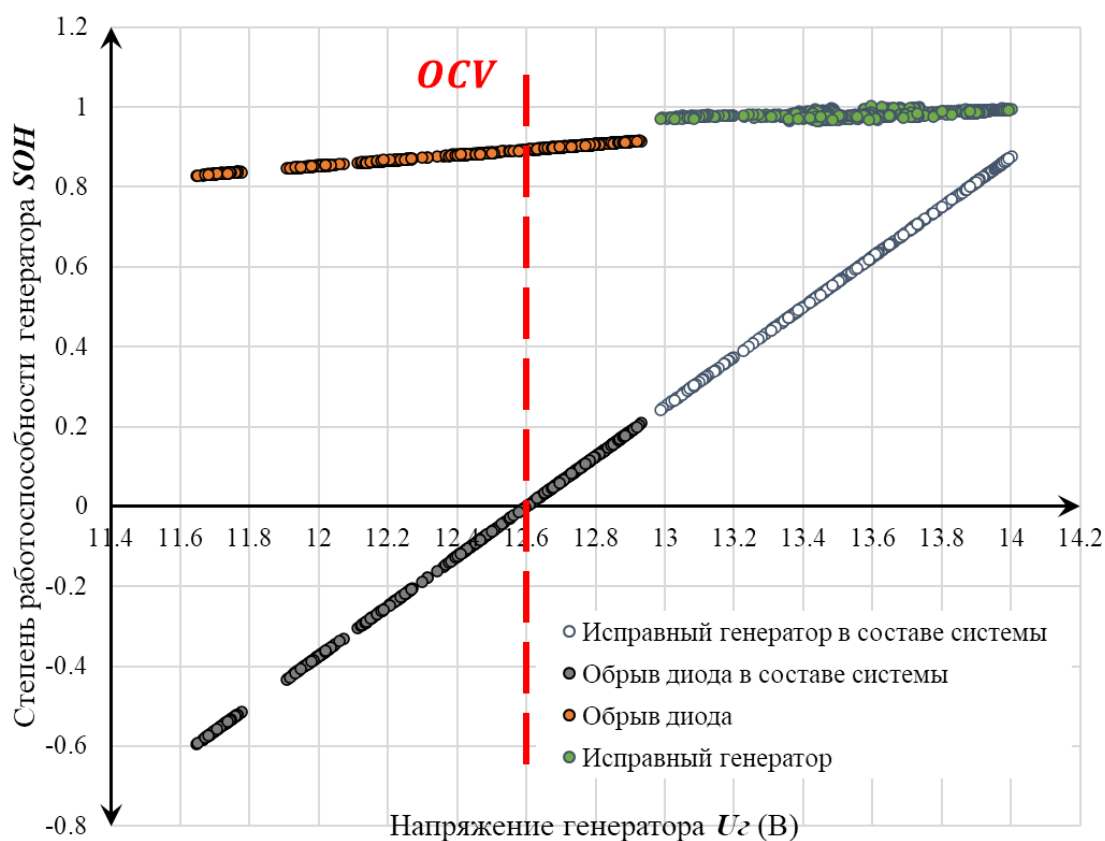


Рисунок 5 – Степень работоспособности и степень функционирования генератора

Заключение

Оценка технического состояния автомобильного генератора в режиме реального времени позволит предотвратить внезапное обесточивание бортовой сети и связанные с этим издержки. Для бортовой оценки работоспособности генератора может быть использована токоскоростная характеристика, описывающая зависимость вырабатываемой силы тока от

частоты вращения ротора. Установлено, что степень работоспособности генераторов может вычислена на основе максимального значения отношения текущей силы тока генератора к паспортной величине, заложенной в токоскоростной характеристике.

Еще один способ оценки технического состояния генератора основан на величине выходного напряжения. При этом степень работоспособности генератора является отношением текущего значения напряжения генератора к величине напряжения исправного генератора под нагрузкой. Сравнение двух аналитических выражений показало преимущества второго способа расчета.

При работе генератора в составе системы электроснабжения используется степень функционирования генератора, учитывающая необходимость заряда аккумуляторной батареи при любом стечении обстоятельств.

Оперативное определение степени работоспособности и функциональности на борту автомобиля может предотвратить прогрессирующий разряд аккумуляторной батареи и внезапное обесточивание бортовой сети.

Литература

1. Пузаков, А.В. Инструментальный контроль зарядного баланса транспортных средств / А.В. Пузаков // Вестник гражданских инженеров. – 2020. – №5 (82). – С. 30-34.
2. Денисов, И.В. Исследование надежности генераторной установки автомобиля "ЛАДА КАЛИНА" в гарантийный период эксплуатации / И. В. Денисов, А. А. Смирнов // Бюллетень транспортной информации. – 2017. – №6 (264). – С. 19-22.
3. Козловский, В.Н. Анализ надежности автомобильных генераторных установок / В. Н. Козловский, В.Е. Ютт // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2008. – №6. – С. 39-41.
4. Dziubiński M, Drozd A, Adamiec M, Siemionek E. Energy balance in motor vehicles. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 2016. 148. DOI: 012035. 10.1088/1757-899X/148/1/012035.
5. Зуев С.М., Малеев Р.А., Чернов А.Е. Энергетическая эффективность систем электрооборудования автономных объектов: монография. – Москва: ИНФРА-М, 2022. – 170 с.
6. Пузаков, А.В. Концепция оперативного мониторинга системы электроснабжения автомобилей / А.В. Пузаков // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сборник материалов XIV Международной научно-практической конференции, 20–22 ноября 2019 г., Оренбург. – Оренбург : ОГУ, 2019. – С. 515-522.
7. Пузаков, А.В. Бортовое диагностирование системы электроснабжения автомобилей / А.В. Пузаков // Прогрессивные технологии в транспортных системах: Евразийское сотрудничество: сборник материалов XV международной научно-практической конференции, 9-11 декабря 2020 г., Оренбург. – Оренбург : ОГУ, 2020. – С. 497-504.
8. Пузаков А.В. Оценка эффективности работы системы электроснабжения автотранспортных средств. – Транспорт Урала. – 2022. – № 4 (75). – С. 62-67.

В.Г. Дыгало, д-р техн. наук, профессор

И.С. Жуков, соискатель

Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана

Московская обл., г. Мытищи, 141005, ул. 1-я Институтская, д. 1, +7(988) 011-43-34

e-mail: vladislav.dygalo@gmail.com

УДК 629.113.001

УМЕНЬШЕНИЕ ЯВЛЕНИЯ ФЕДИНГА ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ С АБС ПОСРЕДСТВОМ КРИОГЕННОЙ ОБРАБОТКИ ТОРМОЗНЫХ ДИСКОВ

В статье изложены выводы и предпосылки экспериментальной оценки пар трения в аспекте явления фединга. Большая часть кинетической энергии автомобиля с АБС гасится за счет работы трения в тормозном механизме. Перегрев тормозного механизма, а именно его пар трения приводит к возникновению явления критического фединга, сопровождающегося резким снижением тормозного момента. Уменьшение влияния данного явления очень сложная задача как с точки зрения учета стоимости тормозного механизма, так и его минимального усложнения. Авторами предлагается применение криогенной обработки тормозных дисков для уменьшения влияния теплонагруженности на возникновения фединга.

Ключевые слова: Антиблокировочная система, тормозной механизм, тепловая нагруженность, фединг, криогенная обработка.

V.G. Dygalo, Doctor of Technical Sciences, Professor

I.S. Zhukov, Candidate of Sciences degree seeking applicant

Mytischki Branch of Bauman Moscow State Technical University

REDUCING ABS BRAKES FAEDING BY CRYOGENIC TREATMENT OF BRAKE DISCS

The article presents the conclusions and prerequisites for the experimental evaluation of friction pairs in the aspect of the fading phenomenon. Most of the kinetic energy of a car with ABS is dissipated by the work of friction in the brake mechanism. Overheating of the brake mechanism, namely its friction pairs, leads to the occurrence of a critical fading phenomenon, accompanied by a sharp decrease in the braking torque. Reducing the influence of this phenomenon is a very difficult task, both from the point of view of taking into account the cost of the brake mechanism and its minimal complication. The authors propose the use of cryogenic treatment of brake discs to reduce the effect of heat loading on the occurrence of fading.

Key words: Anti-lock braking system, brake mechanism, thermal loading, fading, cryogenic treatment.

Широкое оснащение автомобилей автоматизированными тормозными системами помимо очевидных преимуществ в части активной безопасности, порождает и ряд проблем, обусловленных изменением рабочего процесса. При этом возрастает величина кинетической энергии, которую необходимо погасить в процессе торможения.

В отличие от традиционного способа торможения юзом, основная часть кинетической энергии автомобиля с АБС гасится за счет работы трения в тормозном механизме во время работы АБС, что неизбежно приводит к увеличению их тепловой нагруженности, особенно при использовании производителями тормозных систем автомобилей, традиционных элементов базовых моделей.

При этом из литературных источников известно, что перегрев пар трения тормозов способствует возникновению критического фединга, сопровождающегося резким снижением (до 50%) коэффициента трения тормозных накладок, а так же повышенным изнашиванием контртел, с образованием макросколов [1].

Проведенный анализ влияния принципиального изменения рабочего процесса затормаживания колеса автомобиля с АБС на распределение работы, необходимой для гашения кинетической энергии автомобиля в качестве примера представлен на рисунке 1. обозначено: изменение кинетической энергии автомобиля с АБС при торможении с начальной скорости 60 км/ч на сухом асфальтобетоне в процессе торможения (W_k), работа, затрачиваемая на трение в контакте шины с дорогой (ATR) и на гистерезисные потери в шине (AFF), а также поглощаемую в тормозном механизме (ATM).

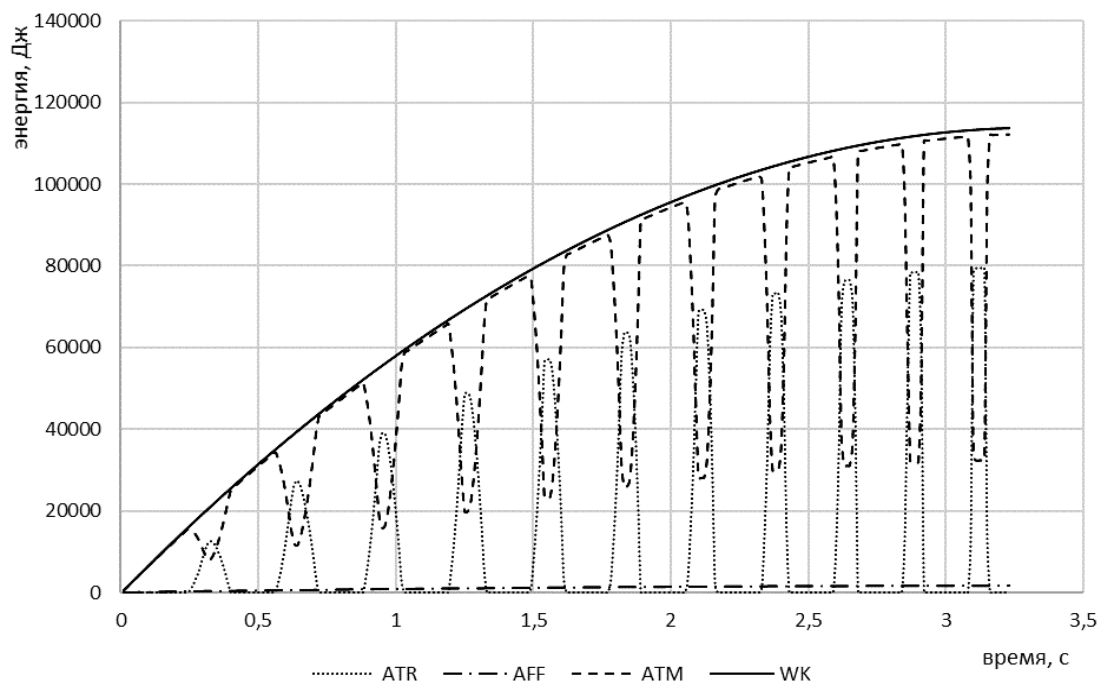


Рисунок 1 – Распределение работ, затрачиваемых на гашение кинетической энергии автомобиля с АБС в процессе торможения

Из графика видно, что при торможении автомобиля с АБС в отличие от торможения юзом основная часть кинетической энергии гасится за счет работы трения в парах трения тормозного механизма.

Для решения проблем, связанных с явлением фединга, после того как проектировщик с помощью расчетных методов выявил проблему связанную и повышенной теплонагруженностью тормозной системы, необходимо вносить изменения в конструкцию. Расчетные методики оценки рассматривались авторами в работе [3]. Одними из путей может быть изменение площади поверхности пар трения тормозного механизма, что может повлечь за собой изменение соседних узлов (ступица, колесный диск) что приводит к удорожанию готовой конструкции. Следующим подходом к решению проблемы повышенной теплонагруженности тормозных механизмов может служить применение материалов пар трения свойства, которых позволяют избежать данных проблем. Но материалы с более высокими характеристики имеют более высокую стоимость. Например, тормозные диски из композиционных материалов вместо применяемого в серийных автомобилях антифрикционного серого чугуна. В качестве более дешевого способа улучшения свойств материала авторами предлагается криогенная обработка тормозных дисков из серого антифрикционного чугуна.

В статье [2] приведены результаты испытаний после криогенной обработки режущего инструмента для токарной обработки. Происходило уменьшение термоЭДС по сравнению с необработанным инструментом. Из чего можно сделать вывод что изменение свойств материала резца после криогенной обработки влияет на тепловые процессы в зоне резания. Для того чтобы убедиться в положительном влиянии на свойства тормозного механизма криогенной обработки тормозного диска необходимо провести испытания образцов и методом сравнения и по измеренным параметрам сделать выводы.

Для выполнения испытаний пар трения существуют различные нормативные документы, например РД 50-662-88. Где установлен комплекс методов оценки фрикционной совместимости смазочных и (или) конструкционных материалов, используемых в трущихся материалах.



Рисунок 2 – Установка испытательных образцов в машине трения СМЦ-2:
1 – подвижный образец (диск); 2 – вращающийся вал машины трения; 3 – захват;
4 – неподвижный образец (колодка)

Испытания проводились с использованием следующего основного испытательного оборудования

1. Машина трения СМЦ-2;
2. Индуктивный датчик момента трения;
3. Ноутбук для захвата видеосигнала с тепловизора;
4. Тепловизор SAT HotFind-L.
5. Электронные аналитические весы

В качестве вращающегося образца использовались диски диаметром 36 мм и толщиной 6 мм полученные из оригинального тормозного диска автомобиля Lada Granta гидроабразивной и токарной обработкой. Что позволило получить шероховатость и точность испытательной поверхности сопоставимой с рабочей поверхностью оригинального тормозного диска.

Таблица 1 – Результаты хим. анализа тормозных дисков автомобиля Lada Granta

Параметр	Значение	Требования ГОСТ 1585-85
Марка материала	Антифрикционный чугун АЧС-4	
Углерод	3,46%	3-3,5%
Марганец	0,79%	0,4-0,8%
Кремний	2,06%	1,4-2,2%
Хром	0,06%	не нормируется
Фосфор	0,05	не более 0,3
Сера	0,05	0,12-0,2

Одним из факторов, который подтверждает адекватность проводимых испытаний, это то что является материалами пар трения. Был проведен химический анализ данных тормозных дисков (табл. 1), который показал полное соответствие химического состава требованиям нормативной документации к данной марки чугуна, все параметры оказались в середине допустимых диапазонов. Марка чугуна АЧС-4 что означает антифрикционный чугун серый с пластинчатым графитом.

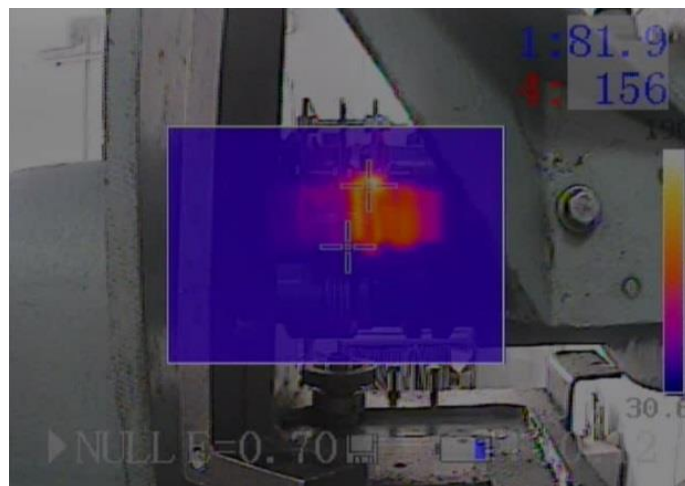


Рисунок 3 – Кадр из термовидео полученного тепловизором:

1 – температура в центральной точке видеоискателя, 4 – максимальная температура в захватываемой области

Подвижным образцом является диск, который вращается с постоянной скоростью 1000 об/мин (16,6 с-1). К нему прижимается закрепленный в каретке неподвижный образец, который представляет из себя прямоугольный сегмент тормозной колодки. В эксперименте использовались два производителя тормозных колодок немного ниже среднего (фирма Riginal) и верхнего ценового сегмента с подтвержденной проверкой подлинности (фирма Ferodo).

Согласно РД 50-662-88 «Методы экспериментальной оценки фрикционной совместимости материалов трущихся сопряжений» сказано если износ подвижного образца составляет менее 0,02 мм то продолжительность испытаний увеличивают вдвое. Таким образом данный тезис стоит учитывать еще с точностью измерения массы подвижного образца, т.к. величина износа неподвижного образца (колодки) больше.

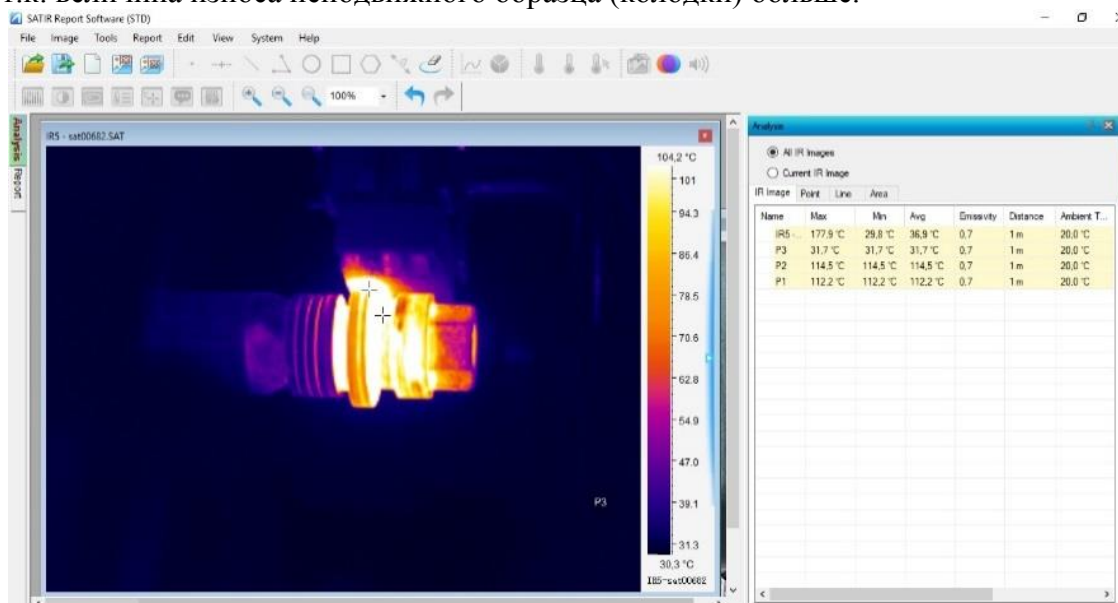


Рисунок 4 – Обработка термограммы в SatIRReport

Оценка теплонагруженности пар трения в процессе испытания производилась с помощью тепловизора SAT HotFind-L.

Большой интерес представляет температура поверхности подвижного образца то настройка тепловизора производилась именно под него. Коэффициент коррекции по излучающей способности выбран 0,7, что согласно документации к тепловизору соответствует обработанному серому чугуну.

По результатам испытаний позволили показать влияние режимов, времени торможения, свойств материалов на явление фединга. Было отмечено что материал тормозной колодки оказывает значительное влияние на крутящий момент при одинаковой силе прижатия и сопоставимых площадях, даже несмотря на повышенную температуру поверхности тормозного диска.

Влияние материала колодки на изменение температуры поверхности тормозного диска меньшее по сравнению с влиянием криогенной обработки диска. В тормозном механизме автомобиля, в котором установлены криогенно обработанные тормозные диски, работающие совместно с качественными тормозными колодками (ферродо) может не возникать явления фединга достаточно длительное время торможения или снижен риск его возникновения что было показано в процессе данных испытаний. Увеличение тормозного момента при той же силе прижатия тормозных колодок можно достигнуть применением качественных тормозных колодок.

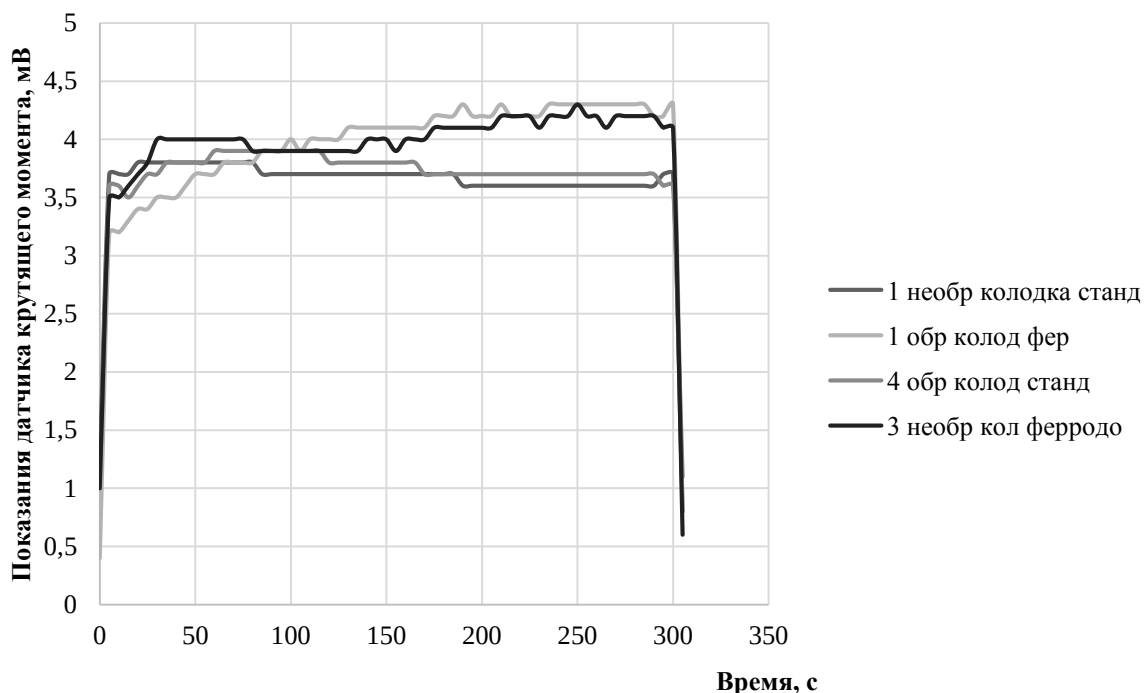


Рисунок 5 – Значения датчика крутящего момента при испытании в течении 5 минут для комбинации различных подвижных и неподвижных образцов

Важным свойством тормозной системы является ее безотказность. Частным случаем безотказности тормозной системы является стабильность ее параметров, например тормозного момента. Для этого воспользуемся параметром стабильности коэффициента трения пары диск колодка согласно РД 50-662-88

Вычисляют показатель a стабильности коэффициента трения по формуле

$$a = \sum_{i=1}^n M_i / \sum_{i=1}^n M_{max} \quad (1)$$

Где n – количество повторных испытаний.

После расчета показателя стабильности коэффициента трения получаем для различных комбинаций испытательных образцов диска и колодки.

– для стандартного диска и стандартной колодки 0,968

- для криогенно обработанного диска и стандартной колодки 0,974
- для стандартного диска и колодки ферродо 0,959
- для криогенно обработанного диска и колодки ферродо 0,969

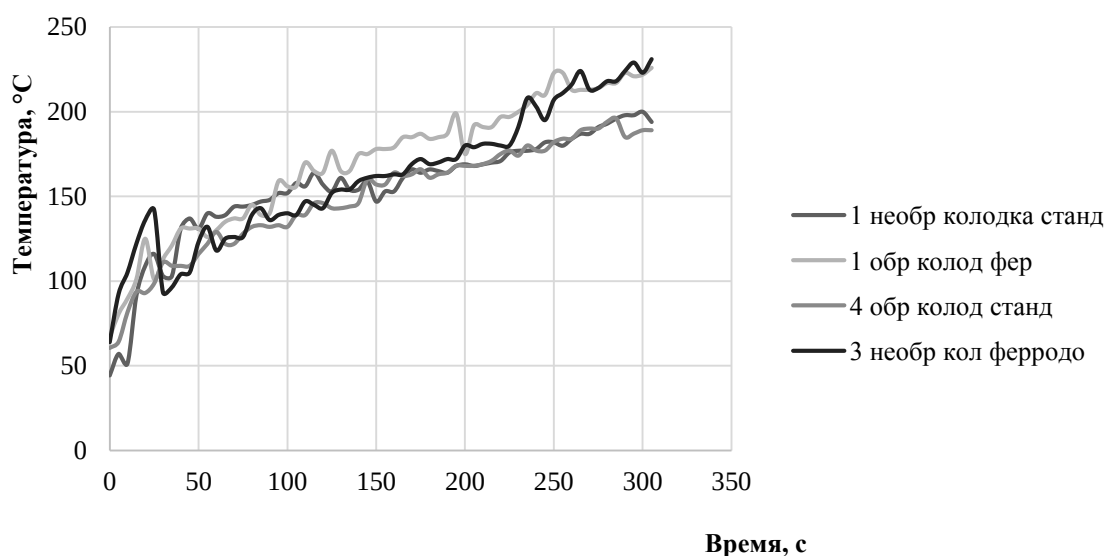


Рисунок 6 – Значения максимальной температуры подвижных образцов в течении 5 минут для комбинации различных подвижных и неподвижных образцов

Как видно из результатов расчета показателя а подвижный криогенно обработанный образец имеет более стабильный коэффициент трения, а, следовательно, и тормозной момент. Уменьшение коэффициента для пар трения с колодками ферродо можно объяснить более высокими значениями реализуемого тормозного момента при той же силе прижатия неподвижного образца к подвижному (см. рис. 6) и высокими температурами поверхности подвижного образца (см. рис. 7).

Таблица – 2 Результаты измерения износа подвижных образцов в комбинации с различными колодками

№	Тип образцов	Масса диска до испытаний	Масса диска после испытаний	Износ диска	Масса колодки до испытаний	Масса колодки после испытаний	Износ колодки
1	стандартный диск колодка стандарт	33,417	33,409	0,008	278,506	277,973	0,533
2	обработ. диск колодка стандарт	33,370	33,366	0,004	277,917	277,765	0,152
3	стандартный диск колодка стандарт	33,373	33,363	0,01	283,945	283,777	0,168
4	обработ. диск колодка стандарт	33,192	33,183	0,009	283,752	283,613	0,139
5	обработ. Диск колодка ферродо	33,368	33,359	0,009	286,154	286,120	0,034
6	стандартный диск колодка ферродо	33,334	33,316	0,018	286,064	286,035	0,029
7	стандартный диск колодка стандарт	33,401	33,397	0,004	278,072	278,019	0,053
8	обработ. диск колодка стандарт	33,288	33,286	0,002	277,973	277,910	0,063

То есть диапазон тормозного момента возрастает пропорционально с увеличением его значений. Но также, как и для стандартной колодки пара колодка ферродо и криогенно

обработанный образец имеют более высокий показатель стабильности коэффициента трения по сравнению с парой колодка ферродо и стандартный диск.

Износ тормозных накладок зависит от температуры согласно литературным источникам, хотя результаты проведенных испытаний показали неоднозначность данного высказывания. Для необработанного подвижного образца, который имел большую температуру, износ колодок стандарт и ферродо оказался значительно меньше по сравнению с обработанным образцом, который имел меньшую температуру поверхности.

Литература

1. Ревин А.А. Методология контроля технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации/ А.А. Ревин, И.С. Жуков, В.С. Шкарупелов// Известия ВолГТУ, серия: наземные транспортные системы. – 2012. – № 2 (89). – Т. 5 – С. 90-93.
2. Солоненко В.Г. ТермоЭДС и коэффициент трения в результате криогенной обработки токарных резцов / В.Г. Солоненко, Е.А. Кривонос //МНТК «Проблемы исследования и проектирования машин». Пенза: ПДЗ, 2005. – С. 89-91.
3. Дыгало, В.Г. Оценка тепловой нагруженности пар трения автоматизированной тормозной системы автомобиля / В.Г. Дыгало, И.С. Жуков // Прогресс транспортных средств и систем – 2018 :материалы междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9-11 октября 2018 г.) / редкол.: И. А. Каляев, Ф. Л. Черноусько, В. М. Приходько [и др.] ; ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ «Титан–Баррикады». – Волгоград, 2018. – С. 103-105.
4. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34-37.

А.В. Камнев, старший преподаватель
ФГБОУ ВО «Братский государственный университет»
665709, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, Тел.: +7(3953)344-000, доб. 361
e-mail: dadestone@yandex.ru

А.И. Федотов, д-р техн. наук, профессор, **О. С. Яньков**, канд. техн. наук, доцент
Иркутский национальный исследовательский технический университет
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83., 8-3952-40-58-53
e-mail: fai@istu.edu

УДК 629.113.001

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ШИНЕ НА СИЛУ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КТС НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

В статье рассмотрено влияние силы сопротивления качению колеса с эластичной шиной по двум цилиндрическим поверхностям беговых барабанов диагностических стендов на результаты измерения силы тяги, в процессе контроля тяговых качеств колесного транспортного средства. Показано влияние давления рабочего тела на величину силовых потерь в шинах на стендах. Приведены математические зависимости влияния давления рабочего тела в шине на силовые потери в шине в процессе контроля силы тяги на силовых стендах с беговыми барабанами.

Ключевые слова: коэффициент сопротивления качению, шина, силовой радиус колеса, динамический радиус, радиус качения в ведомом режиме, реализованная касательная реакция, угловая скорость колеса, крутящий момент

A.V. Kamnev, senior lecturer, Bratsk State University
A.I. Fedotov, Doc. Sc. Engineering, Professor, **O.S. Yankov**, Cand. Sc. Engineering
Irkutsk National Research Technical University

THE EFFECT OF THE PRESSURE IN THE TIRE ON THE ROLLING RESISTANCE OF THE AUTOMOBILE ON STANDS WITH RUNNING DRUMS

The article considers the influence of the rolling resistance force of a wheel with an elastic tire on two cylindrical surfaces of a roller stand on the results of measuring the traction force in the process of controlling the traction qualities of a wheeled vehicle. The influence of the pressure of the working fluid on the magnitude of power losses in tires on the stands is shown. The mathematical dependences of the influence of the pressure of the working fluid in the tire on the power losses in the tire during the control of the traction force on power roller stands are given.

Keywords: rolling resistance coefficient, tire, power radius of the wheel, dynamic radius, rolling radius in the driven mode, realized tangential reaction, angular velocity of the wheel, torque

Постановка задачи

Наиболее популярными методами контроля и диагностики технического состояния колесных транспортных средств (КТС) в процессе их эксплуатации являются стендовые методы. Стендовые методы позволяют определить эффективность работы агрегатов, узлов, систем и механизмов КТС на постах диагностики станций технического обслуживания, авторемонтных заводов и автотранспортных предприятий. Существующие диагностические стенды с беговыми барабанами позволяют реализовывать принцип обратимости движения, когда автомобиль неподвижен, а его колеса, шестерни, валы и другие детали агрегатов и систем вращаются.

Многочисленные исследования [1, 2, 3] показывают, что главными причинами низкой

корреляции результатов измерений тягово-мощностных характеристик КТС на стендах с беговыми барабанами и в дорожных условиях, являются высокие скоростные и силовые потери в шинах, вызванные аномальной формой пятна контакта шины с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов. Кривизна пятен контакта шин с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стенда вызывает большие их деформации по сравнению с деформациями при качении по плоской опорной поверхности, что сопровождается большими скоростными и силовыми потерями.

На процессы взаимодействия шин с беговыми барабанами стендов влияет значительное количество факторов. Основные действующие на этот процесс факторы можно условно разделить на две группы. К первой группе можно отнести такие факторы как: давление рабочего тела в шинах, сила сопротивления качению колеса, высота протектора шины и т.п.

Ко второй группе можно отнести факторы, которые характеризуют параметры стенда, а также параметры позиционирования КТС и его колес относительно его беговых барабанов. Перечислим основные из них: кривизна опорной поверхности беговых барабанов; расстояние между беговыми барабанами; смещение КТС относительно беговых барабанов стенда и т.д.

Поэтому на первом этапе данного исследования была рассмотрена возможность влияния давления рабочего тела в шинах P_w на силовые и скоростные потери в них при передаче крутящего момента от трансмиссии к беговым барабанам стенда. Известно, что деформационный прогиб шин, в значительной степени, зависит от давления рабочего тела в шинах КТС. Силы трения сдерживают упругое восстановление деформационного прогиба шины и в результате оно может продолжаться после выхода протектора из его непосредственного контакта с дорогой. В результате на поверхности беговой дорожки шины возникает волна (см. рис 1, а). С увеличением скорости движения автомобиля количество волн увеличивается. При подведении к колесу большого крутящего момента происходит тангенциальная деформация шины (рис.1, б) [4].



а

б

Рисунок 1 – Деформация шины при подведении к колесу крутящего момента и качении колеса с большой скоростью:

а – диагональная шина 7,60–16 при качении по цилиндрической поверхности бегового барабана со скоростью 200 км/ч; б – шины гоночного автомобиля на плоской опорной поверхности при подведении большого крутящего момента; [4]

Данный процесс сопровождается силовыми и скоростными потерями мощности в шине и, как следствие, к значительному повышению коэффициента сопротивления качению f . Повышение скорости приводит к росту внутреннего трения в шине и её элементов [5], в процессе быстрого нагружения и разгрузки участков шины, входящих и выходящих из контакта с беговыми барабанами стенда, что также способствует росту силы сопротивления качению.

Изменение коэффициента сопротивления качению шин размером 7,50 – 16'' по барабану большого диаметра в зависимости от скорости движения и вариации давления

рабочего тела в шине показан на рис. 2. [5]

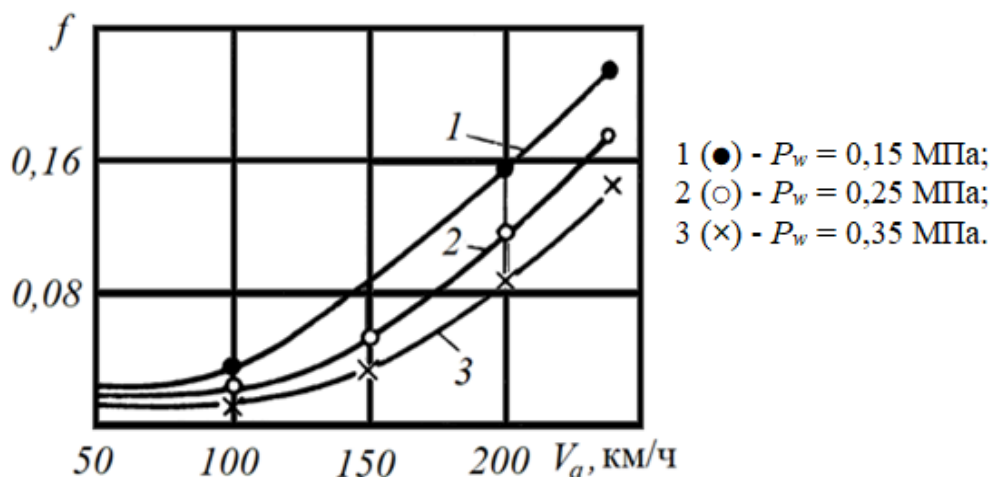


Рисунок 2 – Изменение коэффициента сопротивления качению шины 7,50 – 16'' по цилиндрической опорной поверхности бегового барабана стенда большого диаметра в зависимости от скорости, при вариации давления рабочего тела

Значение коэффициента сопротивления качению на плоской опорной поверхности, в зависимости от скорости движения и давления воздуха в шине, в случае отсутствия экспериментальных данных, находят с помощью эмпирических формул [4, 5]. Например, для асфальтобетонной дороги с хорошим состоянием покрытия, коэффициент сопротивления качению f , определяют как [4]:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{P_w^2}} + \frac{0,00245}{\sqrt{P_w}} \cdot \left(\frac{V_a}{100}\right)^2 + \frac{0,0042}{\sqrt[3]{P_w^4}} \cdot \left(\frac{V_a}{100}\right)^3, \quad (1)$$

где P_w – давление воздуха в шинах [кГ/см²];
 V_a – скорость автомобилей [км/ч].

Экспериментальное определение коэффициента сопротивления качению шины по цилиндрическим поверхностям стендов представляет более сложный процесс, который качественно отличается от процесса качения шин по плоским дорожным поверхностям.

На диагностическом стенде, приложенная к колесу КТС нагрузка G_k вызывает со стороны переднего бегового барабана действие нормальной реакции R_{z1} , а также со стороны заднего бегового барабана, действие нормальной реакции R_{z2} . В обоих пятнах контакта на шину действуют продольные касательные реакции R_{x1} и R_{x2} . В пятнах контакта эластичная шина сильно деформирована. Часть беговой дорожки шины, взаимодействующая в пятне контакт с цилиндрической поверхностью беговых барабанов стенда, принимает форму этой поверхности (см. рис. 3).

Результаты работы

Методика экспериментального определения коэффициента сопротивления при качении колеса с эластичной шиной, при вариации давления воздуха в шине, по двум беговым барабанам стенда, основана на получении эпюр распределения реакций по длине пятен контакта.

Для этого, экспериментальным путем на стенде [7] в лаборатории ИРНТУ были получены эпюры нормальных и касательных реакций, действующих в пятнах контакта шины *Bridgestone 185/65 R14* с передним и задним беговым барабаном стенда (рис. 4 и 5) [7, 8].

Эти эпюры были проинтегрированы с целью получения нормальных реакций, действующих на шину от переднего R_{z1} и заднего барабана R_{z2} , а также касательных реакций от переднего R_{x1} и заднего барабана R_{x2} стенда. [6, 7, 8].

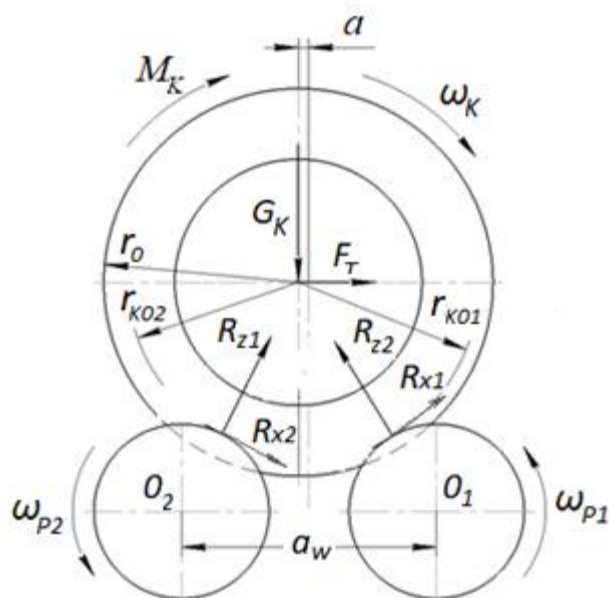


Рисунок 3 – Схема сил и моментов, действующих на колесо с эластичной шиной при его работе в ведомом режиме на барабанах силового стенда: ω_K – угловая частота вращения колеса; ω_{P1} – угловая частота вращения переднего бегового барабана; ω_{P2} – угловая частота вращения заднего бегового барабана; G_K – нормальная нагрузка на колесо; F_T – суммарная сила тяги; r_0 – свободный радиус колеса; r_{K01} – силовой радиус колеса на переднем барабане; r_{K02} – силовой радиус колеса на заднем барабане; R_{Z1} и R_{Z2} – соответственно нормальные реакции, на переднем и заднем барабанах; R_{X1} и R_{X2} – соответственно касательные реакции, на переднем и заднем барабанах; M_K – подведенный к колесу момент, равный моменту сопротивления качению; a – величина смещения колеса, относительно оси симметрии стенда; a_w – расстояние между центрами беговых барабанов

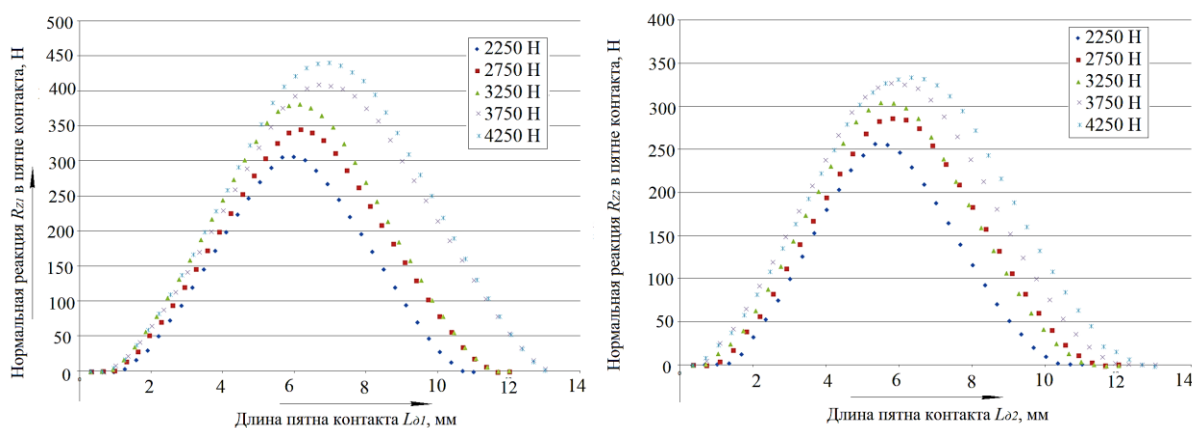


Рисунок 4 – Эпюры распределения нормальной реакции шины по длине пятна контакта при качении шины *Bridgestone 185/65 R14* по беговым барабанам стенда при варьировании нормальной нагрузки: давление в шине $P_w = 0,35$ МПа, без смещения центра колеса относительно барабанов

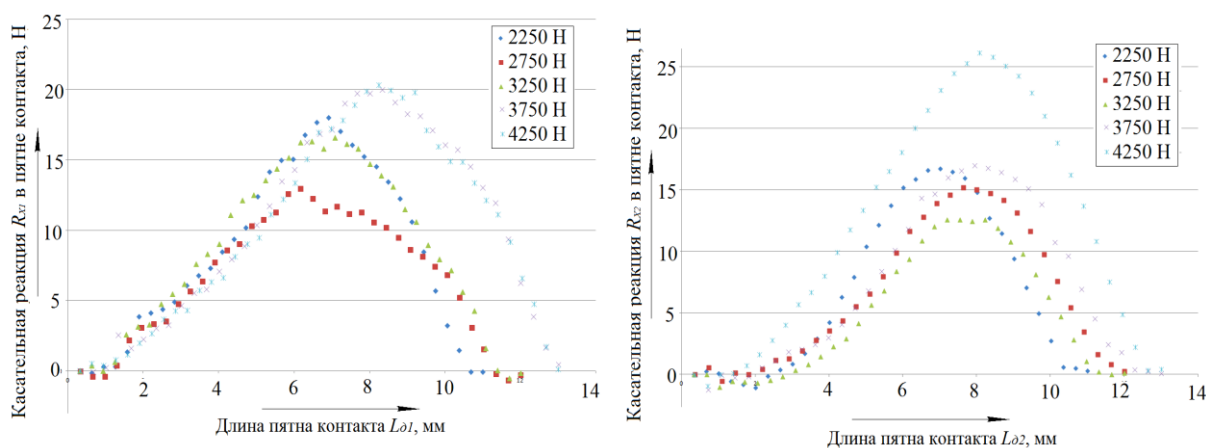


Рисунок 5 – Эпюры распределения касательной реакции шины по длине пятна контакта при качении шины *Bridgestone 185/65 R14* по беговым барабанам стенда при варьировании нормальной нагрузки: давление в шине $P_w = 0,35$ МПа, без смещения центра колеса относительно барабанов

В процессе обработки результатов экспериментальных исследований был получен график (рис. 6), который показывает, что с увеличением нагрузки на колесо коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда растет и тем сильнее, чем ниже давление в шине.

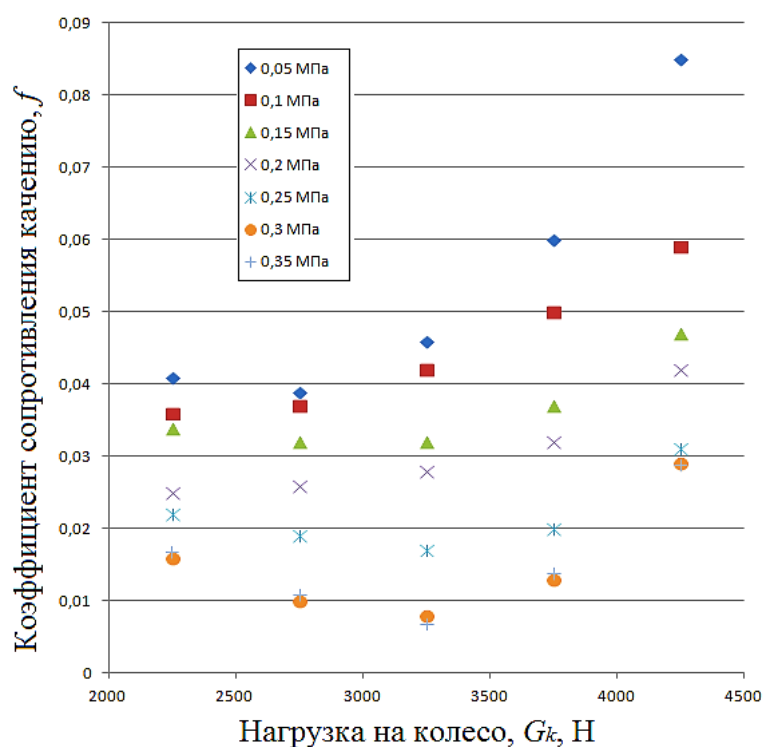


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента сопротивления качению шины при изменении нормальной нагрузки и давления воздуха в шине модели *Bridgestone 185/65 R14*

Установлено, что чем выше давление в шине, тем величина коэффициента сопротивления качению становится меньше как при малой, так и при большой нагрузке на шину.

Также было установлено, что для легкового автомобиля малого класса с колесной формулой 4×2 , который имеет массу 1300 кг, при давлении в его шинах $P_w = 2,0$ атм. (рекомендуемое заводом изготовителем), снижение силы тяги на колесах в связи с её потерями на сопротивление качению шин по беговым барабанам стенда, составляют 13,2 % (от силы

тяги, подведенной к колесам), а для КТС имеющих колесную формулу 4×4 (полный привод) потери силы тяги на качение колес по беговым барабанам стенда составляют – 26,5 % 9. (см. табл. 1).

Таблица 1 – Силловые потери на сопротивление качению шин при измерении силы тяги КТС на стенде с беговыми барабанами с нагрузкой на колесо 3250 Н

Давление воздуха в шине, МПа	Радиус качения в ведомом режиме, м	Момент, подведенный к колесу, Нм	Коэффициент сопротивления качению	Сила сопротивления качению, Н		Сила тяги на ведущих колесах, Н	Потери силы тяги на колесах, %	
P_w	$r_{ko}, (R14)$	$M_{ось}$	f	$F_f, (4 \times 2)$	$F_f, (4 \times 4)$	F_k	(4×2)	(4×4)
0,05	0,273	403,254	0,049	318,5	637	1376	23,1	46,3
0,1	0,283	403,254	0,045	292,5	585	1376	21,3	42,5
0,15	0,288	403,254	0,036	234	468	1376	17	34
0,2	0,293	403,254	0,028	182	364	1376	13,2	26,5
0,25	0,296	403,254	0,019	123,5	247	1376	9	18
0,3	0,299	403,254	0,008	52	104	1376	3,8	7,6
0,35	0,3	403,254	0,007	45,5	91	1376	3,3	6,6

Установлено, что в случае повышения давления в шине до 0,3 МПа (3,0 атм), у КТС имеющего колесную формулу 4×2 потери силы тяги на качение колеса с эластичной шиной по беговым барабанам стенда будут составлять 3,8 % (от подведенной к колесу силы тяги), а для КТС имеющего колесную формулу 4×4 потери силы тяги на качение колеса с эластичной шиной по беговым барабанам стенда будут составлять 7,6 %.

Доказано, что при повышении давления в шине более 0,3 МПа сила сопротивления качению колеса по беговым барабанам стенда почти не изменяется. Следовательно, наиболее оптимальным, с точки зрения потерь на качение колеса с эластичной шиной по беговым барабанам стенда, является давление воздуха в шине на уровне 0,3 МПа (см. рис. 7).

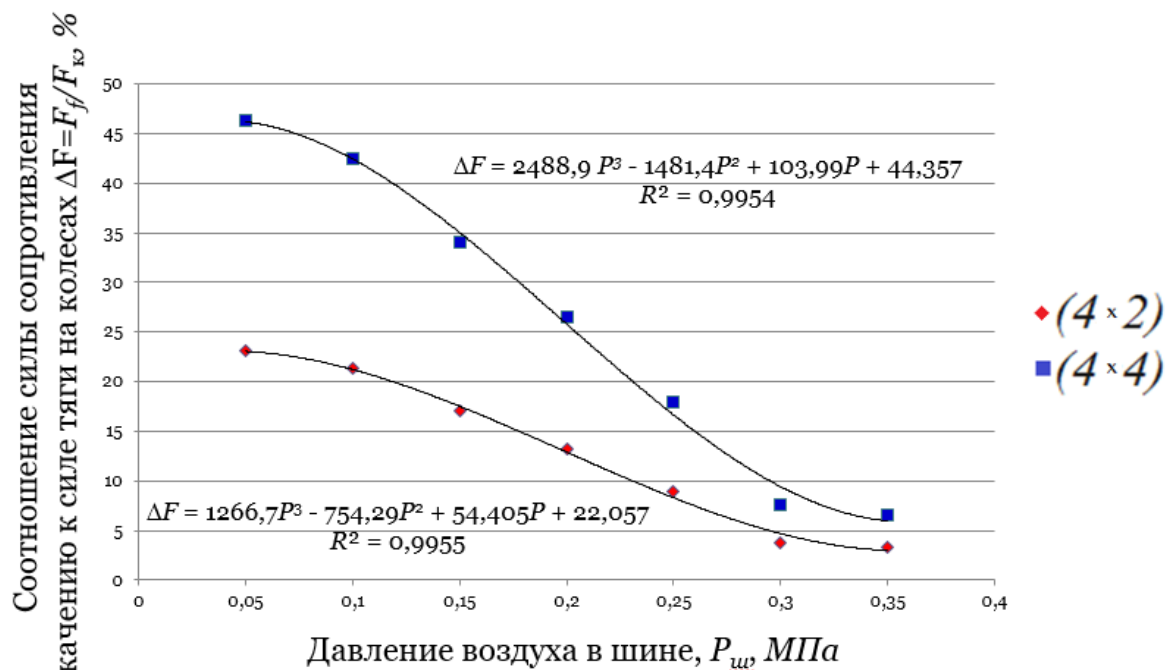


Рисунок 7 – График зависимости отношения силы сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда к подведенной к колесу КТС силе тяги, от давления воздуха в шине

Выводы

С увеличением давления в шине сила сопротивления качению колес КТС по беговым барабанам диагностического стенда снижается. Отношение силы сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда к силе тяги, подведенной к ведущим колесам КТС с колесной формулой 4×4 описывает уравнение, вида:

$$\Delta F = 2488,9 P^3 - 1481,4 P^2 + 103,99 P + 44,357$$

- с достоверностью аппроксимации - $R^2 = 0,9954$

Для КТС с колесной формулой 4×2 это отношение описывает уравнение, вида:

$$\Delta F = 1266,7 P^3 - 754,29 P^2 + 54,405 P + 22,057,$$

- с достоверностью аппроксимации - $R^2 = 0,9955$.

Повышение давления в шинах колесных транспортных средств категории М1 более 0,3 МПа очень мало влияет на величину силовых и скоростных потерь в шинах, при диагностировании КТС на стендах с беговыми барабанами. Поэтому повышение давления в шинах КТС более 0,3 МПа при контроле их тяговых качеств на стендах с беговыми барабанами не имеет смысла. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что наиболее оптимальным, с точки зрения потерь на качение шин в процессе контроля тяговых качеств КТС категории М1 на стендах с беговыми барабанами, является давление воздуха 0,3 МПа.

Литература

1. Котиев Г.О., Горелов В.А., Захаров А.Ю. исследование динамики колесных машин на стенде с беговыми барабанами. Автомобильная промышленность. 2014. № 7. С. 9-12.
2. Котиев Г.О., Горелов В.А., Захаров А.Ю. Метод оценки тягово-динамических свойств автомобиля с колесной формулой 8×8 и индивидуальным приводом двигателей на стенде "беговые барабаны". Известия МГТУ МАМИ. 2015. Т. 1. № 1 (23). С. 14-25.
3. Бяков К.Е., Горелов В.А., Чудаков О.И. Технология стендовых испытаний колесных машин с воспроизведением эксплуатационных нагрузочных режимов. Транспортные системы. 2021. № 2 (20). С. 16-24.
4. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев, Под ред. В.И. Кнороза. М., Транспорт, 1976. - 238 с.
5. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. - М.: Машгиз, 1963. - 239 с.
6. Федотов А.И., Власов В.Г., Кривцов С.Н., Методика расчета скоростных потерь в шинах в условиях эксплуатации / Автомобильная промышленность, № 9, 2012. С. 16-19.
7. Федотов А.И., Камнев А.В., Яньков О.С., Определение коэффициента сопротивления качению колеса с эластичной шиной по роликам силового стенда / Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации. Материалы 110-й Международной научно-технической конференции. 2021. С. 103-112.
8. Камнев А.В., Федотов А.И., Яньков О.С. Влияние давления воздуха в шинах на силовые потери при качении колес автомобиля по опорным роликам стенда. Автомобильная промышленность. 2022. № 10. С. 28-32.

С.Н. Кривцов, д-р техн. наук, профессор

И.Д. Деньгин, аспирант

Иркутский национальный исследовательский технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83. +7(950)1012714, e-mail: Igor38irk@yandex.ru

УДК 629.113

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МЕТОДА ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА БОКОВОГО УСКОРЕНИЯ БЛОКА ДВИГАТЕЛЯ

В данной статье приведен анализ процесса формирования бокового ускорения блока, а также результаты экспериментального исследования о возможности использования показаний бокового ускорения блока как диагностических данных. Рассмотрено влияние неисправностей возникающих в цилиндре на показания ускорения блока.

Ключевые слова: *Диагностика двигателя, боковое ускорение блока, холостой ход, дизельный двигатель, Common Rail.*

S.N. Krivtsov, Doc. Sc. Engineering, Professor

I.D. Dengin, postgraduate student

Irkutsk National Research Technical University

RESULTS OF THE EXPERIMENTAL STUDY OF THE ENGINE DIAGNOSTICS METHOD BASED ON THE ANALYSIS OF THE ENGINE UNIT LATERAL

This article provides an analysis of the process of formation of the lateral acceleration of the block, as well as the results of an experimental study on the possibility of using the readings of the lateral acceleration of the block as diagnostic data. The influence of malfunctions occurring in the cylinder on the block acceleration readings is considered.

Key words: *Engine diagnostics, block lateral acceleration, idling, diesel engine, Common Rail.*

Введение

Основным типом силовых агрегатов автомобилей коммерческого сектора является дизельный двигатель. Такой тип двигателя экономичен, а оснащённые им автомобили успешно эксплуатируются во всех климатических зонах страны. Для реализации высоких экологических требований автомобильные дизели оснащаются современными высокоточными системами топливopодачи. Данные типы двигателей оборудованы современной системой самодиагностики, однако она является недостаточно совершенной, особенно для транспортных средств отечественного производства. В результате эксплуатация транспортных средств недостаточно эффективна. По мере увеличения наработки (пробега автомобиля) техническое состояние цилиндров двигателя может ухудшаться, в связи с чем, необходим его систематический контроль [1].

При этом большой интерес вызывают способы экспресс диагностирования двигателей внутреннего сгорания, дополняющие возможности бортовой самодиагностики. На кафедре «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО ИРНИТУ разрабатывается метод диагностирования автомобильного двигателя на основе анализа бокового ускорения блока, вызванного реактивным моментом. Он достаточно легко реализуем в условиях автотранспортных предприятий для контроля равномерности работы цилиндров и отражает их общее техническое состояние.

Теоретические предпосылки

Рассмотрим процесс формирования бокового ускорения блока цилиндров двигателя при его работе. Для этого составим расчетную схему сил и моментов, действующих на блок цилиндров (рис. 1).

Основными силами считаются силы давления газов; силы, направленные вдоль оси шатуна; силы инерции; силы, действующие на поршень и боковая сила, действующая на стенку цилиндров [1]. Все силы, действующие в двигателе, изменяются как по углу поворота, так и по времени.

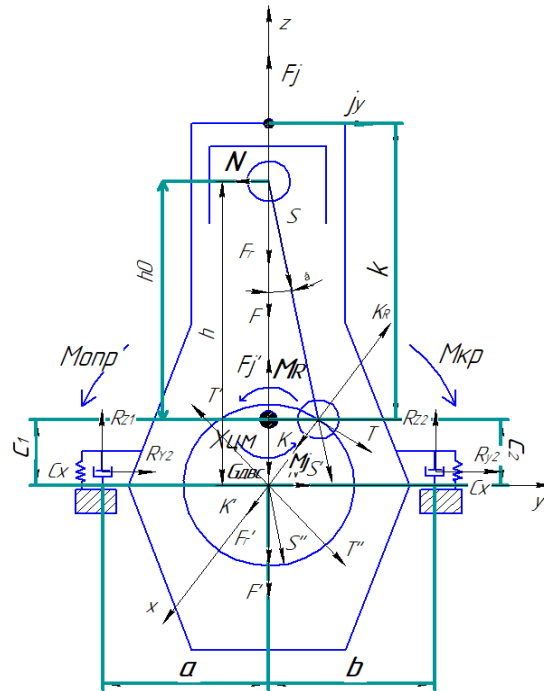


Рисунок 1 – Расчетная схема

Основной силой формирующей боковое ускорение является боковая сила, направленная перпендикулярно движению поршня [2, 3]:

$$N = F \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (1)$$

где F – суммарная сила, приложенная к оси поршневого пальца.

Крутящий момент на коленчатом валу формируется следующим образом [2, 3]:

$$M_{кр} = FR \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2)$$

где R – радиус кривошипа, φ – угол поворота кривошипа, отсчитываемый от направления оси цилиндра в сторону вращения коленчатого вала, β – угол отклонения оси шатуна в плоскости его качения в сторону от направления оси цилиндра

В свою очередь, благодаря действию нормальной (боковой) силы N возникает опрокидывающий момент, направленный противоположно крутящему:

$$M_{опр} = Nh + Fa \quad (3)$$

где N – боковая сила, α – величина дезаксиала.

На формировании бокового ускорения двигателя также оказывают влияние реакции, возникающие в опорах двигателя: $R_{z1}; R_{z2}; R_{x1}; R_{x2}$ под действием силы тяжести и моментов возникающих в двигателе.

В дальнейшем производим вычисление суммы моментов, формирующих боковое ускорение блока:

$$\sum M_{хцм} = N \cdot h_0 + R_{z2} \cdot b + R_{y2} \cdot c_2 + R_{y1} \cdot c_1 - R_{z1} \cdot a - J\varepsilon \quad (4)$$

Следовательно, угловое ускорение блока цилиндров двигателя при колебании блока цилиндров относительно центра масс может быть найдено следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{1}{J} (N \cdot h_0 + R_{z2} \cdot b + R_{y2} \cdot c_2 + R_{y1} \cdot c_1 - R_{z1} \cdot a) \quad (5)$$

В свою очередь линейное боковое ускорение блока можно определить следующим образом:

$$j_y = \varepsilon \cdot k \quad (6)$$

В качестве примера, рассмотрим один из самых распространенных типов двигателя – четырехцилиндровый рядной компоновки с расстановкой действующих сил и моментов в виде схемы (рис. 2).

Для данного типа силовой установки в плоскости XZ силы инерции первого порядка и их моменты полностью уравниваются $M_i \cdot r = 0$, силы инерции второго порядка для всех цилиндров равны, направлены в одну сторону и зависят от частоты вращения коленчатого вала, а их моменты так же равны 0 [3].

Материалы и методы

Для измерения боковых ускорений блока цилиндров был разработан приборный комплекс, содержащий трехкоординатный акселерометр, аналого-цифровой преобразователь и ноутбук. Его структурная схема изображена на рисунке 2.

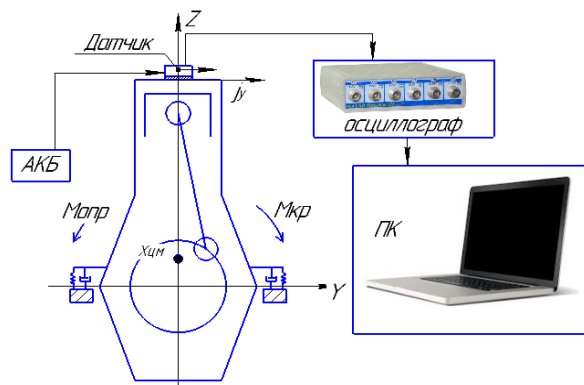


Рисунок 2 – Структурная схема измерительного комплекса

При проведении эксперимента акселерометр устанавливался на клапанную крышку двигателя в верхней его части. При этом измерялись ускорения в трёх плоскостях X,Y,Z.

Результаты и обсуждения

По результатам проведения экспериментальных исследований были получены графики зависимостей бокового ускорения блока от угла поворота коленчатого вала при отключении форсунки одного из цилиндров (рис. 3).

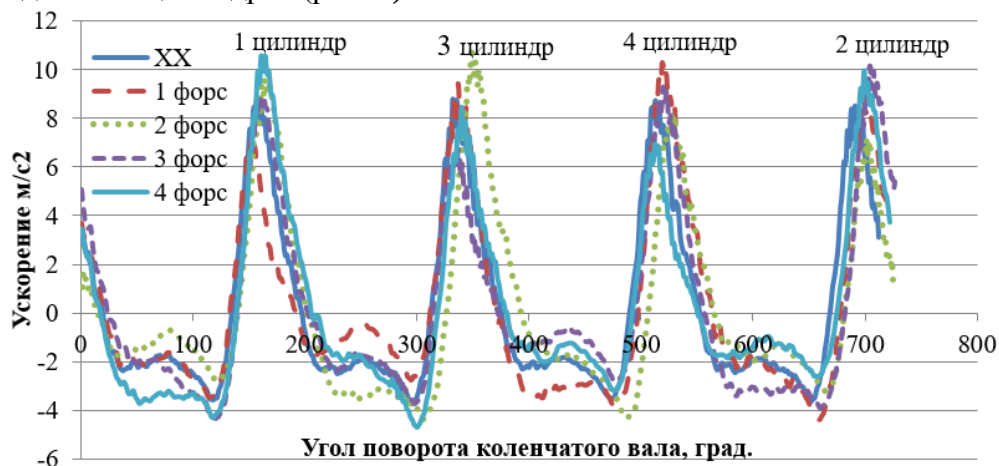


Рисунок 3 – График зависимости боковых ускорений блока цилиндров двигателя при работе на холостом ходу по углу поворота коленчатого вала на двигателе D4CB при отключении форсунки одного из цилиндров

Анализ представленных зависимостей, позволяет сделать вывод о том, что при отключении одной из форсунок разработанный приборный комплекс способен отслеживать, изменяя бокового ускорения блока, при неисправности форсунки. Уменьшение ускорения может достигать $2,1 \text{ м/с}^2$.

При потере герметичности одного из цилиндров происходит резкое сокращение бокового ускорения блока при достижении соответствующим поршнем ВМТ (рис. 4).

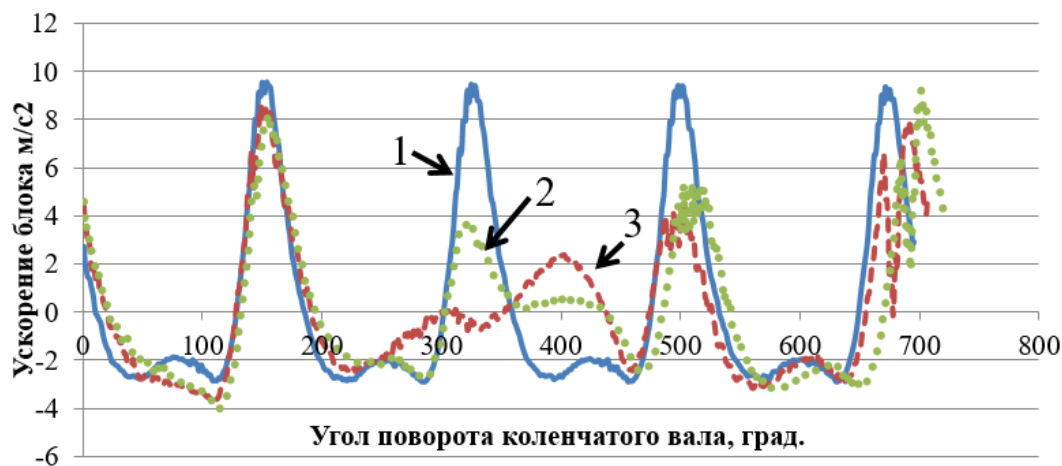


Рисунок 4 – График зависимости боковых ускорений блока цилиндров двигателя при работе на холостом ходу по углу поворота коленчатого вала на двигателе D4CB при декомпрессии одного из цилиндров:

- 1 – режим холостого хода, компрессия во всех цилиндрах 100% (3,2 МПа);
- 2 – режим холостого хода, компрессия в 3 цилиндре 60% (1,92 МПа);
- 3 – режим холостого хода, компрессия в 3 цилиндре 0%

Для оценки чувствительности приборного комплекса произведен поисковый экспериментов с использованием топлива не отвечающего нормативным значениям (рис. 5).

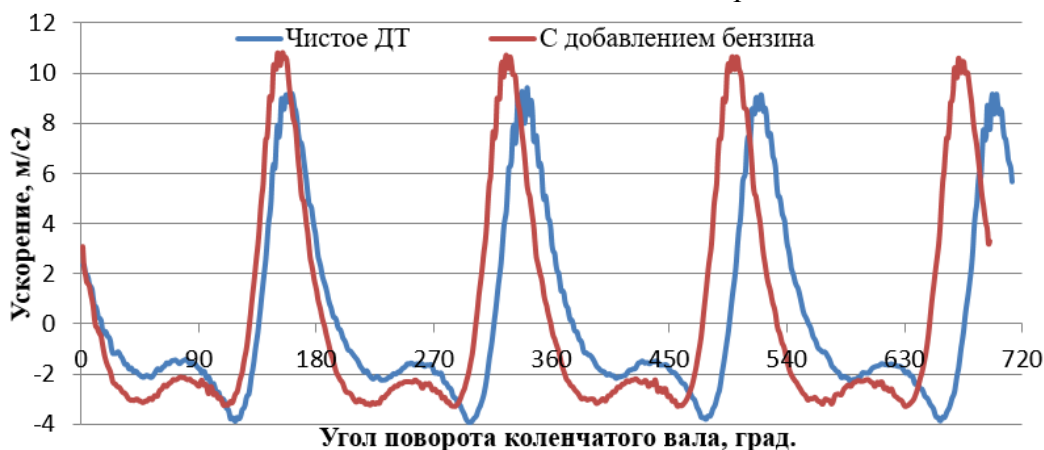


Рисунок 5 – График зависимости боковых ускорений блока цилиндров двигателя при работе на холостом ходу по углу поворота коленчатого вала на двигателе D4CB при использовании дизельного топлива с добавлением бензина

Изменение показателей дизельного топлива достигалось пропорциональным добавлением бензина в дизельное топливо. Таким образом была получена зависимость бокового ускорения блока цилиндров от качества топлива, которая позволяет говорить о способности приборного комплекса отслеживать работу двигателя на некачественном топливе.

Существенное влияние на показания бокового ускорения блока оказывают опоры двигателя внутреннего сгорания. С целью определения степени влияния произведена серия поисковых экспериментов на одностипном парке автомобилей Volkswagen POLO (рис. 6).



Рисунок 6 – Процесс проведения поискового эксперимента на однотипном парке авто

По результатам проведенного эксперимента была получена зависимость показаний бокового ускорения блока от пробега автомобиля (рис. 7).

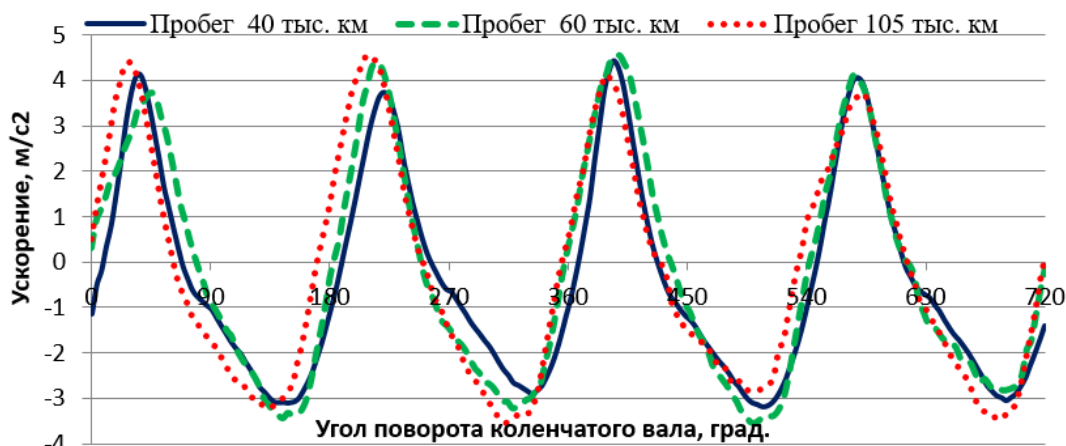


Рисунок 7 – График зависимости боковых ускорений блока цилиндров двигателя при работе на холостом ходу по углу поворота коленчатого вала на однотипном парке автомобилей

Согласно результатам поискового эксперимента, можно говорить о незначительном (не более 5-7%) влиянии опор двигателя на показания бокового ускорения блока при условии их исправности.

Заключение

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования процесса формирования боковых ускорений блока цилиндров двигателя позволили заключить, что:

- изменение сил и моментов по углу поворота коленчатого вала приводят к возникновению реактивного момента, передающего усилия на опоры двигателя, который, в свою очередь, зависит от величины боковых (нормальных сил);
- значения боковых ускорений качественно отражают информацию о равномерности работы цилиндров двигателя и могут быть использованы при диагностировании;
- полученные графические зависимости результатов поисковых экспериментов свидетельствуют об информативности и однозначности предлагаемого метода.

Литература

1. Авдоськин Ф.Н. Теоретические основы эксплуатации автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – С. 214.
2. Кривцов С.Н. Методологические основы диагностики автомобилей с дизельными двигателями, оснащенными аккумуляторными топливоподающими системами. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Иркутский национальный исследовательский технический университет. – Иркутск, 2017. – 441 с.

3. Кузнецов А.Г. Динамическая модель дизеля. Автомобильная промышленность, 2010. №2. – С. 30-33.
4. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для вузов. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012. – 468 с.: ил.

References

1. Avdonkin F.N. Theoretical foundations of car operation. – M.: Transport, 1985. – P. 214.
2. Krivtsov S.N. Methodological bases for diagnosing vehicles with diesel engines equipped with battery fuel supply systems. Thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences / Irkutsk National Research Technical University. – Irkutsk, 2017. – 441 p.
3. Kuznetsov A.G. Dynamic model of a diesel engine. Automotive industry, 2010. № 2. – P.30-33.
4. Fedotov A.I. Car diagnostics: a textbook for universities. – Irkutsk: ed. ISTU, 2012. – 468 p.: il.

С.Н. Кривцов, д-р техн. наук, профессор
П.С. Яковчук, канд. техн. наук, аспирант
Иркутский национальный исследовательский технический университет
г. Иркутск, 664074, Лермонтова, 83
e-mail: krivcov_sergei@mail.ru
e-mail: pashajakovchuk@mail.ru

УДК 629.113

МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проанализированы методы диагностирования цилиндропоршневой группы дизельных двигателей, предложен способ диагностирования замером расхода картерных газов датчиком массового расхода воздуха двигателя. Описан процесс эксперимента и обработки сигнала. Представлены результаты.

Ключевые слова: *поршневой ДВС, датчик массового расхода воздуха, диагностика ЦПГ, математическое моделирование, вентиляция картера, дизельный двигатель.*

S. N. Krivtsov, doctor of Technical Sciences, professor
P. S. Yakovchuk, candidate of Technical Sciences, graduate student
Irkutsk national research university technical university

METHOD FOR DIAGNOSING CYLINDER-PISTON ENGINE GROUPS

The methods of diagnosing the cylinder-piston group of diesel engines are analyzed, a method for diagnosing the measurement of crankcase gas flow by an engine mass air flow sensor is proposed. The process of experiment and signal processing is described. The results are presented.

Keywords: *reciprocating internal combustion engine, mass air flow sensor, CPG diagnostics, mathematical modeling, crankcase ventilation, diesel engine.*

Введение

Автомобиль с двигателем внутреннего сгорания в настоящее время остается наиболее массовым транспортным средством для перевозок людей и грузов. Учитывая специфику и протяженность дорог в Российской Федерации, есть основания полагать, что даже в средней перспективе такие автотранспортные средства не будут значительно замещены на электрические или водородно-электрические [1].

Актуальность темы

На ресурс двигателя влияет огромное количество факторов, в том числе условия эксплуатации и квалификация водителей (по крайней мере, в ближайшей перспективе до перехода на автономные транспортные средства), поэтому он может для одной и той же марки двигателей различаться значительно. Несмотря на развитие современных диагностических систем, остается актуальным вопрос о возможности определения ресурса или степени изношенности двигателей, поскольку с увеличением пробега (наработки) технико-экономические и особенно экологические характеристики таких двигателей ухудшаются. Известно, что ресурс двигателя до капитального ремонта обусловлен техническим состоянием кривошипно-шатунного механизма (в первую очередь, цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) и подшипников коленчатого вала) [2]. Обширный арсенал методов и средств диагностирования позволяет контролировать техническое состояние ЦПГ только периодически. Причем многие методы применяемые для этого весьма трудоемки, а экспресс-методы, например, замер тока,

напряжения, мощности на прокручивание стартером двигателя без подачи топлива [3] или неравномерности вращения коленчатого вала в тестовых режимах [4] являются в значительной степени относительными, что, впрочем, не снижает их привлекательности для условий эксплуатации.

В то же время существуют предпосылки для определения степени изношенности непосредственно средствами бортовой самодиагностики [5], однако данный вопрос изучен недостаточно, что делает выполнение настоящего исследования актуальным. Каким бы совершенным не был двигатель, часть газов будет прорываться через уплотнения (зазор между цилиндром, поршнем и поршневыми кольцами). С увеличением наработки (пробега) прорыв газов прогрессирует.

Постановка задачи

Современные автомобильные двигатели имеют замкнутую систему вентиляции картера, которая в большинстве случаев оказывается относительно легко доступной для контроля. Поступление воздуха в двигатель контролирует датчик массового расхода воздуха, установленный после воздушного фильтра (рис. 1). Это позволяет управлять системой топливоподачи и рециркуляции отработавших газов. Но в то же время согласно схеме, на показания этого датчика будет также влиять расход газов через сапун.

Если патрубок вентиляции картера газов исключить из общего потока, а отверстие во впуске заглушить, то через датчик массового расхода воздуха станет поступать большее количество воздуха, компенсируя отсутствующие картерные газы. Следовательно, по разности измерений расходов воздуха через ДМРВ с работающим сапуном двигателя и перекрытым можно судить о количестве картерных газов, прорывающихся через поршневые кольца двигателя.

$$G'_g = G_g + G_{кг} \quad (1)$$

где G'_g – суммарный массовый расход воздуха, поступающего в цилиндры,

G_g – массовый расход воздуха, поступающего из атмосферы,

$G_{кг}$ – условный массовый расход картерных газов, проходящих через сапун двигателя.

Таким образом, условный массовый расход картерных газов определится следующим образом:

$$G_{кг} = G'_g - G_g \quad (2)$$

Ключевым моментом для реализации данного метода является обоснование наиболее целесообразных с точки зрения информативности и чувствительности тестовых режимов. Одним из таких режимов является режим холостого хода.

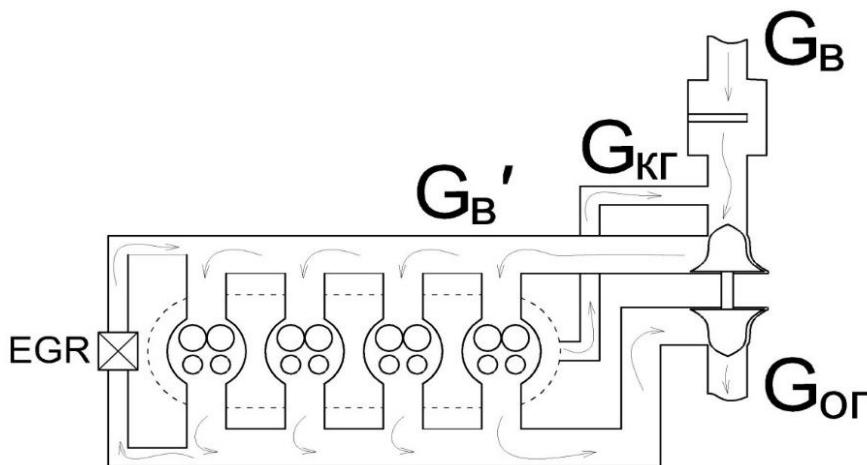


Рисунок 1 – Схема движения газов в дизельном двигателе с турбонаддувом и системой рециркуляции отработавших газов

Методика проведения экспериментов

Для проведения экспериментов был разработан экспериментально-исследовательский комплекс, общий вид и структура которого представлена на рисунке 2. Он содержит дизельный двигатель D4CB с турбонаддувом мощностью 140 л.с. и USB-осциллограф, позволяющий записывать, предварительно обрабатывать и экспортировать данные в любой удобный для дальнейшей работы формат (например, файл Excel).

Экспериментально-исследовательский комплекс на базе дизельного двигателя D4CB (рис. 2 и 3).

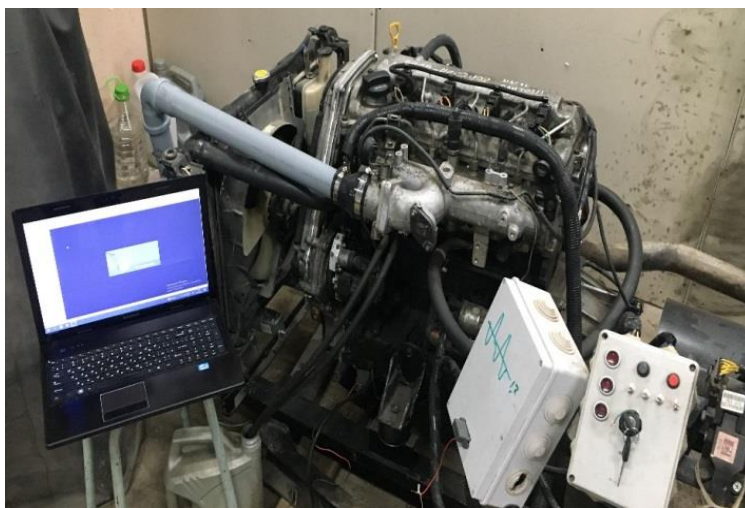


Рисунок 2 – Общий вид экспериментальной установки

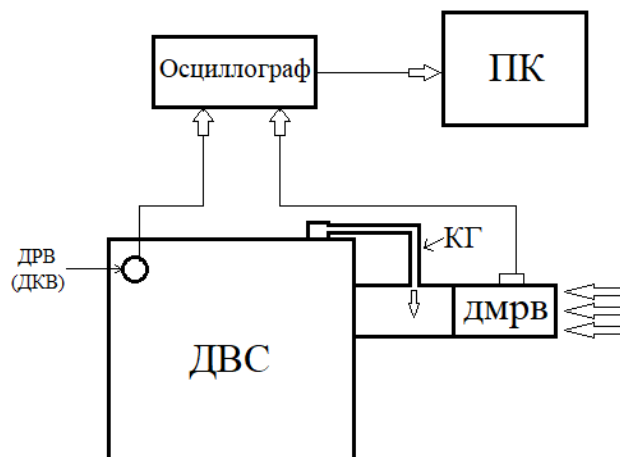


Рисунок 3 – Структурная схема измерительного комплекса

Обработка данных производилась по специальному алгоритму, реализованному в виде компьютерной программы для обработки экспериментальных данных [6]. Общий вид представлен на рисунке 4.

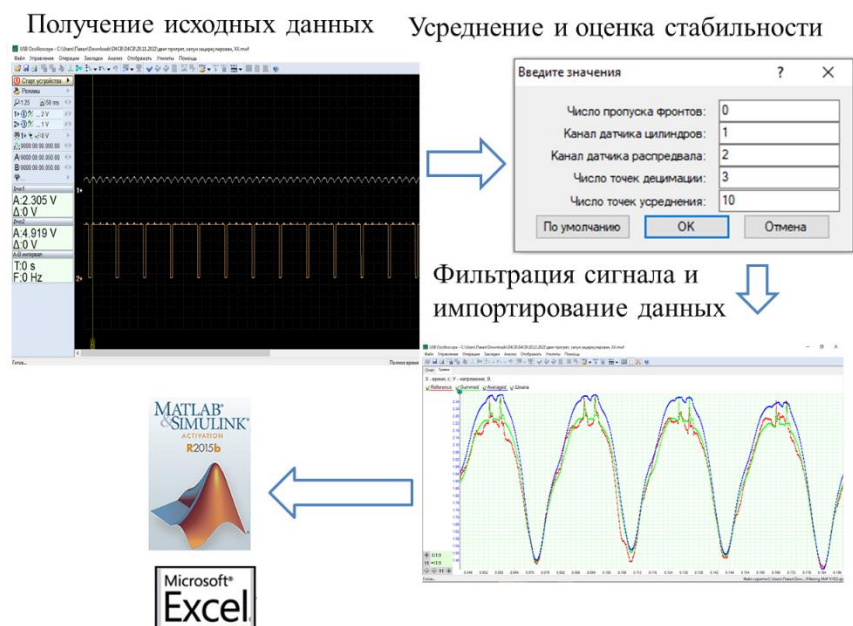


Рисунок 4 – Общий вид обработки и экспортировании данных

Методика определения расхода картерных газов предлагаемым методом предусматривала выполнение следующего перечня операций:

1. Запуск и прогрев двигателя до рабочей температуры;
2. Подключение одним каналом аналого-цифрового преобразователя (АЦП) к сигнальному проводу датчика массового расхода воздуха;
3. Подключение второго щупа к датчику положения распределительного вала для синхронизации с порядком работы цилиндров;
4. Запись параметров, фильтрация сигнала и анализ с указанием модели автомобиля, пробега, заранее выявленных неисправностей;
5. Выведение патрубка сапуна наружу и герметизация впускного отверстия;
6. Повтор п. 4 и анализ данных.

Полученные результаты после обработки данных

Средняя разность расхода картерных газов с сапуном и без него составила 3,69%, на прогревом, исправном двигателе в режиме холостого хода (рис. 5).

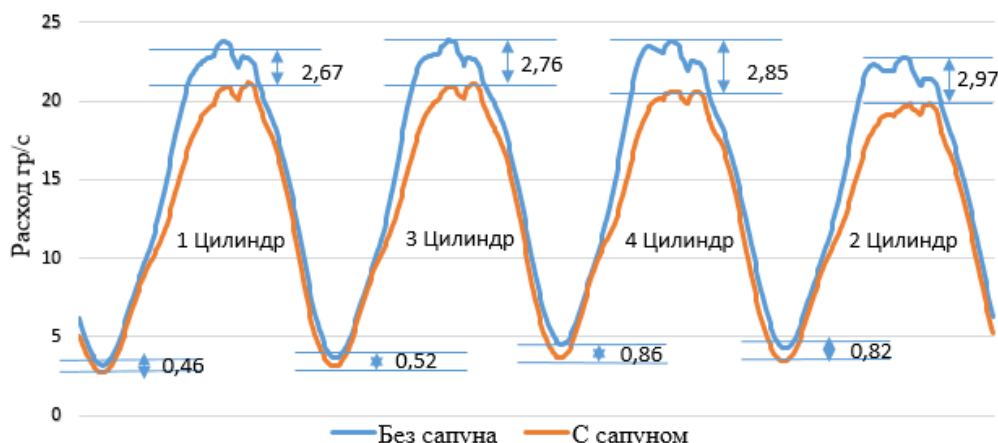


Рисунок 5 – совмещенный график зависимости количества воздуха, проходящего через ДМРВ, от времени, с функционирующей и заглушенной системой вентиляции картера на двигателе D4CB

При имитации неисправности в виде декомпрессии меняется форма сигнала и разность составляет 6,69%.

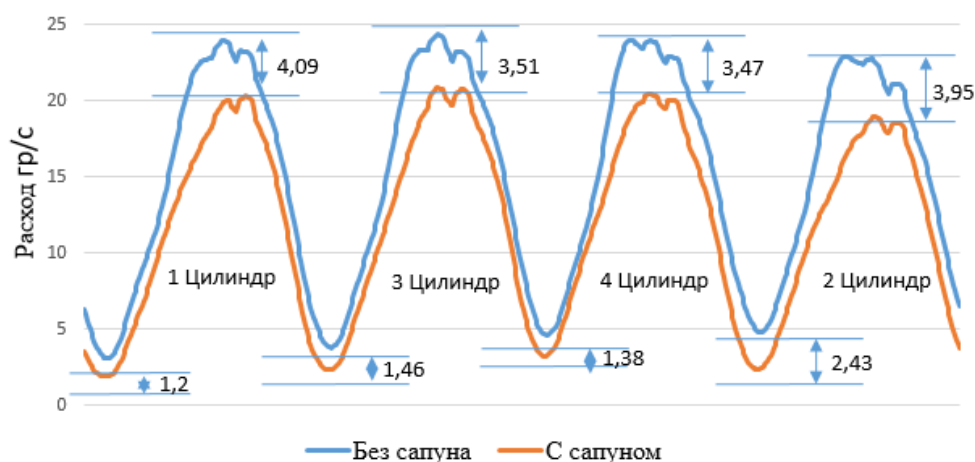


Рисунок 6 – совмещенный график зависимости количества воздуха, проходящего через ДМРВ, от времени, с функционирующей и заглушенной системой вентиляции картера на двигателе D4CB, при имитации неисправности (декомпрессирование одного из цилиндров)

Выводы

Анализ графических зависимостей, представленных на рисунках 5 и 6, позволил сделать следующие выводы:

1. Расход воздуха через штатный ДМРВ с изолированной от впуска системой вентиляции картера выше, чем при функционирующей вентиляции картера, на величину расхода, пропорционального расходу картерных газов;
2. При декомпрессировании или нарушении герметичности надпоршневого пространства расход воздуха через штатный ДМРВ с функционирующей системой вентиляции становится ниже на величину расхода, пропорционального расходу картерных газов;
3. Относительная разность расходов воздуха на величину 6,69% является величиной, находящейся за пределами допустимых значений.

Литература

1. Зленко М.А. «Quo vadis?». Размышления о развитии автомобильных силовых агрегатов в свете грядущего энергетического перехода /Зленко М.А., Теренченко А.С. // Автомобильная промышленность. 2023. № 4. С. 31-39.
2. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы эксплуатации автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – С. 214.
3. Кривцов С.Н. Сравнение диагностических параметров оценки герметичности надпоршневого пространства цилиндров дизельного двигателя при прокручивании стартером без подачи топлива / Кривцов С.Н., Пукало А.В., Кривцова Т.И. // Журнал ААИ №6 2015. –С. 54-57.
4. Rotational dynamics of piston diesel engine crankshaft with deactivated cylinders at idle/ S N Krivtsov, T I Krivtsova and A S Grebennikov/ IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering632 (2019) 012040 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/632/1/012040.
5. Кузнецов И.И. Предпосылки для разработки метода диагностирования двигателя на холостом ходу по показаниям датчика массового расхода воздуха //Кузнецов И.И., Кривцов С.Н. Авиамашиностроение и транспорт Сибири: сб. статей XIII Всеросс. науч.-практ. конф. – Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2020. – С. 128-134.
6. Диагностика герметичности поршневого пространства по изменению давления в корпусе двигателя при динамической нагрузке. Сафонов А.В., Вертей М.Л., Сырбаков А.П., Шнитков Г.В., Кривцов С.Н., Бережнов Н.Н. Конференция ИОП. Серия: Материаловедение и инженерия632 (2019) 012069 IOP Publishing doi: 10.1088/1757-899X/632/1/012069.

References

1. Zlenko M.A. "Quo vadis?" Reflections on the development of automotive power units in the light of the upcoming energy transition / Zlenko M.A., Terenchenko A.S. // Automotive industry. 2023. No. 4. S. 31-39.
2. Avdonkin F.N. Theoretical foundations of car operation. - M.: Transport, 1985. p.214.
3. Krivtsov S.N. Comparison of diagnostic parameters for assessing the tightness of the over-piston space of diesel engine cylinders when the starter is scrolled without fuel supply / Krivtsov S.N., Pukalo A.V., Krivtsova T.I. // Journal of AAI №6 2015 p. 54-57.
4. Rotational dynamics of piston diesel engine crankshaft with deactivated cylinders at idle/ S N Krivtsov, T I Krivtsova and A S Grebennikov/ IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering-632 (2019) 012040 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/632/1/012040.
5. Kuznetsov I.I. Prerequisites for the development of a method for diagnosing an engine at idle based on the readings of a mass air flow sensor // Kuznetsov I.I., Krivtsov S.N. Aircraft engineering and transport of Siberia: Sat. articles XIII Vseross. scientific-practical. conf. - Irkutsk: IRNITU Publishing House, 2020. - p. 128-134.
6. Diagnostics of piston space tightness by pressure change in engine casing under dynamic loading. A V Safonov, M L Verthey, A P Syrbakov, G V Shnitkov, S N Krivtsov and N N Berezhnov. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering-632 (2019) 012069 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/632/1/012069.

О.С. Яньков, канд. техн. наук, доцент

e-mail: yos913005@mail.ru

Д.О. Ухватов, аспирант, e-mail: dim.ia@mail.ru

А.В. Куртова, магистрант,

e-mail: kurtova@ex.istu.edu

Иркутский национальный исследовательский технический университет,

Россия, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83,

тел/факс 8 (3952), 405-100, 405-009

УДК 629.1.02

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С СИСТЕМОЙ ПОДКЛЮЧАЕМОГО ПОЛНОГО ПРИВОДА НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Статья посвящена моделированию процесса функционирования колесного транспортного средства (КТС) с системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами. Приведены расчетные схемы процесса подключаемого полного привода автомобиля. Также показаны уравнения функционирования КТС с подключаемым полным приводом. Были использованы дифференциальные уравнения продольных ускорений КТС относительно осей OX и OZ. Для моделирования процессов взаимодействия беговых барабанов между собой и элементами трансмиссии стенда составлены дифференциальные уравнения динамических процессов в зубчатой передаче трансмиссии, главной передаче и дифференциале. Представлены результаты моделирования и приведено их сравнение с результатами экспериментальных исследований. В заключении статьи приводится анализ результатов аналитического исследования. При моделировании исследуемого процесса была использована программная среда «Универсальный Механизм – 9».

Ключевые слова: контроль технического состояния, диагностика, системы управления подключаемым полным приводом, стенд с беговыми барабанами, математическая модель.

O.S. Yankov, Cand. Sc. Engineering,

D.O. Ukhvatov, Postgraduate student

A.V. Kurtova, master's student

Irkutsk National Research Technical University

MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF FUNCTIONING OF A WHEELED VEHICLE WITH A PLUG-IN ALL-WHEEL DRIVE SYSTEM ON A STAND WITH RUNNING DRUMS

The article is devoted to modeling the process of functioning of a wheeled vehicle with a plug-in all-wheel drive system on a stand with running drums. The calculation schemes of the process of the connected all-wheel drive of the car are given. The equations of functioning of a wheeled vehicle with a plug-in all-wheel drive are also shown. Differential equations of longitudinal accelerations of the wheeled vehicle relative to the OX and OZ axes were used. Differential equations of dynamic processes in the transmission gear, main gear and differential have been compiled to simulate the processes of interaction between the running drums and the transmission elements of the stand. The results of modeling are presented and their comparison with the results of experimental studies is given. The article concludes with an analysis of the results of the analytical study. When modeling the process under study, the software environment "Universal Mechanism – 9" was used.

Key words: *technical condition monitoring, diagnostics, control systems for plug-in all-wheel drive, stand with running drums, mathematical model.*

ВВЕДЕНИЕ

Стремительное развитие конструкции современных колёсных транспортных средств (КТС) приводит к постановке вопроса о методах их контроля, а также диагностики в условиях технической эксплуатации. Повышение сложности управления различными системами приводит к увеличению времени диагностики и времени ремонта.

Для эффективной диагностики и контроля современных КТС в условиях эксплуатации большое распространение получили методы стендового контроля, использование которых позволяет определять эффективность функционирования силовых установок, агрегатов и сложных систем управления трансмиссией КТС на постах диагностики станций технического обслуживания и автотранспортных предприятий [1]. Использование стендового метода даёт возможность контролировать тягово-динамические свойства, имитируя разгон их ведущих колес с измерением кинематических и временных параметров (динамический метод), либо имитируя движение при постоянной нагрузке и заданной скорости вращения ведущих колес, с измерением силовых и мощностных параметров (силовой метод). Динамический метод контроля технического состояния КТС выполняют на инерционных стендах, а силовой метод – на силовых стендах [1, 2].

Для контроля технического состояния и диагностики КТС с автоматизированными системами управления подключаемым полным приводом необходимо обосновать и обеспечивать сложные режимы функционирования, с измерением силовых и кинематических параметров на колесах КТС, обосновать диагностические параметры и их нормативные значения. Для решения этой проблемы необходимо осуществить аналитическое исследование, направленное на выявление взаимосвязей диагностических параметров с параметрами технического состояния КТС с функционирующей системой подключаемого полного привода. В связи с этим актуальна задача разработки математических моделей функционирования КТС с описанием процессов работы вышеуказанных систем.

МОДЕЛИРОВАНИЕ

Системы подключаемого полного привода позволяют увеличить проходимость автомобиля и сделать его более экономичными, в сравнении с постоянно подключенным приводом. У автопроизводителей данная система реализована и обозначена по-разному, однако общие принципы их функционирования едины [3].

Система подключаемого полного привода реализует передачу крутящего момента на задние колеса КТС отдельным элементом – муфтой. На рисунке 1 приведена структурная схема автомобиля с *Volkswagen – 4Motion* и *Volvo – AWD*. Ключевым узлом в системе подключаемого полного привода является муфта «*Haldex*» [3].

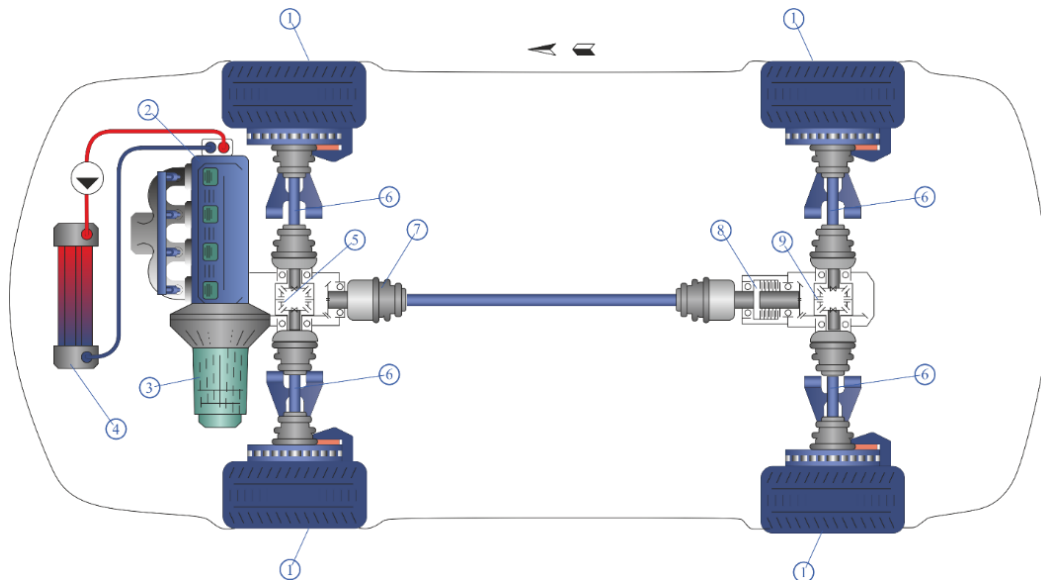


Рисунок 1 – Структурная схема автомобиля с муфтой подключаемого полного привода:

- 1 – колесо КТС; 2 – двигатель; 3 – коробка переключения передач;
4 – радиатор системы охлаждения; 4 – передняя главная передача с угловым редуктором;
6 – шарнир равных угловых скоростей; 7 – карданный вал; 8 – муфта;
9 – задняя главная передача

Для создания математической модели процесса функционирования КТС с автоматизированной системой управления трансмиссией AWD составлены динамические схемы:

- 1) КТС, установленного на стенд с беговыми барабанами (рис. 2);
- 2) трансмиссии КТС (рис. 3);
- 3) трансмиссии стенда с беговыми барабанами (рис. 4).

Основными элементами в схеме, показанной на рис. 2 являются:

- 1) нормальные реакции беговых барабанов – R_{zij} , касательные реакции беговых барабанов – R_{xij} ;

- 2) силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oZ – $F_{\Pi zi}$, силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oX – $F_{\Pi xi}$, силы в ограничителе КТС – F_{oi} ;

угловые скорости беговых барабанов и колёс – ω_{Rij} , ω_{Ki} .

Динамика КТС относительно оси OY описывается уравнением, рад/с:

$$J_y \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \sum (R'_{xi} \cdot z_i) + \sum (R'_{zi} \cdot z_i) + \sum (R'''_{xi} \cdot x_i) + \sum (R'''_{zi} \cdot x_i) + \sum (F'_{oi} \cdot z_{oi}) + \sum (F'''_{oi} \cdot x_{oi}) + \sum (F_{\Pi xi} \cdot a) + \sum (F_{\Pi xi} \cdot b). \quad (1)$$

где R_{xij} – касательные реакции беговых барабанов, Н; R_{zij} – нормальные реакции беговых барабанов, Н; $F_{\Pi zi}$ – силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oZ , Н; $F_{\Pi xi}$ – силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oX , Н; F_{oi} – силы в ограничителе КТС, Н.

В уравнении (1), а также в последующих выражениях индексы i и j имеют следующее обозначение:

- а. индекс i – порядковый номер колеса (1 – левое переднее; 2 – правое переднее; 3 – левое заднее; 4 – правое заднее);
- б. индекс j – порядковый номер бегового барабана (1 – передний по ходу вращения колеса; 2 – задний по ходу вращения колеса).

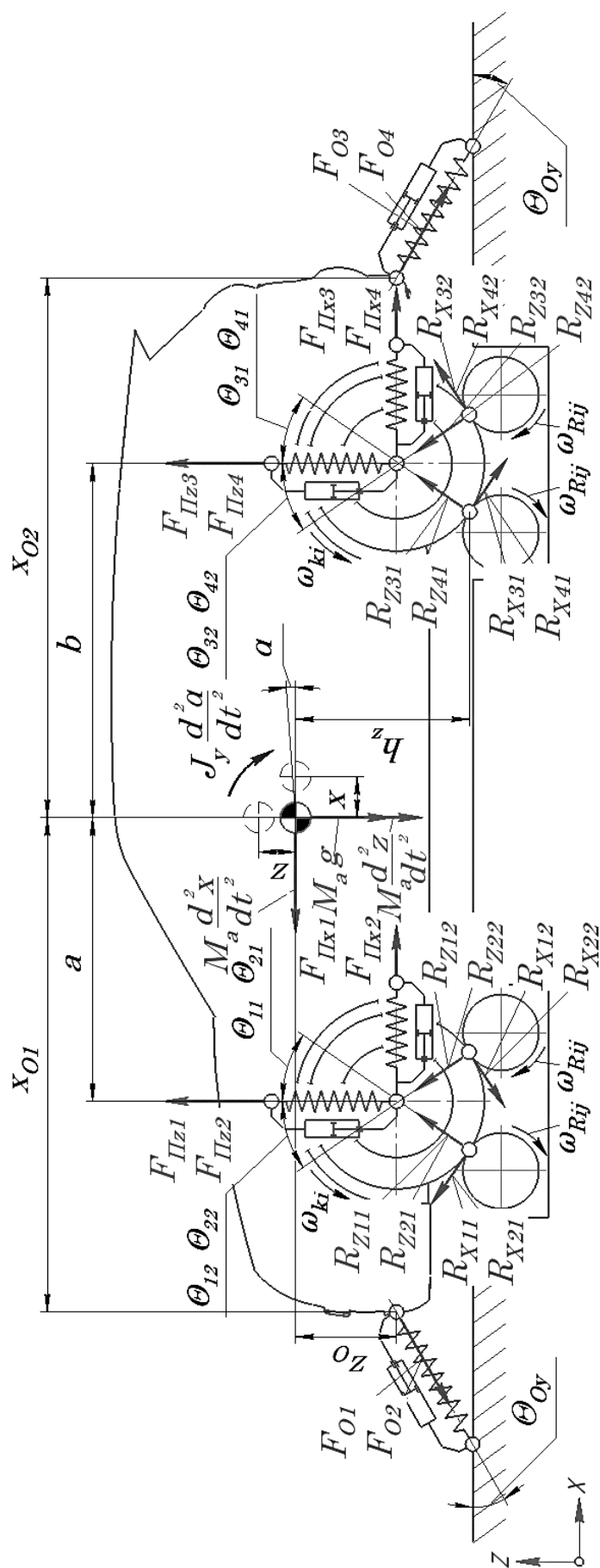


Рисунок 2 – Динамическая схема КТС, установленного на стенде:

R_{zij} – нормальные реакции беговых барабанов; R_{xij} – касательные реакции беговых барабанов; $F_{\Pi zi}$ – силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oZ ; $F_{\Pi ki}$ – силы в элементах подвески, направленные вдоль оси oX ; F_{oi} – силы в ограничителе КТС; ω_{Rij} – угловые скорости беговых барабанов; ω_{ki} – угловые скорости колёс КТС

Дифференциальное уравнение продольных ускорений КТС относительно оси ОХ, м/с²:

$$m_a \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum R'_{xi} + \sum R'_{zi} + \sum F'_{oi};$$

Дифференциальное уравнение продольных ускорений КТС относительно оси ОZ, м/с²:

$$m_a \frac{d^2 z}{dt^2} = \sum R''_{xi} + \sum R''_{zi} + \sum F''_{oi} - M_a;$$

Элементы, входящие в состав схемы описываются в виде упруго-диссипативных тел, силовые параметры которых определяются по выражению, Н:

$$F_i = \Delta_i c_i - \frac{d\Delta_i}{dt} d_i.$$

где Δ_i – перемещение элемента, м; c_i – жёсткость элемента, Н/м; $\frac{d\Delta_i}{dt}$ – скорость перемещения элемента, м/с; d_i – коэффициент демпфирования элемента, Н/м/с.

Основными элементами в динамической схеме КТС с подключаемым полным приводом являются (рис. 3):

1) моменты инерции вращающихся деталей КТС: силовой установки КТС J_e ; трансмиссии $J_{кп}$ и $J_{гп1}$; шин колёс КТС J_{ki} .

2) жёсткости и коэффициенты демпфирования: валов и передач силовой установки КТС $c_{кп}$, $d_{кп}$ и трансмиссии $c_{пвi}$ и $d_{пвi}$, и $c_{кв}$, и $d_{кв}$.

3) силовые и кинематические параметры элементов схемы – крутящий момент силовой установки M_e ; фрикционные моменты муфты подключения задней оси КТС M_M ; моменты по сцеплению $M_{\phi i}$.

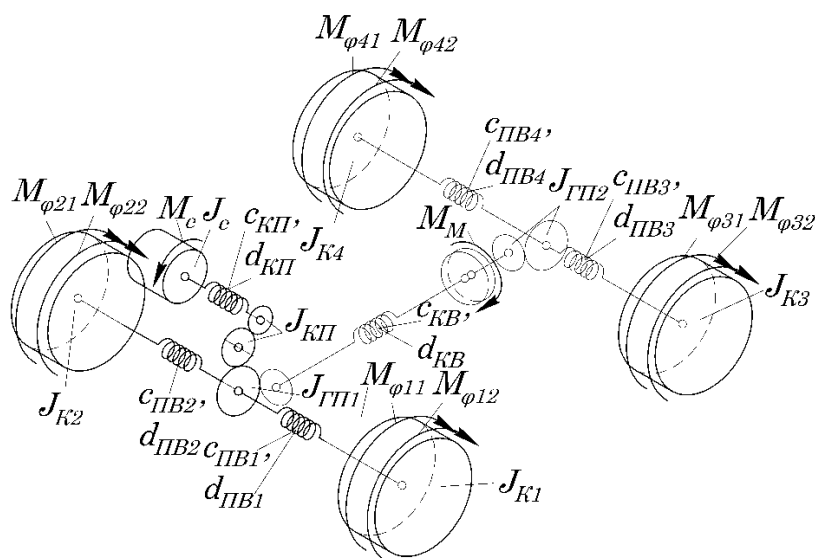


Рисунок 3 – Динамическая схема КТС с подключаемым полным приводом

Основными элементами в динамической схеме стенда являются (рис. 4):

1) моменты инерции вращающихся деталей стенда: маховых масс стенда J_{Mi} и фрикционных муфт; редукторов стенда J_{pi} ; электродинамического тормоза $J_{ЭТ}$; беговых барабанов стенда J_{ji} ;

2) жёсткости и коэффициенты демпфирования: цепной передачи привода маховых масс и фрикционных муфт стенда $c_{цсi}$ и $d_{цсi}$; карданных передач стенда $c_{ки}$ и $d_{ки}$; цепной передачи беговых барабанов $c_{цi}$ и $d_{цi}$; валов беговых барабанов $c_{пpi}$ и $d_{пpi}$;

3) фрикционные моменты муфт стенда M_{Ci} ; момент сопротивления электродинамического тормоза $M_{ЭТ}$.

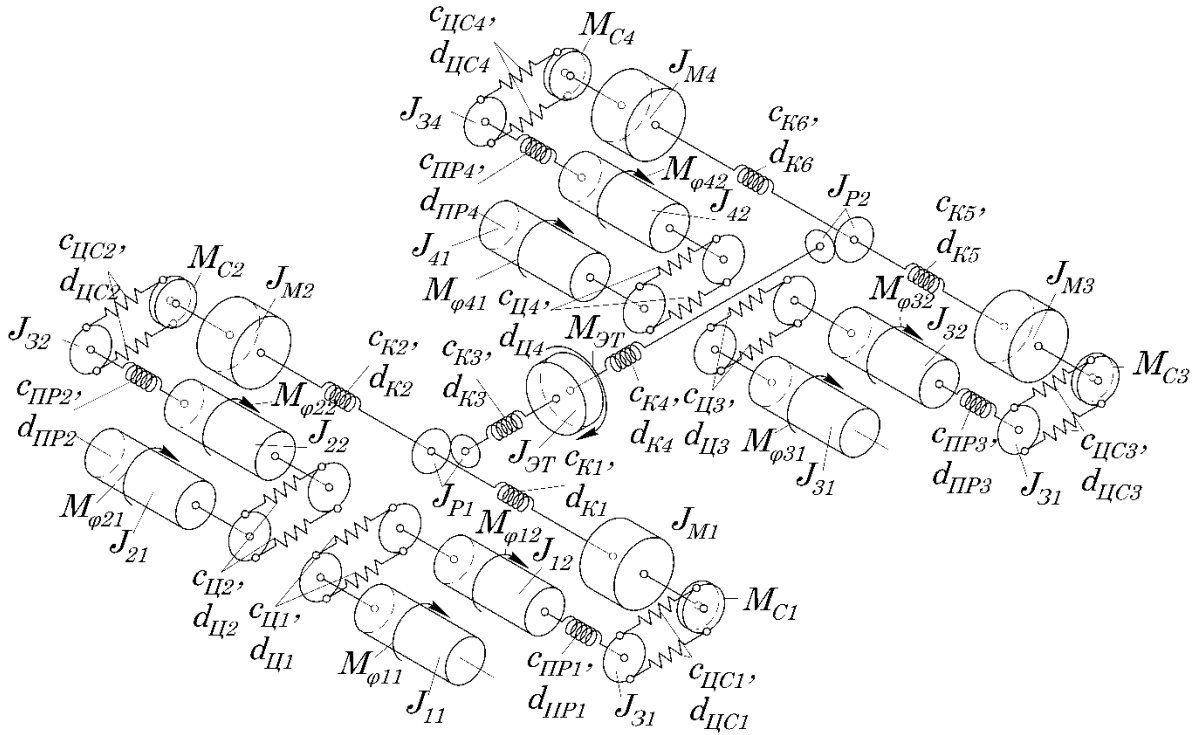


Рисунок 4 – Динамическая схема трансмиссии станда

Дифференциальные уравнения движения кинематически соединённых элементов с индексами i и $i+1$ и жёсткостями c_i , а также коэффициентами диссипации d_i , рад/с:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_i}{dt} = -\frac{M_u - M_d + M_i}{J_i} \\ \frac{d\omega_{i+1}}{dt} = -\frac{i_{ii+1}\eta_{ii+1}(-M_u - M_d + M_{i+1})}{J_{i+1}} \end{cases}$$

где J_i – момент инерции элемента, Нм².

Упругая M_u и демпфирующая M_d составляющая динамической системы, Нм:

$$M_u = c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}i_{ii+1});$$

$$M_d = d_i(\omega_i - \omega_{i+1}i_{ii+1}).$$

где c_i и d_i – жёсткости и коэффициенты демпфирования передачи соответственно; i_i – передаточное число передачи; α_i – угол поворота элемента, рад;

Дифференциальные уравнения динамических процессов в зубчатой передаче трансмиссии, главной передаче и дифференциале описываются выражением, Нм:

$$M_{ij} = \begin{cases} -c_{ij} \left(\Delta_j - \frac{\delta}{2} \right) - d_j \frac{d\Delta_j}{dt}; & \text{если } \Delta_j > \frac{\delta}{2}; \\ -c_{ij} \left(\Delta_j + \frac{\delta}{2} \right) - d_j \frac{d\Delta_j}{dt}; & \text{если } \Delta_j < -\frac{\delta}{2}; \\ 0; & \text{если } |\Delta_j| < \frac{\delta}{2}; \end{cases} \quad (2)$$

$$\Delta_j = \alpha_{1j} \pm \alpha_{2j};$$

где Δ_j – деформация элемента, м; δ – зазор в передаче, м;

Моменты трения M_{Ci} , M_M , расчёт которых позволит задавать условия буксования ведущих колёс КТС, а также функционирование муфты системы определяется по выражению, Нм:

$$\begin{aligned} M_{Ci} &= M'_{Ci} \cdot \operatorname{sgn} \omega_{ij}; \\ M_M &= M'_M \cdot \operatorname{sgn} \omega_M. \end{aligned} \quad (3)$$

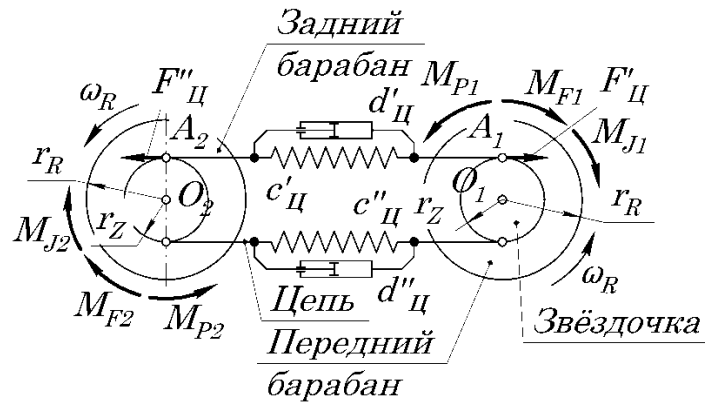


Рисунок 5 – Схема цепной передачи, связывающей беговые барабаны

Связь двух беговых барабанов осуществляется цепной передачей (рис. 5), для моделирования которой использовалось уравнение (2).

Дифференциальные уравнения динамики процесса разгона i -го колеса КТС, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{Ki}}{dt} = \frac{M_{Ki} - M_{\phi ij} - M_{JRij} - M_{JSij} - M_{fij}}{J_{Ki}},$$

где M_{Ki} – крутящий момент на колесе, Нм; $M_{\phi ij}$ – момент сцепления, Нм; M_{fij} – момент сопротивления качению, Нм; J_{Ki} – момент инерции колеса, Нм²; M_{JRij} – момент, созданный колесом на беговом барабане, Нм; M_{FRij} – момент сопротивления вращению бегового барабана из-за сил трения в подшипниковых опорах, Нм.

Дифференциальное уравнения динамики j -го бегового барабана, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{Rij}}{dt} = \frac{M_{Pij} - M_{FRij}}{J_{Ri}}.$$

где J_{Ri} – момент инерции бегового барабана, Нм².

Момент сцепления $M_{\phi ij}$ i -го колеса на j -м беговом барабане и момент M_{Rij} на j -м беговом барабане, Нм:

$$M_{\phi ij} = R_{Xij} r_{k0ij};$$

$$M_{Rij} = R_{Xij} r_{Rij}.$$

Расчет продольных реакций R_{Xij} на колесах КТС, осуществлялся с использованием модели А.Б. Дика [4].

Мощность, развиваемая на выходном валу ДВС, при полной подаче топлива и полной нагрузке, описана уравнением Лейдермана, управление крутящим моментом в процессе разгона ведущих колёс КТС выполняется корректирующей функцией, предложенной А.С. Потаповым в работе [5].

Математическое описание муфты системы подключаемого полного привода представлено в виде силового элемента. Схема муфты показана на рис. 6.

Момент, который передает муфта на задние колеса КТС, Нм:

$$M_M = F_{\Pi} \cdot n_{\text{д}} \cdot \mu \cdot r_{\text{ср}};$$

где F_{Π} – сила прижатия дисков, Н; $n_{\text{д}}$ – количество поверхностей трения; μ – коэффициент трения между дисками; $r_{\text{ср}}$ – средний радиус поверхности трения, м.

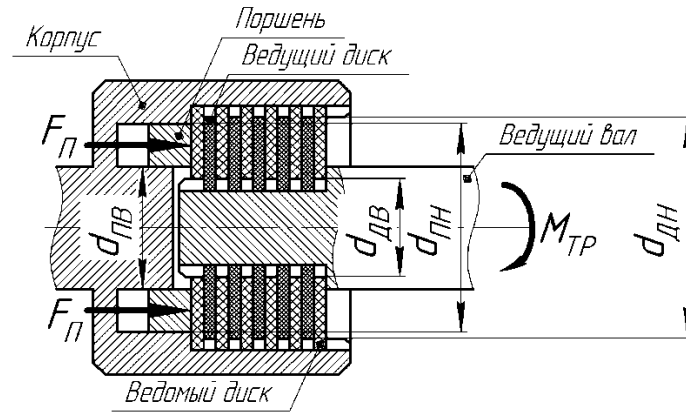


Рисунок 6 – Схема муфты подключаемого полного привода

Расчет силы прижатия дисков муфты подключаемого полного привода, Н:

$$F_{\Pi} = P \cdot S_{\Pi};$$

где P – давление, действующее на диски муфты, Па; S_{Π} – площадь поверхности поршня, м².

Основным параметром управления муфтой является давление, действующее на диски, которое складывается из рабочего P_p и центробежного $P_{ц}$. Полное давление P определяется по формуле, Па:

$$P = P_p + P_{ц} = P_p + \frac{\rho \omega_M^2}{4} \left(\frac{d_{\Pi Н}^2 + d_{\Pi В}^2}{4} \right).$$

Расчет площади поверхности поршня муфты автоматизированной системы управления трансмиссией AWD, м²:

$$S_{\Pi} = \frac{\pi(d_{\Pi Н}^2 - d_{\Pi В}^2)}{4}.$$

Для передачи крутящего момента от передней оси КТС к задней необходимо произвести расчет среднего радиуса дисков, м:

$$r_{CP} = \frac{d_{ДВ} + d_{ДН}}{4}.$$

Изменение давления в муфте осуществляется управляющим коэффициентом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{ТР} = 1; \text{ если } \Delta\omega > \omega_y - \text{давление повышается;} \\ \beta_{ТР} = -1; \text{ если } \Delta\omega < \omega_y - \text{давление снижается;} \\ \Delta\omega = \frac{\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} - \frac{\omega_3 + \omega_4}{2} \right)}{\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}}. \\ \beta_{ТР} = 0; \text{ если } P_p > P_{МАХ} \text{ или } P_p \leq 0. \end{array} \right.$$

где ω_y – уставка относительной угловой скорости ведущих колёс; ω_1 , ω_2 , ω_3 , и ω_4 – угловые скорости переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колёс КТС соответственно, рад/с.

Увеличение и снижение давления в муфте описывается выражениями, Па:

$$P_p = P_0 + \Delta p_+ \cdot \beta_{ТР}.$$

$$P_p = P_0 + \Delta p_- \cdot \beta_{ТР};$$

где P_0 – начальное давление, Па; Δp_+ – темп повышения давления, Па/с; Δp_- – темп снижения давления, Па/с.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты расчетов приведены на рисунках 7 и 8. В процессе моделирования использованы параметры автомобиля VOLVO S60. Расчёт выполнялся по условию разгона

ведущих колёс КТС до скорости 35 км/ч с имитацией буксования передней оси КТС. Моделирование осуществлялось в программном комплексе «Универсальный механизм» с использованием численного метода интегрирования «Park», тип решения уравнений – «Прямой метод (RSM)», шаг интегрирования – 0,0001 с, шаг представления результатов – 0,001 с, время расчета – 10 с. Имитация буксования заданной оси в процессе моделирования определялась моментом трения (3). Значение максимальной скорости разгона выбрано 35 км/ч, так как функционирование муфты системы подключаемого полного привода начинается с момента трогания КТС с места.

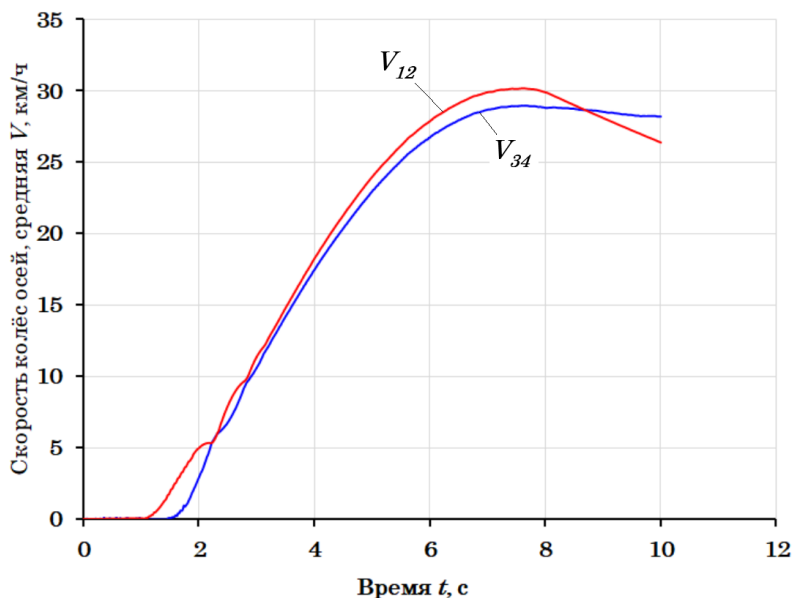


Рисунок 7 – Зависимость средних скоростей ведущих колёс V_{12} и V_{34} от времени t при разгоне КТС с функционирующей муфтой системы подключаемого полного привода с имитацией буксования передней оси

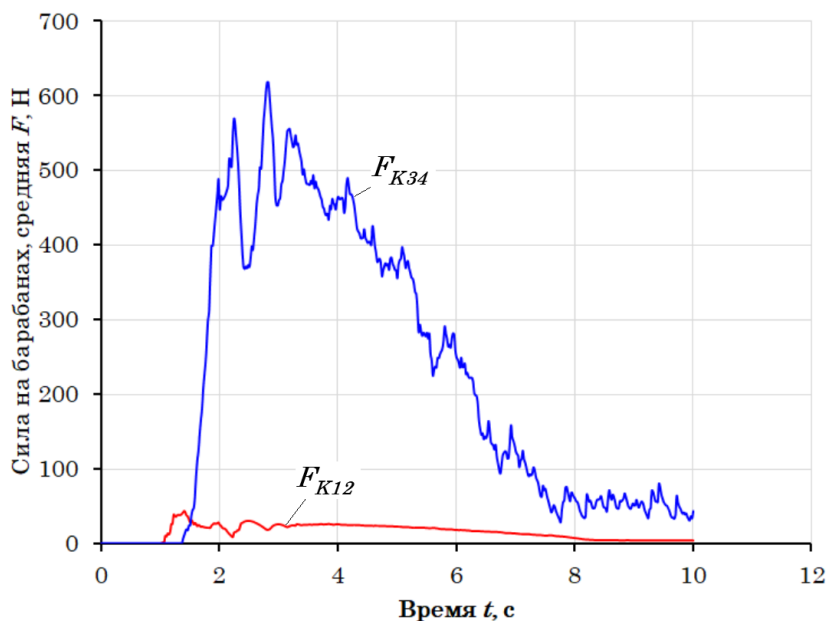


Рисунок 8 – Зависимость средних сил тяги ведущих колёс F_{12} и F_{34} от времени t при разгоне КТС с функционирующей муфтой системы подключаемого полного привода с имитацией буксования передней оси

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Наиболее качественно процесс функционирования системы подключаемого полного привода можно оценивать, используя кинематические и силовые параметры – скорости V_K и

силы тяги F_K ведущих колёс. Из-за кинематической связи беговых барабанов в блоке барабанов между собой, скорость V_{Ki} и силы тяги F_{Ki} левого и правого колёс не имеют значительного отличия, поэтому с целью упрощения отображения на графиках результатов аналитического и экспериментального исследований приводятся их средние значения – скорости V и сил – F_K , с индексами: 12 – передняя ось, 34 – задняя ось.

Анализ графиков, представленных на рис. 7 и 8 позволяет сделать следующие выводы. На графиках средних сил F_K (рис. 8) можно отметить резкие скачкообразные изменения полученных зависимостей, вызванные динамическими процессами, протекающими в трансмиссиях стенда и КТС и обусловлены динамикой цепей, упругих валов и муфт.

Средняя разность на колесах выражена не только силами, но и средними скоростями на беговых барабанах (рис. 7). Разность скоростей V наблюдается до тех пор, пока не происходит подключение муфты автоматизированной системы управления трансмиссией. При работе муфты скорости колёс синхронизируются и происходит их выравнивание, т.е. $V_{12} = V_{34}$. Из-за того, что при функционировании муфты предусмотрена уставка, когда скорость передних колёс КТС должна превысить скорость задних на 5%. Поэтому в начале расчёта на графиках скоростей возникает петля, которая устраняется при срабатывании системы подключаемого полного привода. Аналогичную петлю можно наблюдать и на графиках сил. При последующем увеличении скоростей наблюдается их разность, которая также обусловлена значением уставки срабатывания.

Для оценки соответствия результатов математического моделирования и результатов, полученных при реальном процессе функционирования КТС с системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами [6], была проведена оценка адекватности разработанной математической модели. Результаты аналитического и экспериментального исследования процесса разгона КТС на стенде с беговыми барабанами представлены на рис. 9.

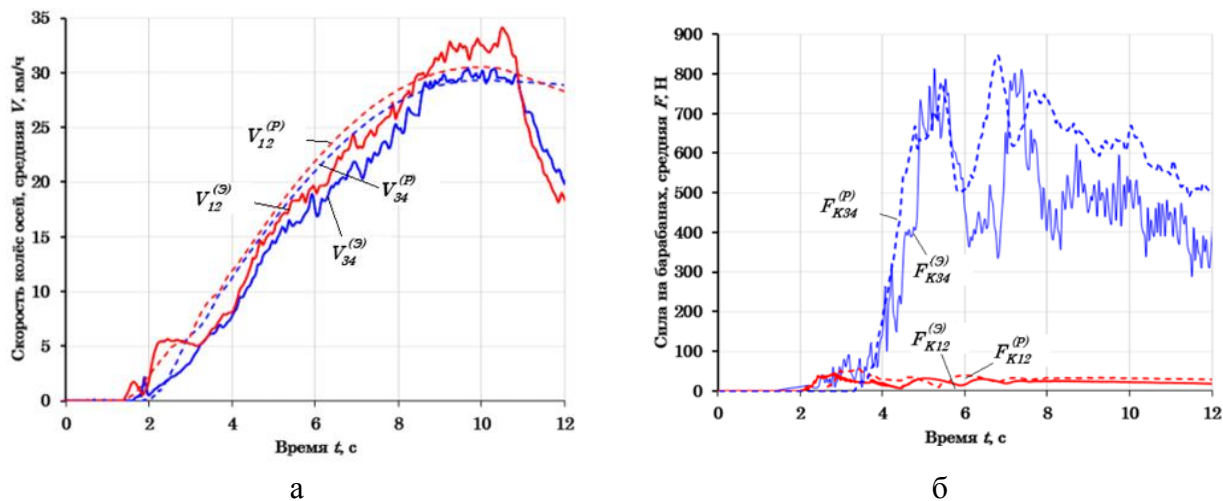


Рисунок 9 – Графическое сравнение результатов полученных аналитических (P) и экспериментальных (Э) исследований процесса функционирования КТС с системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами:

- а – зависимость средних скоростей ведущих колёс V_{12} и V_{34} ;
- б – зависимость средних сил тяги на ведущих колёсах F_{12} и F_{34} .

ВЫВОДЫ

При сравнении результатов расчетных и экспериментальных исследований наблюдается качественное совпадение характеристик процесса разгона КТС с функционирующей системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами. Видна достаточно хорошая качественная сходимость значений средней силы тяги F_K на ведущих колёсах КТС и их значений средних скоростей V , имитируемых на стенде.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что разработанная модель процесса функционирования КТС с системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами достоверно описывает реальные процессы их функционирования. В последующем данную модель можно использовать для проведения аналитических исследований процесса, что позволяет обосновывать тестовые воздействия при контроле технического состояния и диагностике, выявлять зависимости изменения основных параметров функционирования автоматизированной системы управления подключаемым полным приводом от параметров его технического состояния.

Литература

1. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов” / А. И. Федотов; М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. – Иркутск, 2012. – 476.
2. Федотов А.И. Основы научных исследований: Лабораторный практикум [Электронный ресурс]. – Иркутск, 2011.
3. Яньков, О. С. К вопросу о диагностике систем подключаемого полного привода / О. С. Яньков, Д. О. Ухватов, А. В. Куртова // Мировая наука на пути к устойчивому развитию: естественно-научные исследования, технический прогресс: Материалы IV Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 31 марта 2023 года. – Ростов-на-Дону: Общество с ограниченной ответственностью "Издательство "Манускрипт", 2023. – С. 253-257.
4. Дик А.Б., Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дис. ... канд. техн. наук. – Омск: Сибирский автомобильно-дорожный институт, 1988. – 187 с.
5. Потапов А.С. Динамический метод диагностирования противобуксовочных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук. – Иркутск, 2011.
6. Яньков, О. С. Контроль технического состояния автомобилей, электромобилей и беспилотных колёсных транспортных средств на стендах с беговыми барабанами / О. С. Яньков // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: Сборник научных трудов, посвященный 85-летию кафедры ЭАТиС МАДИ, по материалам 79-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 26–27 января 2021 года. – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2021. – С. 203-212.

В.С. Барадиев, старший преподаватель
Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления
г. Улан-Удэ, 670013, Ключевская, 40В
e-mail: vsgutu-ka@mail.ru

УДК 629.015

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

В данной статье описан стенд для определения технического состояния амортизаторов подвески автомобиля. Определен состав экспериментального комплекса для получения динамических характеристик амортизаторов. Стенд позволяет определять рабочие диаграммы и скоростные характеристики амортизатора подвески автомобилей различных типоразмеров, позволяющие оценить их работоспособность.

Ключевые слова: Диагностика, амортизатор, подвеска, стенд диагностический

V.S. Baradiev, senior lecturer
East Siberia State University of Technology and management
e-mail: vsgutu-ka@mail.ru

DEVELOPMENT OF A STAND FOR STUDYING THE CHARACTERISTICS OF CAR SUSPENSION SHOCK ABSORBERS

This article describes a stand for determining the technical condition of car suspension shock absorbers. The composition of the experimental complex for obtaining the dynamic characteristics of shock absorbers is determined. The stand allows you to determine the working diagrams and speed characteristics of the suspension shock absorber of cars of various sizes, allowing you to evaluate their performance

Key words: Diagnostics, shock absorber, suspension, diagnostic stand

Амортизатор является важным элементом подвески автомобиля, обеспечивающим безопасность и комфорт при движении. Однако, как и любой другой элемент автомобиля, амортизаторы подвержены износу и поломкам. Одной из наиболее распространенных проблем является стук, который может быть вызван различными причинами. Это может быть связано с износом или повреждением внутренних компонентов амортизатора, таких как клапаны, пружины или поршни. Также стук может быть вызван неправильным монтажом амортизатора или его несоответствием техническим требованиям автомобиля. Кроме стука, еще одной проблемой может быть шум и вибрация, которые могут возникать при работе амортизатора. Это может указывать на проблемы с амортизаторной жидкостью, износ уплотнений или проблемы с креплением амортизатора к кузову автомобиля.

Для обеспечения надежной и безопасной работы амортизатора необходимо регулярно проводить его диагностику и техническое обслуживание. Это включает в себя проверку на наличие утечек амортизаторной жидкости, осмотр на наличие механических повреждений и проверку правильности установки амортизатора.

Диагностику амортизаторов выполняют стендовым методом непосредственно на самом автомобиле (без снятия) и на специализированном оборудовании требующих снятия амортизатора с автомобиля [3].

Основным методом, используемым в ремонтных предприятиях для тестирования амортизаторов автомобилей, являются динамические испытания. Этот метод включает в себя

измерение сил сопротивления на режиме низкочастотных колебаний с амплитудой около 85 мм. Амортизатор испытывается отдельно от других компонентов подвески, что позволяет оценить его стабильность и определить изменения в сопротивлении в зависимости от различных факторов.

Преимуществом данного метода является возможность получения детальной информации о работе амортизатора. Однако недостатком является увеличение времени и трудоемкости испытаний из-за необходимости отделения амортизатора от остальной подвески.

С целью разработки методики определения характеристик амортизаторов подвески автомобиля на кафедре «Автомобили» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления разработан стенд (рис. 1), который позволяет определить коэффициенты сопротивления на ходах отдачи и сжатия из полученных характеристик.

Стенд представляет собой научно-испытательный комплекс для исследования различных элементов подвески автомобиля [1,2].



Рисунок 1 – Внешний вид стенда

Стенд для испытаний амортизаторов включает в себя раму, на который устанавливается электродвигатель, передающий крутящий момент на редуктор, через карданный вал. Крутящий момент с помощью кривошипно-шатунного механизма преобразуется в возвратно-поступательное движение платформы,двигающегося по линейным направляющим. Шток испытуемого амортизатора крепится к балочному датчику силы тензометрического типа

Кривошип снабжен пазом для изменения радиуса кривошипа. Шатун содержит винтовой механизм и прикреплен к платформе, установленной с возможностью перемещения по вертикали по линейным направляющим.

Измерительная аппаратура служит для регистрации и записи динамических и кинематических параметров, характеризующих демпфирующие свойства амортизаторов. Измерительная аппаратура включает в себя усилитель сигналов ZETlab-410 и аналого-цифровой преобразователь L-Card E-154 (рис.2), регистрация сигналов выполняется в среде L-Graph 2. Тарировка систем измерения стенда в статическом режиме показала наличие линейной связи между измеряемыми параметрами и сигналами датчиков. Благодаря многофункциональной системе креплений, конструкция стенда позволяет проводить испытания снятых с автомобиля амортизаторов и амортизационных стоек, определять рабочие диаграммы и скоростные характеристики амортизаторов подвески автомобилей различных типоразмеров и конструкций.

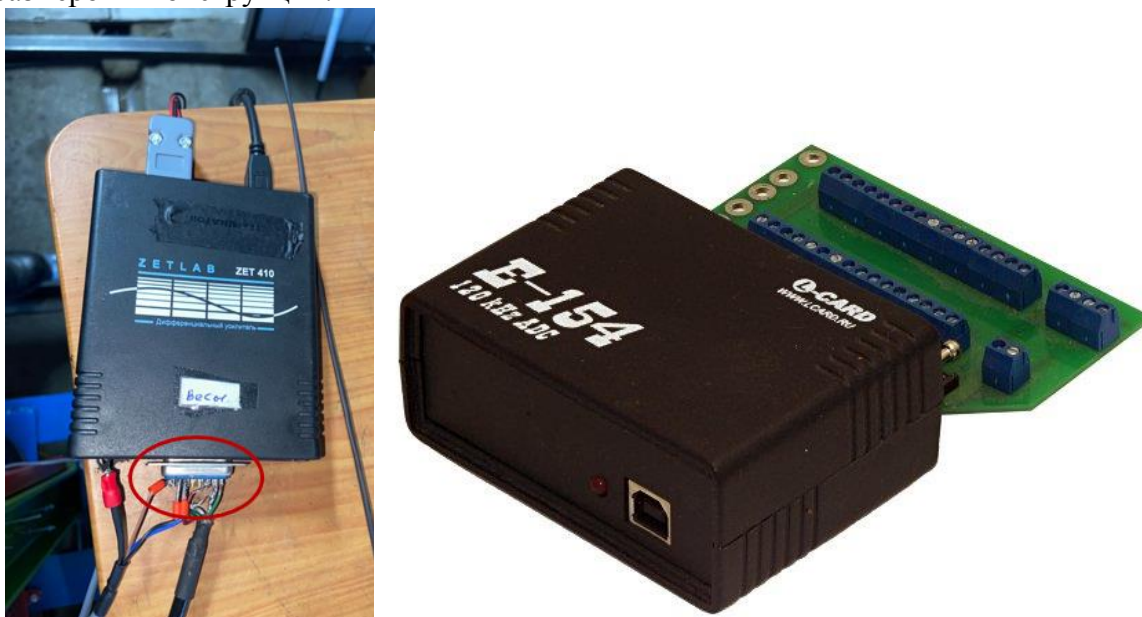


Рисунок 2 – Измерительная аппаратура

На первом этапе исследований была проведена серия экспериментов, направленных на определение характеристик исправного амортизатора задней подвески легкового автомобиля. В результате были получены динамические характеристики, которые можно представить в виде исходного сигнала и скоростной характеристики (рис.3, 4).

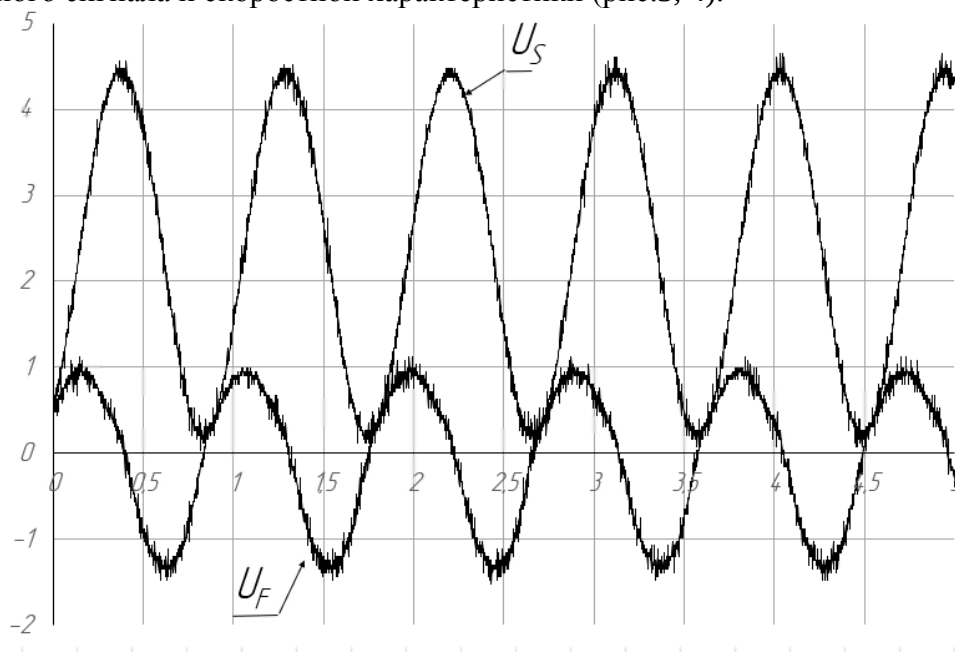


Рисунок 3 – Исходный сигнал амортизатора

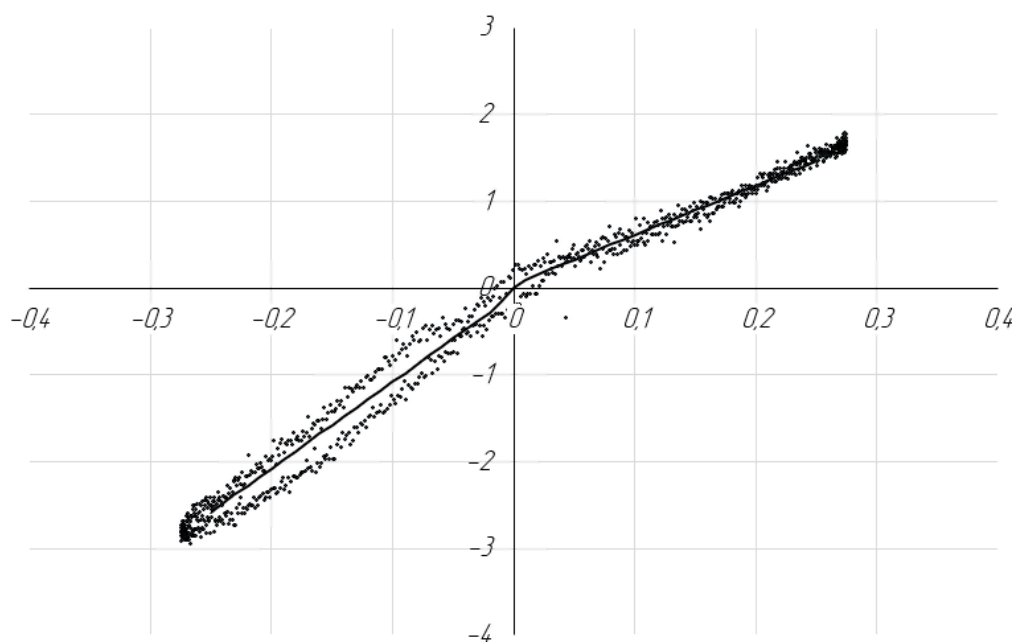


Рисунок 4 – Скоростная характеристика амортизатора

Известно, что каждый амортизатор имеет свою индивидуальную скоростную характеристику, которая может быть классифицирована как регрессирующая, линейная или прогрессирующая. На данном графике показана линейная скоростная характеристика для амортизатора CNXGM. Линейные характеристики амортизаторов считаются компромиссным решением при выборе амортизатора.

Литература

1. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С. Оборудование для экспериментального определения силовых характеристик автомобильных сайлентблоков // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2016. № 8 (115). С. 176-181., doi:10.21285/1814-3520-2016-8-176-181.
2. Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С., Алексеев А.В. Экспериментальные исследования процесса функционирования сайлентблока подвески АТС // Вестник ВСГУТУ. 2018. №3 (70). С. 43-47.
3. Тихов-Тинников Д.А. Аналитическое исследование влияния технического состояния подвески на тормозные свойства автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. 2014. №5(88). С. 46-49.

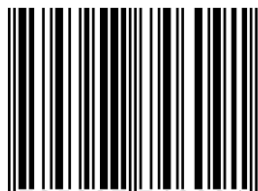
Материалы 116-й Международной научно-технической конференции
«БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ
ЭКСПЛУАТАЦИИ»
12-15 сентября 2023 года

Сборник статей

Подписано в печать 11.09.2023. Формат 60х84 1/8.
Объем 22,2 МБ. Усл.печ.л. 13,95. Электронное издание. Заказ № 171.

Издательство ВСГУТУ
670013, г. Улан-Удэ. ул. Ключевская, д. 40В, строение 1

ISBN 978-5-907746-09-1



9 785907 746091 >