

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

Кафедра «Автомобили»

**СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Материалы Международной научно-технической
конференции, посвящённой 75-летию
кафедры «Автомобили»

29–30 октября 2015 года

Минск
БНТУ
2015

УДК 629.33-025.13(06)

ББК 39.33-02я43

С56

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор кафедры «Строительно-дорожные,
подъёмно-транспортные машины и оборудование»

ГУ ВПО «Белорусско-российский университет» *В.П. Тарасик*;

д-р техн. наук, профессор кафедры «Строительно-дорожные,
подъёмно-транспортные машины и оборудование»

ГУ ВПО «Белорусско-российский университет» *С.А. Рынкевич*

Редакционная коллегия:

Ю.Д. Карпиевич, д-р техн. наук, профессор;

Б.У. Бусел, канд. техн. наук, доцент

В данном издании собраны доклады Международной научно-технической конференции «Современные проблемы проектирования автомобилей», посвящённой 75-летию кафедры «Автомобили» автотракторного факультета БНТУ.

Пленарные доклады

СОЗДАНИЕ, СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КАФЕДРЫ «АВТОМОБИЛИ»

Ю.Д. Карпиевич

Белорусский национальный технический университет

В 2015 году кафедре «Автомобили» автотракторного факультета исполняется 75 лет. Её открытие в 1940 году на механическом факультете Белорусского политехнического института было вызвано необходимостью подготовки инженерных кадров для автотранспортного машиностроения и технической эксплуатации автомобилей.

Для организации кафедры был приглашен доцент Московского автотехнического института (МАМИ) Фалькевич Борис Семёнович. С 1940 г. до Великой Отечественной войны Фалькевич Б.С. по совместительству возглавляет кафедры "Автомобили" Горьковского индустриального института и Белорусского политехнического института. В 1948 г. он защитил докторскую диссертацию, в 1949 г. - утвержден в звании профессора. Им опубликовано более 100 научных трудов, подготовлено 74 кандидата технических наук. Фалькевич Б.С. — заслуженный деятель науки и техники РСФСР, один из наиболее известных в СССР и за рубежом ученых в области автомобилестроения и автомобильного транспорта. Награжден орденами Красной Звезды и Трудового Красного Знамени, медалями и дипломами ВДНХ.

После окончания Великой Отечественной войны кафедра возобновила свою работу.

В 1946-1950 гг. кафедру возглавляет Вейс Ювеналий Александрович — учёный в области машиноведения и механизации сельского хозяйства, доктор технических наук с 1937 года, заслуженный деятель науки БССР и академик Академии наук БССР с 1940 года. В 1946-1947 гг. Вейс Ю.А. одновременно возглавляет Отделение естественных и сельскохозяйственных наук АН БССР. Работы Вейса Ю.А. посвящены вопросам проектирования и применения сельскохозяйственных машин и механизмов. Он сконструировал и применил на практике ряд сельскохозяйственных машин, измерительных и учебных приборов. Награжден орденом Трудового Красного Знамени и медалями.

Под руководством академика Вейса Ю.А. кафедра стала одним из ведущих учебно-научных подразделений механического факультета БПИ.

В 1951 году организуется автотракторный факультет и кафедра «Автомобили» входит в его состав. В это время в связи с открытием в Минске крупнейших заводов (МАЗ, МТЗ, ММВЗ) возникает большая потребность в высококвалифицированных специалистах по автомобилестроению, тракторостроению и эксплуатации автомобильного транспорта.

Первый выпуск инженеров-автомобилестроителей на АТФ состоялся в 1952 году.

В 1951-1973 гг. кафедрой возглавляет Цитович Игорь Сергеевич — учёный в области транспортного машиностроения и тракторостроения. Член-корреспондент Академии наук БССР, профессор, доктор технических наук, заслуженный деятель науки и техники БССР. Участник Великой Отечественной войны. Научные работы Цитовича И.С. посвящены проектированию узлов и механизмов трансмиссий автомобилей, тракторов и локомотивов.

В это время дальнейшее развитие получили учебные лаборатории кафедры, её испытательная база. Большую роль в этом сыграли инженеры кафедры Сверчинский И. И., Розанов Н.В., Мазуров С.Т., Шушкевич В.А.

В 1957 году в связи с быстрым развитием автотракторной промышленности в республике при кафедре была организована Проблемная научно-исследовательская лаборатория автомобилей (ПНИЛА). Её научным руководителем стал Цитович И.С., а заведующими в различное время — Островерхов Н.Л., Дзюнь В.А., Бугусов Г.Ф., Черванев А.Д., а с 2000 г. — Лебедев М.С. В Проблемной НИЛ автомобилей разработан проект типажа грузовых автомобилей, тракторов и тепловозов, ряд нормалей для расчета трансмиссий автомобилей на ЭВМ, которые используются конструкторскими бюро автомобильных и тракторных заводов. Разработаны также методы вероятностного расчета на долговечность транспортных и тяговых машин. Это позволило прогнозировать на стадии проектирования оптимальную периодичность ремонта деталей автомобиля в течение всего срока его эксплуатации.

В 50-х годах на кафедре преподавали Вавуло В.А., Фридрих А.В., Кокин Г.М., Митин Б.Е., Островерхов Н.Л., Геллер Ю.А., Беленький Ю.Б., Гатов Д.М., Хваль Б.Н., Ревский В.Г., Метлюк Н.Ф.

В 60-х годах кафедра пополнилась такими сотрудниками, как Карпов А.В., Дубровский М.П., Руктешель О.С., Молибошко Л.А., Автушко В.П., Лепешко И.И., Сергеенко В.А.

Широкое развитие автомобилестроения в стране требовало увеличения квалифицированных научных кадров. В связи с этим, в 1963 г. была создана совместная научная лаборатория НАМИ-БПИ.

Более 10 лет лабораторией руководил к.т.н., доцент Янчук Е.М., а с 1975 по 1992 г. — кандидат технических наук, старший научный сотрудник Каноник И.В. Большой вклад в развитие лаборатории внесли ее сотрудники: кандидаты технических наук, доценты Бренч М.П., Автушко В.П., Ковальков А.Т., Офенгейм Л.И., инженеры Поляков В.И., Кислейко П.В., Сергеенко В.А. и др. Ими проведены испытания многих моделей автомоби-

лей в различных географических и климатических зонах СССР, включая районы Крайнего Севера, Средней Азии, горные дороги Крыма и Кавказа.

В 70-х годах на кафедру пришли работать Беляев В.М., Атлас Г.Е., Бабук В.Я., Палазова В.В., Ломако Д.М.

В этот период кафедра совершенствует учебный процесс, увеличивает выпуск и повышает качество подготовки специалистов.

Кафедра находится в тесном сотрудничестве с инженерно-конструкторскими службами МАЗ, МТЗ, БелАЗ. Профессорско-преподавательский состав кафедры проводит многочисленные опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы, ведущие специалисты заводов принимают участие в проведении занятий, в руководстве курсовым и дипломным проектированием студентов. На заводах для студентов проводятся различного рода практики. Кафедра также поддерживает тесные связи с заводами СССР: автомобильными — Кременчугским, Уральским, Ижевским, Горьковским, Запорожским, ЗИЛ МЗМА, и тракторными — Харьковским, Челябинским, Липецким, Алтайским.

В 1973-1989 гг. кафедру возглавляет Гришкевич Аркадий Иванович — ученый в области автомобилестроения. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники БССР. Участник Великой Отечественной войны. За боевые заслуги награжден двумя орденами Отечественной войны I степени, орденом Отечественной войны II степени, орденом Красной Звезды и 10 медалями. Им внесен весомый вклад в теорию эксплуатационных свойств автомобиля, опубликовано свыше 140 научных работ, подготовлено 19 кандидатов и 1 доктор технических наук. Гришкевич А.И. также являлся научным руководителем ПНИЛА, участвовал в создании системы сертификации автомобильной техники в Республике Беларусь.

В 1974 году по инициативе кафедры создано первое в республике учебно-научно-производственное объединение «МАЗ-БПИ», где ведущее место занимает конструкторская секция. Объединением проведены исследования по автоматизации управления двигателем и узлами автомобиля, спроектированы и изготовлены стенды для испытания систем автомобилей, созданы опытные образцы автоматических систем управления, разработан ряд методов расчета агрегатов автомобиля с применением ЭВМ.

Для повышения качества подготовки специалистов для автомобилестроения в 1975 г. на МАЗе создана кафедра «Большегрузные автомобили», в качестве структурного учебно-научного подразделения АТФ. Возглавил кафедру генеральный конструктор МАЗа, академик НАН Беларуси, доктор технических наук, профессор, лауреат Государственных премий СССР и Республики Беларусь, Герой Беларуси Высоцкий Михаил Степанович.

В 80-х годах на кафедру пришли работать Капустин В.В., Бусел Б.У. и Чечик В.И.

С 1990 г. до 2015 г. кафедрой возглавляет Руктешель Олег Степанович — крупный ученый в области автоматизации управления силовыми агрегатами автомобилей. Доктор технических наук, профессор.

Руктешель О.С. внёс значительный вклад в теорию эксплуатационных свойств автомобиля, теорию оптимального функционирования силовых агрегатов, теорию анализа и синтеза микропроцессорных систем автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями. Разработаны единые принципы, методология и алгоритмы автоматизированного проектирования высокоэффективных систем автоматического переключения передач. За выполненные научно-технические работы награжден дипломом II степени Совета выставки достижений народного хозяйства Республики Беларусь.

Руктешелем О.С. опубликовано свыше 240 научных работ, в т.ч. 3 монографии (две из них переведены на китайский язык и изданы в КНР), 4 учебника, получено 13 авторских свидетельств на изобретения, подготовлено 8 кандидатов и 2 доктора технических наук. Избран действительным членом Международной академии информационных процессов и технологий. Председатель учебно-методического объединения ВУЗов республики в области транспорта и транспортной деятельности.

В 1991 г. с целью совместной подготовки высококвалифицированных инженерных кадров для автомобильной промышленности кафедра совместно с Минским автомеханическим техникумом (МАМТ) создает учебно-научно-производственное объединение «МАМТ—БПИ—МАЗ».

В 1992 г. осуществлен первый набор выпускников МАМТ специальности «Автомобилестроение» на сокращенный срок обучения (4 года).

В 90-х годах ряды кафедры пополнили преподаватели Сапелкин А.М., Дыко Г.А., Гаркавый Ю.Е., Иванов В.Г. и Кусяк В.А..

В эти годы сотрудники кафедры "Автомобили" работают над совершенствованием микропроцессорных систем управления двигателем и трансмиссией автомобиля. Разработаны методы и алгоритмы управления двигателем, сцеплением и коробкой передач, решены вопросы диагностики и самодиагностики систем автоматизированного управления трансмиссией, разработаны методы бортовой диагностики технического состояния тормозных систем автомобиля, созданы интегрированные системы управления рабочими процессами автопоезда с активным прицепом.

Обновляется техническое, программное, информационное и методическое обеспечение кафедры. Создан комплекс обучающих программно-методических средств и банк данных по специальным дисциплинам автомобилестроения.

В 1993 г. в структуре ПНИЛА создан Орган по сертификации автотранспортных средств и прицепов, в работе которого активное участие принимают преподаватели кафедры.

Студенты, обучающиеся на кафедре, изучают языки программирования, работают на современных компьютерах, моделируют движение автомобиля и работу его узлов, проектируют узлы и системы автомобиля с помощью ПЭВМ. Особое внимание уделяется вопросам испытания, исследования и сертификации автомобильной техники, системам автоматизированного проектирования и производства автомобилей, автомобильной электронике и микропроцессорной технике, основам эксплуатации автомобиля.

Выпускники получают квалификацию инженера-механика и работают в качестве инженера-конструктора, инженера-испытателя.

Заведующими учебной лаборатории кафедры в разное время работали Сверчинский И.И., Лазарев В.А., Бобровский Б.В., а с 2001 г. — Якутович С.Г.

Кафедра «Большегрузные автомобили» на МАЗе преобразована в кафедру «Автотранспортные средства МАЗ», среди преподавателей которой: главный конструктор завода, канд. техн. наук Захарик А.М.; заведующий лабораторией САПР и расчётов, канд. техн. наук Выгонный А.Г.; заместитель главного конструктора, канд. техн. наук Горбачевич М.И.; начальник центральной заводской лаборатории резания металлов, канд. техн. наук Бакин В.А. и др.

В 2002 г. специальность «Автомобили» преобразована в специальность «Автомобилестроение».

Международное сотрудничество кафедры успешно развивается, как в образовательной, так и в научной сфере. Оно осуществляется в форме обучения иностранных студентов, магистрантов, аспирантов и докторантов, а также в организации сотрудничества с ведущими университетами и сообществами автомобильных инженеров.

Кафедрой «Автомобили» подготовлено несколько сотен инженеров для Болгарии, Венгрии, Польши, Германии, Словакии, Чехии, Монголии, Вьетнама, Кореи, а также стран Латинской Америки, Африки и Азии.

Преподаватели кафедры проходят стажировки в ведущих университетах Европы, научно-исследовательских центрах и лабораториях.

По инициативе кафедры в Республике Беларусь создана Академическая автомобильная ассоциация (ААА), которая входит в Европейский союз инженерных автомобильных обществ (ЕАЕС) и Всемирную федерацию автомобильных инженерных обществ (FISITA). Ассоциацию возглавляет ректор БНТУ, академик Хрусталёв Борис Михайлович.

Преподаватели кафедры принимают активное участие в работе всемирного конгресса FISITA, заседаниях советов и комитетов ЕАЕС.

В октябре 2010 г. в г. Минске состоялся Международный конгресс по грузовым автомобилям, автопоездам и городскому транспорту, под патронажем FISITA.

С 2008 г. в рамках специальности «Автомобилестроение» начата подготовка инженеров по направлению «Электроника».

Среди выпускников кафедры: министр промышленности Республики Беларусь Вовк В.М.; директор Минского государственного автомеханического колледжа имени академика М.С. Высоцкого, Кириленко В.Г.; генеральный конструктор БелАЗа Егоров А.Н.; генеральный директор МЗКТ в 2002-2011 гг. Синеговский Г.А.; директор БелГИМ Гуревич В.Л.; главный конструктор по автомобильной технике МАЗ Шабанов П.Э.; главный конструктор МАЗ Мышко А.П.; главный конструктор АМАЗ Сырокваш Ю.Д.; и более 3000 инженеров-конструкторов, испытателей, научных и педагогических работников, руководителей производств.

Сегодня кафедра поддерживает тесные связи с МГТУ им. Н.Э. Баумана, Московским государственным техническим университетом "МАМИ", Московским автомобильно-дорожным государственным техническим университетом "МАДИ", Алтайским государственным техническим университетом им. И.И. Ползунова, Государственным университетом "Львовская политехника", Центральным автомобильным и автомоторным институтом "НАМИ", Санкт-Петербургским государственным архитектурно-строительным университетом, Грузинским техническим университетом, Нижегородским государственным техническим университетом, Гиринским технологическим университетом (г. Чан-чунь, КНР), Свентокшиской политехники (г. Кельце, Польша), Техническим университетом (г. Русс, Болгария), Люблинской политехники (г. Люблин, Польша), Дрезденским техническим университетом (Германия), Техническим университетом Ильменау (Германия) и др.

С мая 2015 кафедру "Автомобили" возглавляет Карпиевич Юрий Дмитриевич — специалист в области анализа и синтеза микропроцессорных систем автоматического управления и бортового диагностирования технического состояния колесных и гусеничных машин. Член совета по защите докторских диссертаций при Белорусско-Российском университете, член экспертного совета ВАК Республики Беларусь по техническим наукам и экспертного совета Министерства промышленности Республики Беларусь. Доктор технических наук, доцент. Автор более 100 научных работ, в т.ч. двух монографий, пяти патентов и двух учебно-методических работ. Результаты исследований внедрены на Минском автомобильном заводе.

Отмечая славный юбилей, коллектив кафедры "Автомобили" с благодарностью и почтением вспоминает всех преподавателей, ветеранов кафедры, сотрудников, студентов, всех тех, кто по крупицам создавал и развивал кафедру, а также с уверенностью смотрит в будущее, будучи готовым для решения сложных задач по качественной подготовке специалистов-автомобилестроителей.

САМОСВАЛЫ БЕЛАЗ

А.Н. Егоров

ОАО «БелАЗ» — управляющая компания холдинга «БелАЗ-ХОЛДИНГ»

Родившийся в послевоенные годы и выпускавший первоначально торфяное оборудование, строительные машины и технику для мелиоративных работ, завод в 1958 году получил известное теперь всему миру имя БЕЛАЗ. Первым самосвалом, сошедшим с конвейера Белорусского автозавода к 7 ноября 1958 г., был МАЗ-525, разработанный конструкторами Минского автозавода.

Однако, уже в апреле 1960 г. на БЕЛАЗе создается своя конструкторская служба. Только что созданному отделу главного конструктора БелАЗа необходимо было решить сложную проблему. Еще недавно считавшийся образцом новой техники, МАЗ-525 переставал удовлетворять возрастающим требованиям эксплуатационников. Мощным горнорудным и угольным карьерам, крупным гидротехническим стройкам, предприятиям строительной индустрии нужны были более высокопроизводительные самосвалы, максимально приспособленные прежде всего к условиям работы в карьерах

Конструкторской службой и руководством предприятия принимается решение о создании совершенно новой машины. Этот период можно назвать этапным в истории Белорусского автомобильного завода. Заводские конструкторы изучали условия эксплуатации и требуемые технические характеристики будущего самосвала, на вертикали кульманов рождались контуры будущей машины, на испытательных стендах проверялась правильность принятых технических решений.

Менее чем за один год на Белорусском автомобильном заводе создали принципиально новый карьерный самосвал грузоподъемностью 27 тонн БелАЗ-540 (рис. 1), опытный образец которого был выпущен в сентябре 1961 года.

В конструкцию этой машины было заложено много новых для машиностроения технических решений, обеспечивших высокоэффективную работу самосвала в условиях карьеров. Это впервые примененная в практике отечественного автомобилестроения пневмогидравлическая подвеска, обеспечивавшая высокую плавность хода как в груженом, так и в порожнем состоянии, гидромеханическая передача, которая также впервые в практике нашего машиностроения была использована для серийно выпускаемых машин, оригинальная компоновка: расположение кабины рядом с двигателем позволило получить минимальную базу и минимальные габаритные размеры и тем самым повысить маневренность машины, увеличить

ее устойчивость, платформа ковшового типа позволила понизить центр тяжести и также повысить устойчивость автомобиля. Оригинальные решения по системам рулевого управления и опрокидывания платформы, опенению и другим узлам стали традиционными при создании самосвалов очередных классов грузоподъемности.



Рис. 1. Карьерный самосвал БЕЛАЗ-540 грузоподъемностью 27 тонн.

БелАЗ-540 стал родоначальником целого семейства большегрузных самосвалов. С 1967 года предприятие освоило выпуск 40-тонного самосвала БелАЗ-548А, спроектированного с учетом максимально возможной унификации основных узлов и деталей двух машин.

1968 год стал годом рождения опытного образца БелАЗ-549 — базового самосвала класса грузоподъемности 75 – 80 тонн, первого образца с электромеханической трансмиссией. В 1977 году были выпущены опытные образцы самосвала БелАЗ-7519 – базового самосвала класса грузоподъемности 110 – 120 тонн. В 1983 году БелАЗ приступил к серийному производству самосвала БелАЗ-75211 – базового самосвала класса грузоподъемности 170 – 220 тонн.

В начале 90-х, отмеченных резким сокращением производства, БЕЛАЗ не прекратил выпуск ни одной из моделей карьерных самосвалов, охватывающих диапазон грузоподъемностей от 30 до 220 тонн. Более того, он включил в свою производственную программу другое специальное тяжелое транспортное оборудование: самосвалы повышенной проходимости с гидромеханической трансмиссией, строительно-дорожные машины и машины для обслуживания горно-транспортных работ, такие как погрузчики, бульдозеры, тягачи-буксировщики и поливооросительные машины; техника для подземных работ, машины для металлургических предприятий и т.д.

Прогрессивные решения, заложенные в конструкцию первых белорусских карьерных самосвалов, позволяли в дальнейшем совершенствовать

узлы и системы машин всех классов грузоподъемности, внедрять новые комплектующие и материалы, поэтапно проводить модернизацию самосвалов с созданием новых модификаций на основе использования дизельных двигателей, трансмиссий и шин производства различных фирм. Особое внимание заводские специалисты всегда уделяли приспособленности техники к условиям эксплуатации, создавая в каждом классе самосвалов варианты в северном и тропическом исполнении, для перевозки легких грузов и т. п.

Модельный ряд техники, выпускаемой Белорусским автомобильным заводом, в 90-х дополнили также машины нового поколения — карьерные самосвалы БелАЗ-7555 и БелАЗ-75131 грузоподъемностью 55 и 130 тонн соответственно. Последний был спроектирован с учетом более чем 15-летнего опыта эксплуатации его предшественника — 120-тонного самосвала. Начало столетия было ознаменовано выпуском опытных образцов карьерного самосвала БЕЛАЗ-75600 - базового самосвала класса грузоподъемности 320 - 360 тонн и карьерного самосвала БЕЛАЗ-75310 - базового самосвала класса грузоподъемности 240 тонн. А в 2013 году, накануне 60-летнего юбилея предприятия, БЕЛАЗом был выпущен самый большой карьерный самосвал по грузоподъемности в истории мирового автомобилестроения 450-тонный БЕЛАЗ-75710.

Значительно расширило производственную линейку БЕЛАЗа, и прежде всего за счет подземной тематики, вхождение в его состав Могилевского автомобильного завода. Отдел подземной и строительно-дорожной техники также вошел в состав конструкторской службы Белорусского автомобильного завода. Специальное конструкторское бюро УГК БЕЛАЗа осуществляет разработку конструкции грузового подвижного состава, выпускаемого на Могилевском вагоностроительном заводе, который сегодня входит в состав холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ».

Всего разработано более 500 модификаций карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 450 тонн, которые были отправлены более чем в 70 стран мира.

Накопленный уникальный опыт и подтвердившая свою высокую эффективность созданная на БЕЛАЗе система разработки, испытаний и постановки на производство новой продукции, получила дополнительное развитие после создания в 2003 году научно-технического центра. Сегодня в составе научно-технического центра БЕЛАЗа – более двухсот высококвалифицированных специалистов-конструкторов, занятых совершенствованием серийно выпускаемой продукции и созданием техники нового поколения.

Система автоматизации проектных работ УГК включает высокопроизводительные компьютеры с набором современных проектно-конструкторских программ, позволяющих осуществлять прочностной анализ несущих элементов и узлов будущей машины. Начиная с 1960 года,

несколькими поколениями конструкторов в тесном сотрудничестве с отечественной наукой разработаны собственные методики конструирования определяющих узлов и агрегатов. Многие технические проблемы были решены благодаря выполненным научно-исследовательским работам. Испытательный комплекс экспериментального цеха, даёт возможность моделировать нагрузки на узлы и агрегаты самосвала, возникающие в процессе его эксплуатации. Современное высокотехнологичное оборудование, постоянно обновляемое в ходе модернизации производства, и профессиональное мастерство операторов станков с числовым программным управлением обеспечивают изготовление деталей и узлов будущих исполнителей высокого качества. Заводской испытательный полигон с его испытательными трассами, имитирующими различные участки карьерных дорог, позволяют уже с первых опытных образцов создавать работоспособную и высокоэффективную технику.

По сферам применения в народном хозяйстве выпускаемую сегодня продукцию предприятия можно разделить на несколько основных групп.

Карьерные самосвалы:

- БЕЛАЗ-7540 грузоподъемностью 30 тонн;
- БЕЛАЗ-7547 и БЕЛАЗ-7545 грузоподъемностью 45 тонн;
- БЕЛАЗ-7555 грузоподъемностью 55-60 тонн;
- БЕЛАЗ-7557 и БЕЛАЗ-7558 грузоподъемностью 90 тонн;
- БЕЛАЗ-7513 грузоподъемностью 110-136 тонн;
- БЕЛАЗ-7517 грузоподъемностью 160 тонн;
- БЕЛАЗ-7518 грузоподъемностью 180 тонн;
- БЕЛАЗ-7530 грузоподъемностью 220 тонн;
- БЕЛАЗ-7531 грузоподъемностью 240 тонн;
- БЕЛАЗ-7560 грузоподъемностью 320-360 тонн;
- БЕЛАЗ-75710 грузоподъемностью 450 тонн.

На карьерные самосвалы «БЕЛАЗ» устанавливаются двигатели ведущих мировых производителей: «Cummins», «MTU», «ЯМЗ» «ММЗ», мощностью от 360 до 3750 лошадиных сил. В зависимости от выбранного двигателя, типа трансмиссии определяется модификация карьерного самосвала.

Самосвалы повышенной проходимости выпускаются как с обычной компоновкой грузоподъемностью 25 тонн, так и с шарнирно-сочленённой рамой грузоподъемностью 36 тонн;

Машины для металлургических предприятий с маркой «БЕЛАЗ» – тягеловозы грузоподъемностью 150 тонн и шлаковозы на 60 и 80 тонн.

Строительно-дорожные машины и машины для обслуживания горнотранспортных работ, выпускаемые БЕЛАЗом, это:

- погрузчики, с объемом ковша 3,75-11,5 м³
- бульдозеры, с шириной отвала 4,2-4,8 м;

- тягачи-буксировщики;
- скреперы, с объемом ковша 8,3-10,5 м³;
- автобетоносмесители, с объемом смесительного барабана 4-7 м³.

Машины для подземных работ:

- самосвалы подземные, грузоподъемностью 22-50 тонн;
- шасси универсальные, грузоподъемностью 26 тонн;
- машины погрузочно-доставочные, грузоподъемностью 9 и 16 тонн;
- подземные бетоносмесители с объемом барабана 4 м³;
- транспортные средства для перевозки людей, на 17-28 мест.

Машины специального назначения включают в себя:

- мусоровозы, грузоподъемностью 5,5 тонн;
- катки самоходные, с шириной уплотняемой полосы 2,6 метра;
- поливооросительные машины, с емкостью цистерны 32 и 119 м³;
- аэродромные тягачи для буксировки самолётов массой до 260 тонн.

Благодаря интенсивному развитию фирменной науки в сотрудничестве с БНТУ, БРУ, ИФ НАН Беларуси, ОИМ НАН Беларуси и высшими научными учреждениями РФ на ОАО «БЕЛАЗ» УГК НТЦ только за последние три года разработаны и воплощены в металл три наукоёмких проекта.

Первый проект расширил диапазон применения ЭМТ на карьерных самосвалах меньшей грузоподъёмности. Этот шаг оказался нетрадиционным для мировых производителей карьерной техники, т.к. в мировой практике разработки считалось, что на самосвалах грузоподъемностью до 100 тонн наиболее эффективна ГМТ. В 2012 году впервые в мире был разработан и изготовлен карьерный самосвал БЕЛАЗ-75581 (рис. 2) грузоподъемностью 90 тонн с электромеханической трансмиссией четвёртого поколения с тяговым электроприводом КТЭ-90 производства ОАО «Электросила» филиала «Силовые машины». Самосвал успешно прошёл испытания в условиях эксплуатации в Кемеровской области Российской Федерации и, в сравнении с самосвалами такой же грузоподъёмности, но с ГМТ, имеет лучший показатель по себестоимости одного тонно-километра.

Такого успеха позволили добиться преимущества ЭМТ над ГМТ:

- улучшились тяговые, скоростные и тормозные характеристики;
- повысилась надёжность работы, снизились эксплуатационные затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Только за 8 месяцев 2015 года собрано и продано 27 к/с.

Второй проект, расширивший границы воображения потребителей, - роботизированный самосвал БЕЛАЗ грузоподъемностью 130 тонн (рис. 3).

В отличие от своего предшественника – самосвала с дистанционным управлением – роботизированный способен двигаться по заранее заданному маршруту. В процессе движения самосвала к диспетчеру по беспроводному каналу связи поступает вся необходимая информация о дорожной

обстановке, состоянии систем управления. Движение самосвала к месту погрузки или разгрузки в автономном режиме обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/Глонасс. Оптико-электронная система, установленная на самосвале, обеспечивает безопасность вождения машины при любых погодных и климатических условиях, а также в любое время суток.



Рис. 2. Самосвал БЕЛАЗ-75581 грузоподъемностью 90 тонн



Рис. 3. Роботизированный самосвал БЕЛАЗ г/п 130 тонн

Данная разработка призвана снизить риск для человека при работе в местах с опасными условиями эксплуатации, а также устранить воздействие на организм человека вредных факторов окружающей среды.

Необходимо также отметить, что опытный оператор в непрерывном технологическом цикле может успешно управлять четырьмя-пятью роботизированными самосвалами.

На сегодняшний день по заказу потребителей завод готов устанавливать оборудование для роботизированного управления на любую модель карьерного самосвала БЕЛАЗ с электромеханической трансмиссией грузоподъемностью от 90 до 450 тонн.

В настоящее время в Российской Федерации активно ведутся работы по созданию инфраструктуры по управлению такими самосвалами в карьере.

Дальнейшее развитие конструкции самосвала предполагает разработку полностью автономно управляемой машины без участия человека.

Третий проект расширил диапазон грузоподъемности выпускаемых к/с.

Впервые в мире за счёт комплекса оригинальных новаторских инновационных технических решений БЕЛАЗу удалось сконструировать и создать карьерный самосвал наивысшей грузоподъемности. Впервые за всё время существования мирового рынка карьерной техники карьерный самосвал с маркой «БЕЛАЗ» вышел на первое место по грузоподъемности.

При создании БЕЛАЗ-75710 (рис. 4) конструкторы завода отошли от классической схемы проектирования карьерных самосвалов. За основу было принято направление на достижение надёжности, компактности, существенного увеличения производительности в сочетании с выполнением требований международных и европейских стандартов по безопасности.

Уникальность самосвала нового поколения БЕЛАЗ-75710, обеспечивают новые, прогрессивные технические решения по целому ряду систем и узлов:

- наивысшая грузоподъемность и высокая проходимость достигнуты за счёт применения восьми шин и полного привода всех колёс;
- высокая маневренность обеспечена применением двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота;
- высокая устойчивость самосвала достигнута установкой стоек стабилизаторов, что является ноу-хау в системе подвески;
- высокая маневренность за счёт двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота. Радиус поворота составляет 19,8 метра (для сравнения радиус поворота карьерного самосвала грузоподъемностью 360 т. – 17,2 м);
- экономичность расхода топлива обеспечена применением оптимального алгоритма работы двухдизельной моторной установки. Суммарная мощность силовых модулей составляет 4600 л.с.
- высокая производительность, надёжность и безопасность эксплуатации за счёт применения электромеханической трансмиссии переменного тока с электрическими дифференциалами и противобуксовочной системой.

Этот исполин может преодолевать кратковременные продольные уклоны дорог до 18%. Его максимальная скорость - 64 км/ч.

Расчётная производительность нового самосвала на 25 % выше существующих карьерных самосвалов предыдущего класса грузоподъёмности.

С ноября 2014 года этот самосвал успешно работает в разрезе «Черниговец» Кемеровской области, РФ. Он задействован на вывозе вскрышной породы и работает в круглосуточном режиме. За это время карьерный самосвал показал хорошие результаты и перевез более двух миллионов тонн горной породы.



Рис. 4. БЕЛАЗ-75710 грузоподъёмностью 450 тонн

В настоящее время, с учётом замечаний эксплуатации, собран второй образец самосвала, который проходит заводские испытания. Производство сверхтяжёлых машин завода совместно с цехами основного производства изготавливает третий образец самосвала БЕЛАЗ-75710.

Создание горнодобывающей техники г/п от 30 до 450 тонн было бы невозможным без БНТУ. Сегодня это — одна из лучших в Беларуси кузница кадров не только для БЕЛАЗа, но и для всего отечественного Минавтопрома. Благодаря профессорско-преподавательскому составу университета, передающему все свои знания и жизненный опыт сегодняшним студентам, которые, после окончания ВУЗа, ежегодно пополняют ряды машиностроителей, рождались, рождаются и будут рождаться такие исполины, как карьерные самосвалы «БЕЛАЗ».

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ НА ТРАНСПОРТЕ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ В 2016–2020 ГОДАХ

С.Н. Поддубко

Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси

В области транспорта начало нынешнего века ознаменовалось стремительным развитием конструкций и технологий в области электрических приводов (ЭП) и гибридных (ГСУ) силовых установок как наиболее эффективного средства снижения потребления углеводородного топлива и загрязнения окружающей среды.

Мировой рынок автотранспорта стал стремительно изменяться в сторону увеличения доли электромобилей и автомобилей с ГСУ.

На рис. 1 показан прогноз роста доли электромобилей на рынке США до 2035 г.

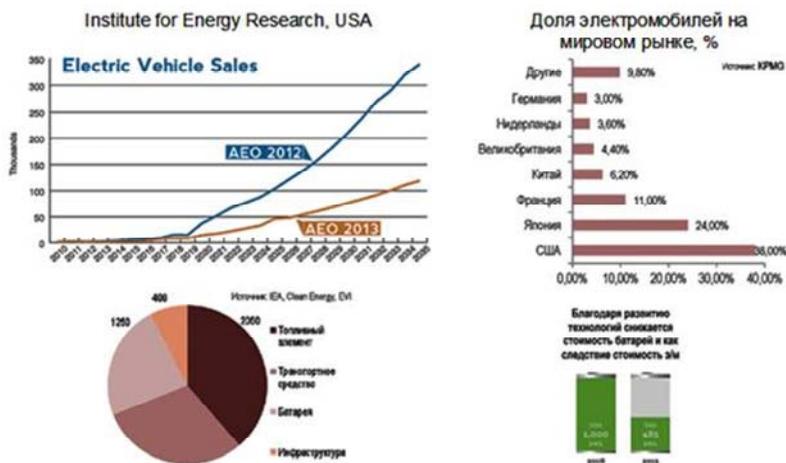


Рис. 1. Мировой рынок автомобилей (начало 2014 года)

На рис. 2 дан прогноз изменения структуры продаж автомобилей с различными типами приводов и силовых установок в США до 2050 г.

Создание новых типов транспортных средств стало возможным бурному развитию новой отрасли компонентов, на основе которых формируются ЭП и ГСУ: это высокоэффективные тяговые электродвигатели переменного тока на постоянных магнитах, компактные и экономичные преобразователи электроэнергии на полупроводниках, накопители электроэнергии в виде комбинаций ионно-литиевых аккумуляторных батарей и суперконденсаторов, и многоуровневые интеллектуальные системы управления.

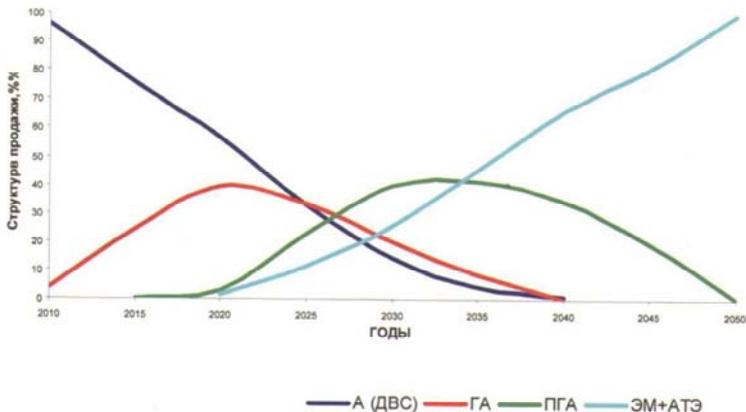


Рис. 2. Прогноз изменения структуры продаж автомобилей с различными типами приводов и силовых установок в США до 2050 г.: А(ДВС) — автомобили с ДВС, ГА — гибридные, ПГА — подзаряжаемые гибридные, ЭМ+ АТЭ — электромобили, в том числе на топливных элементах.

Прогноз развития рынка ЕС в области новых автокомпонентов до 2020 г. показан на рис. 3.



Рис. 3. Прогноз развития рынка ЕС в области новых автокомпонентов до 2020 г.

Согласно прогноза, явно прослеживается тенденция уменьшения доли классических автокомпонентов (на 14 млрд. евро) и уменьшения численности занятых в этих отраслях на 46 тыс. рабочих мест, рост доли автокомпонентов, используемых на автомобилях с ЭП и ГСУ, и соответствен-

но, увеличение числа рабочих мест в отрасли на 250 тыс. с увеличением объема рынка на 75 млрд евро.

Электромобили идеальны с точки зрения экологии. Однако высокая стоимость и проблемы подзарядки электрических батарей пока ограничивают области их применения. В то же время быстрый прогресс потребительских качеств аккумуляторных батарей способствует развитию электромобилей. Большинство автопроизводителей вкладывают огромные инвестиции в развитие электротранспорта и выходят на рынки с вариантами серийного электромобиля. Так уже выпускаются серийно модели фирм «БМВ», «Фольксваген» и другие. Стоимость таких автомобилей порядка 30 тыс. евро, запас хода до подзарядки батарей — до 150 км.

Следует упомянуть о электромобиле премиум-класса американской компании «Тесла», который стал главным событием 2013 года в области электромобилей как самое яркое воплощение их возможностей. Компоновка мотор-генераторов на этом автомобиле приведена на рис. 4.



Рис. 4. Установка мотор-генераторов автомобиля компании "Тесла"

Пробег автомобиля «Тесла» на одной зарядке литий-ионных батарей достиг 350 миль, суммарная мощность двух мотор-генераторов — 416 л.с., разгон до 100 км/ч — 4,3 с., зарядка батарей в домашних условиях длится 6 часов и стоит 7 долл. — в 10 раз дешевле бензина.

Однако на сегодня ввиду недостаточно развитой инфраструктуры обслуживания, малого пробега до подзарядки и пока еще достаточно высокой стоимости электромобилей, на ведущие позиции в развитии мирового автомобилестроения вышли автомобили с ГСУ, главной особенностью которых является наличие двух источников механической энергии: двига-

теля внутреннего сгорания (ДВС) и электрического привода с накопителем электроэнергии (аккумуляторные батареи и суперконденсаторы).

Практика эксплуатации гибридных автомобилей подтвердила, что ГСУ позволяют экономить до 20–30 % топлива и соответственно уменьшить количество вредных выбросов.

Высокую эффективность автомобилей с ГСУ обеспечивают следующие факторы: снижение требуемой мощности ДВС до 50 % с возможностью использования наиболее экономичного режима его работы, в том числе режим «старт-стоп», и реализация эффекта рекуперации энергии торможения. Очевидно, что наибольший эффект ГСУ дают на автомобилях, работающих с переменным циклом движения каким является городской цикл движения.

По этой причине наибольшего развития ГСУ получили на городском транспорте: легковых автомобилях и автобусах.

В последнее время ГСУ получили новое развитие: появились автомобили с накопителями электроэнергии, подзаряжаемыми от стационарных источников электроэнергии и с подзарядкой от компактных ДВС-генераторных установок на борту автомобиля. В качестве примера можно привести установку “Range Extender AVL” (Австрия), массой 65 кг, мощностью 18 кВт (рис. 5).



Рис. 5. Установка “Range Extender AVL” Австрия

Легковые автомобили с ГСУ. В конце 1997 г. японская компания Тойота первой в мире начала массовое производство гибридных легковых автомобилей модели «Тойота Приус», выпуск которых к концу 2014 г. достиг 8 000 000. На сегодняшний день практически все ведущие автомобильные компании выпускают автомобили, именуемые «гибридами».

За прошедшие полтора десятилетия именно на легковых автомобилях отработаны теория и техника, получен колоссальный практический опыт производства и эксплуатации ГСУ, что является фундаментальной научно-технической базой для их распространения на другие типы автомобилей: на повестке дня городской транспорт и тяжелая мобильная техника.

Автобусы с ГСУ. Основным объектом применения ГСУ на тяжелых машинах долгое время считался рейсовый автобус, эксплуатируемый в режимах движения современного города, для которых характерны невысокие скорости, большое число остановок и троганий, на которых хорошо проявляется эффект регенеративного торможения, а доля накопленной энергии за счет торможения становится существенной.

Компания «Дженерал Моторс» (Аллисон) в 1989 г. приступила к разработке, а в 2003 г. начала производство ГСУ для городских автобусов и к настоящему времени выпустила их более 5000 штук.

На сегодняшний день крупнейшими рынками сбыта автобусов с ГСУ являются США и Канада. Основные поставщики - компании «Дженерал Моторс» (Аллисон), Итон, ИСЕ (ISE), БАЕ (США), Сименс, Мерседес, Фойт, Цанрадфабрик (Германия), Вольво (Канада).

По данным СМИ, названные выше компании выпустили к 2011 г. около 10 000 различных типов автобусов с ГСУ, а с 2012 г. начало быстро расти число заказов от транспортных компаний крупных городов, в том числе и в Европе.

Средние и тяжёлые грузовые автомобили с ГСУ. Как показала практика, применение ГСУ на грузовых автомобилях с точки зрения экономии топлива и снижения вредных выбросов не менее эффективно, чем на легковых. В 2013 г. компания «Аллисон» *первой в мире* объявила о создании ГСУ для средних и тяжелых грузовых автомобилей различного назначения. По приведенной информации, новая ГСУ дает экономию топлива до 25 % в зависимости от условий эксплуатации и особенностей ездового цикла. В это же время немецкая компания «Цанрадфабрик» разработала новое семейство трансмиссий TraXon для средних и тяжелых грузовых автомобилей, которое включает и гибридную модификацию.

Ожидаемая экономия топлива от использования ГСУ компании «Дженерал Моторс» на грузовом автомобиле составляет 25 % по сравнению с дизельными версиями и до 40 % по сравнению с бензиновыми.

Сегодня можно констатировать, что, опираясь на опыт массового производства и эксплуатации гибридных легковых автомобилей, США уже вступили в фазу активного применения ГСУ на средних и тяжелых грузовых автомобилях. Вариант грузового автомобиля с ГСУ приведён на рис. 6.

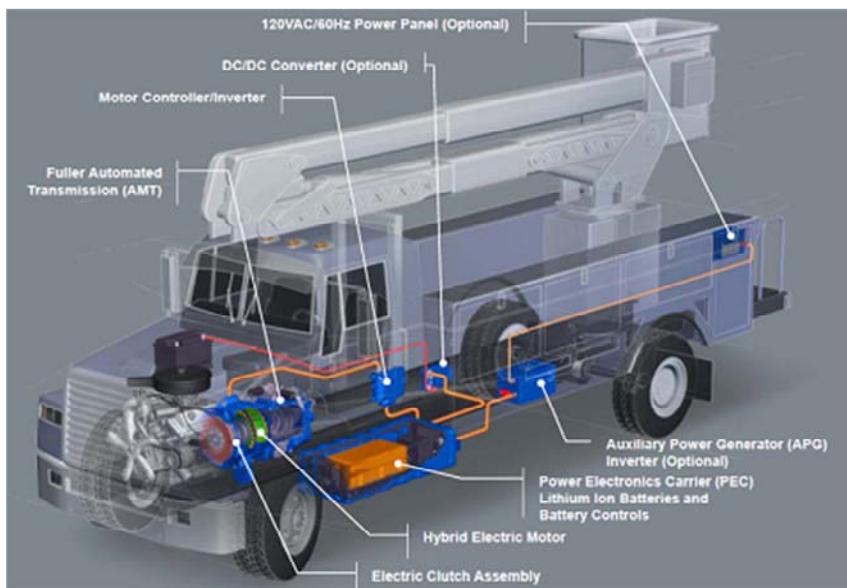


Рис. 6. Тяжёлый грузовой автомобиль с гибридной силовой установкой компании ИТОН (США)

Применение ГСУ на объектах военной техники. Особый интерес к применению ГСУ на грузовых автомобилях проявляет руководство армий ведущих стран мира, поскольку 3 /4 главных потребителей жидкого топлива на театрах военных действий составляют грузовые автомобили. По тем же данным, топливо занимает до 70 % объема прифронтовых грузовых перевозок, а стоимость одного галлона, доставленного в этот район, возрастает почти на два порядка и достигает 400 долл.

Это объясняет высокую эффективность применения ГСУ на армейских автомобилях и спецтехнике в части сокращения расходов на топливо, повышения мобильности, скрытности и боеготовности армии.

На рис. 7 показана компоновка боевой машины Великобритании с ГСУ.

О перспективах развития и применения электрических приводов и гибридных силовых установок в Беларуси. Тяговый электропривод хорошо известен в Республике Беларусь. Он широко применяется на автомобилях БелАЗ, троллейбусах и трамваях Белкоммунмаш.

В настоящее время в Республике Беларусь прикладные исследования и разработки ЭП и ГСУ находятся в стадии поиска: рассматриваются принципы и схемы построения тяговых электроприводов, создаются опытные образцы отдельных компонентов, прорабатываются конструктивные реше-

ния по оформлению системы привода в целом, и уже все белорусские предприятия пришли к необходимости применения тяговых электроприводов.



Рис. 7. Компоновка боевой машины с ГСУ (Великобритания)

Минский тракторный завод создал экспериментальные образцы колесных тракторов с электроприводом, которые были награждены медалью на международной выставке в Ганновере в 2009г., ведутся работы по созданию гусеничного трактора с ГСУ (рис. 8).

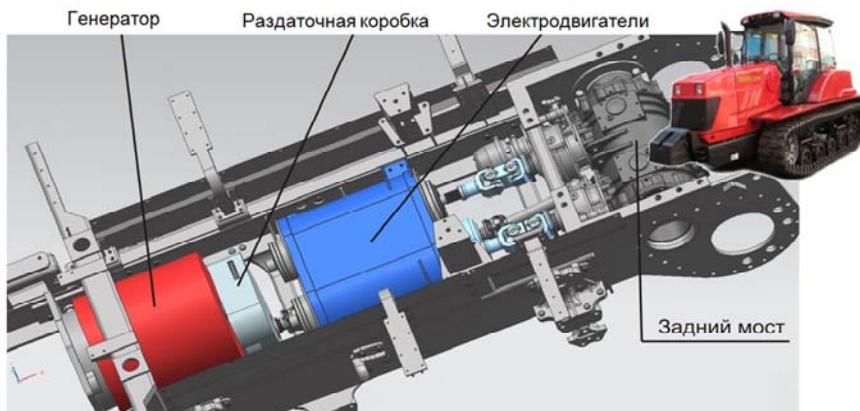


Рис. 8. Электропривод гусеничного трактора МТЗ

ОАО «Белкоммунмаш» и ОАО «Этон» работают над созданием троллейбусов с ГСУ, обеспечивающими автономное движение на участках без контактной сети (рис. 9).

ОАО «МАЗ» работает над проектами гибридного автобуса и электробуса (рис. 10)

Специалистами «ОИМ НАН Беларуси» разработаны системы управления верхнего уровня гусеничного трактора «Беларусь» с электроприводом,

проведены исследования по разработке ГСУ на базе электротрансмиссии карьерного самосвала грузоподъемностью 130 тонн.



Рис. 9. Прототип гибридного автобуса ОАО «Белкоммунмаш»



Рис. 10. Гибридная силовая установка городского автобуса

В Республике начала развиваться индустрия производства компонентов для ЭП и ГСУ, появились предприятия с негосударственной формой собственности, освоившие производство современных электрических машин и их систем управления (ОАО «Рухсервомотор», ОДО «Стрим», ОАО «Этон» и другие), поставляющие свою продукцию на предприятия отрасли.

Таким образом, наша промышленность вплотную подошла к созданию собственных гибридных автомобилей и тракторов в русле самых передовых тенденций мирового технического прогресса.

Имеющийся потенциал в области создания ЭП и ГСУ в Республике Беларусь приведен на рис. 11.

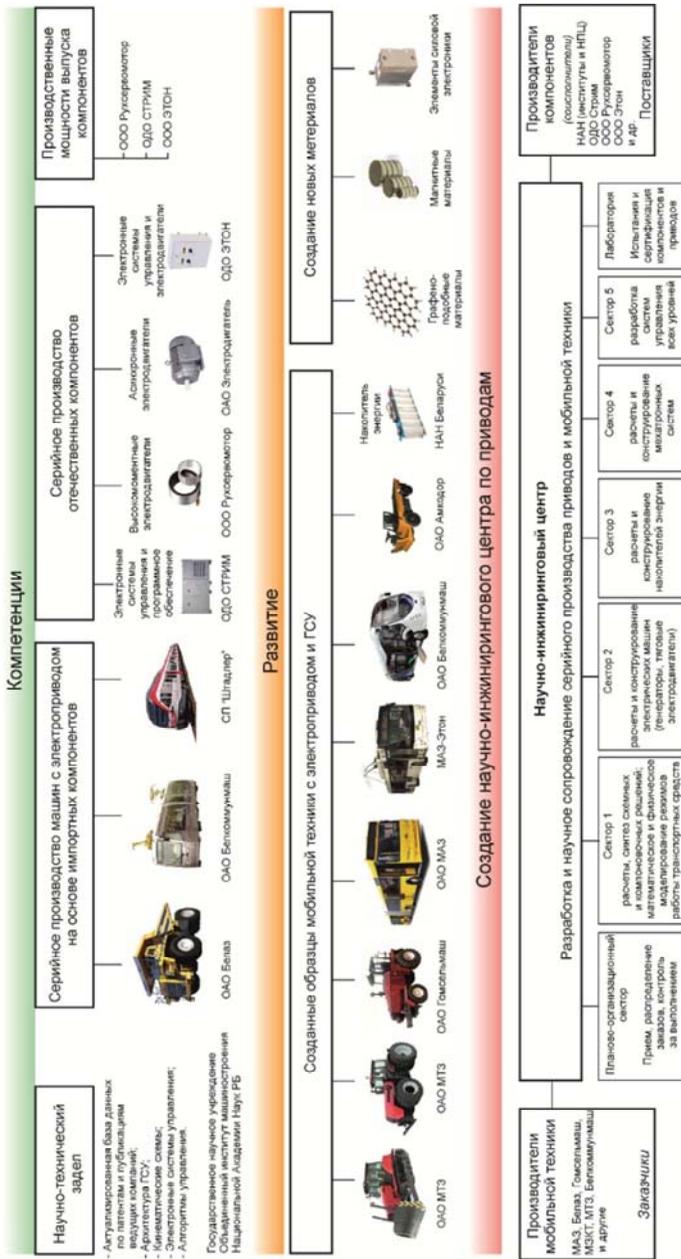


Рис. 11. Пути перехода к серийному производству мобильной техники на основе гибридных и электрических приводов в Республике Беларусь

Инициативы и проекты ОИМ в области создания ЭП и ГСУ для транспорта. В соответствии с поручением Совета Министров от 20.05.2013 № 07/540"200 нашим Институтом разработана «Программа координации работ в области в гибридных технологий». Она содержит комплекс мер, направленных на координацию работ по созданию и развитию научной, технической и технологической базы в области гибридной техники и технологий в Республике Беларусь, на объединение усилий организаций и предприятий разной формы собственности в интересах ускоренного формирования индустрии новых наукоемких импортозамещающих компонентов.

Сделаны первые шаги по реализации Программы:

- утверждена головная организация по проблемам гибридных технологий в Республике Беларусь в лице ГНУ «ОИМ НАН Беларуси»;

- определен состав участников Программы, обладающий научно-технологическими и производственными заделами по данной тематике;

- заключены «Соглашения о сотрудничестве» между Головной организацией и участниками Программы о взаимодействии в проработке и реализации проектов по применению электромеханических и гибридных приводов и их компонентов отечественного производства;

- сформирован и утвержден совместным решением Минпрома и Президиума НАН Беларуси состав научного технического совета (НТС) Программы;

- определены темы первоочередных проектов (работы по ГСУ МАЗ и ЭП БелАЗ);

- оформлено задание в ГНТП «Машиностроение» по теме «Разработать семейство накопителей и освоить их производство». Ответственный исполнитель – ГО «НПЦ НАН Беларуси по материаловедению» и «ОИМ НАН Беларуси».

В настоящее время ОИМ НАН Беларуси совместно с Министерством промышленности разрабатывает комплексную «Программу развития технологий проектирования и создания мобильных машин с электрическими и гибридными силовыми установками в Республике Беларусь на 2016–2020 годы», которая позволит реализовать имеющийся в Республике научно-технический, технологический и производственный потенциал с целью создания современных конкурентоспособных, экспорто ориентированных производств в области авто- тракторо- сельхозмашиностроения.

С этой целью на базе ОИМ НАН Беларуси создается научно-технический центр, призванный объединить специалистов Республики необходимых компетенций для решения самых сложных научно-инженерных задач в деле создания современных трансмиссий и приводов. Структура НТЦ приведена на рис. 11.

АВТОБУСЫ И ТРОЛЛЕЙБУСЫ МАЗ

Сырокваш Ю.Д.

ОАО «МАЗ»

В настоящее время на автобусном заводе ОАО «МАЗ» производится 12 базовых моделей автобусов и троллейбусов в более 80 модификациях, при этом комплектация автобусов и троллейбусов выполняется с учетом индивидуальных требований заказчика. Выпускаемый модельный ряд охватывает диапазон городских, пригородных, междугородних и специальных автобусов и троллейбусов длиной от 8 до 18,75 м.

Общими особенностями для всех выпускаемых моделей автобусов являются:

- обеспечение выполнения требований экологических стандартов Евро-5, Евро-ЕЕV;
- современные дизайнерские решения внешнего вида;
- комфортабельные пассажирские салоны в различных комплектациях сидений, отделки, дополнительного оборудования, включая кондиционер, туалет, кухню, холодильник, печь СВЧ и др. (для туристских автобусов);
- эргономичные и удобные рабочие места водителей, с электронными щитками приборов и панелями управления;
- широкая унификация по узлам и деталям, обеспечивающая снижение издержек в производстве и эксплуатации;
- большой выбор вариантов исполнения по применяемым двигателям, коробкам передач, дополнительным опциям – электронные табло и маршрутоуказатели, системы навигации, системы контроля расхода топлива, контроля давления в шинах, системы EBS, ELC, ESP, варианты планировки и оснащения салона;
- соответствие требованиям национальных и международных стандартов и техническому уровню европейских аналогов.

Всю гамму производимой продукции по пассажирской технике можно разделить по следующим группам:

Модели МАЗ 103, МАЗ 107 (семейство автобусов первого поколения) являются одними из популярных машин производства МАЗ благодаря простоте конструкции, высокой надежности и конкурентной цене. Автобусы постоянно модернизируются в части расширения дополнительных опций для повышения потребительских свойств. Так для обслуживания зимней олимпиады в г.Сочи была выпущена новая модификация МАЗ 103 в исполнении с кондиционером воздуха в салоне мощностью до 30 кВт. В 2015г. разработана и поставлена на производство модификация с двигателем работающем на КПП.

Семейство автобусов МАЗ второго поколения включает:

- автобус малого класса МАЗ 241 (6,7 м, 35 пассажиров) и его модификацию – школьный автобус,
- городской низкопольный автобус средней вместимости (8,8 м, 72 пассажира) МАЗ 206 и его пригородная модификация МАЗ 226,
- городской супернизкопольный автобус большой вместимости (12 м, 105 пассажиров) МАЗ 203 и его пригородная модификация МАЗ 2031,
- городской супернизкопольный сочленённый автобус особо большой вместимости МАЗ 215 (18.75 м, 177 пассажиров),
- автобус туристский класса **** МАЗ 251 (12 м, 44-49 мест),
- автобус междугородный класса *** МАЗ 231 (12 м, 49-51 место),
- машинокомплект троллейбуса МАЗ 203Т (на базе автобуса МАЗ 203),
- машинокомплект троллейбуса МАЗ 215Т (на базе автобуса МАЗ 215).

Автобус малого класса МАЗ 241 предназначен для пригородных и междугородних перевозок, а также для корпоративных и туристических поездок. При длине 6,8 метра в салоне располагается 22 комфортабельных сиденья.

Автобус имеет современный внешний вид и привлекательный и удобный интерьер. Вследствие небольших габаритов обладает высокими показателями маневренности, устойчивости и управляемости, экономичности. Имеет заложенные в базовой модели резервы дальнейшего развития модификаций с увеличенной длиной и пассажироместимостью.

На базе автобуса МАЗ 241 создан школьный автобус, соответствующий требованиям СТБ 2025.

Городской автобус среднего класса МАЗ 206, пригородный автобус среднего класса МАЗ 226. Городской низкопольный автобус нового поколения средней пассажироместимости МАЗ 206, расширяя модельный ряд автобусов, был разработан в целях повышения конкурентоспособности продукции МАЗ, продвижения на новые сегменты рынка. Меньшая длина автобуса и малая база делает автобус более маневренным, дает возможность эксплуатировать его на узких улицах в зонах старой застройки, в исторических центрах городов. Основываясь на дизайне автобуса МАЗ 203, на автобусах МАЗ 206 широко используется унификация по элементам кузова, дверей, остекления, панелям наружной облицовки, что позволяет снизить себестоимость модели. Возможность установки силовых агрегатов соответствующих экологическим нормам Евро-5 и Евро-ЕЕV позволило проводить сертификацию и продажу автобуса не только в СНГ, но и в странах ЕС.

Основными преимуществами автобуса МАЗ 206 является обеспечение оптимальной пассажироместимости для обслуживания малозагруженных маршрутов в больших городах, и, высокая экономическая эффективность

при использовании в городах с населением менее 300 000 человек, за счет большей маневренности при значительно большем уровне комфорта по сравнению с традиционно используемой техникой.

Пригородный автобус МАЗ 226 отличается планировкой салона и увеличенным числом мест для сидения, что соответствует специфике эксплуатации.

Городской супернизкопольный автобус большого класса МАЗ 203, пригородный низкопольный автобус МАЗ 2031. Автобус МАЗ 203 (МАЗ 2031)- это дальнейшее развитие модельного ряда низкопольных автобусов Минского автомобильного завода, отлично зарекомендовавших себя как в отечественных условиях эксплуатации, так и за рубежом.

Автобус отличает современный дизайн, как внешнего оформления, так и интерьера. В конструкцию были заложены современные решения по тормозной системе, по рулевому управлению, при этом были выполнены современные требования по сертификации, улучшены эксплуатационные характеристики автобуса. Наличие дисковых тормозов, рулевого управления интегрального типа, автоматических коробок передач сделали автобус более маневренным и повысили активную безопасность в сочетании с установкой силовых агрегатов, соответствующих экологическим требованиям Евро-5, Евро-ЕЕV.

Автобус МАЗ 203 унаследовал все лучшие качества низкопольных автобусов предыдущего поколения, имеет и ряд существенных отличий, ставящих его на принципиально новый технический уровень:

- Полностью низкопольная конструкция в сочетании с системой кнлинга обеспечивает максимальное удобство входа и выхода из салона, что особенно важно для людей с пониженной мобильностью;
- Применение на всех колесах дисковых тормозов существенно увеличивает эффективность торможения, а также повышает ресурс тормозной системы;
- Применение автоматической коробки передач позволяет оптимизировать режимы движения, как в городском цикле, так и при поездках на дальние расстояния;
- Впервые в практике отечественного автобусостроения для комфортабельной температуры в салоне по требованию потребителя может устанавливаться кондиционер.

Городской сочленённый автобус особо большого класса МАЗ 215. МАЗ 215-супернизкопольный автобус сочленённого типа особо большого класса предназначается для использования на городских маршрутах в крупных городах с интенсивным пассажиропотоком. Следует отметить, что эта модель - принципиально новый автобус для крупных городов. Высота пола над уровнем земли составляет не более 340 мм. Основным отличием автобуса второго поколения МАЗ 205 от автобуса первого поколения МАЗ 105 является полностью низкопольная конструкция, что обеспе-

чивает удобную посадку и высадку пассажиров и позволяет значительно сократить время движения автобуса по маршруту.

Автобус туристский большого класса МАЗ 251. Для обеспечения развития междугородных перевозок и туризма освоено производство автобуса МАЗ 251, соответствующего по классификации Европейской ассоциации перевозчиков первому классу (4 звезды). Туристский автобус МАЗ 251 является флагманом модельного ряда Минского автомобильного завода. Автобус отличается современным дизайном, сформированным пластиковой облицовкой всего кузова, панорамным лобовым стеклом, гнутыми стеклопакетами боковых окон, современной светотехникой

В конструкции автобуса заложены такие технические решения, обеспечивающие высокий комфорт, независимая передняя подвеска, обеспечивающая высокие параметры плавности хода, управляемости и маневренности, гипоидный ведущий мост, дисковые тормоза на всех колесах, кондиционер, установка туалета, мини-кухни, холодильника, багажное отделение на 7,3 м³. Мощный двигатель обеспечивает высокую динамику движения. Применение на нем силового агрегата, соответствующего уровню Евро-5, позволяет беспрепятственно осуществлять поездки в страны ЕС без ограничений.

Автобус большого класса для междугородних перевозок МАЗ 231. Автобус МАЗ 231 является автобусом II-го класса, предназначенным для пригородных и междугородних перевозок. При длине 12 метров в автобусе для пригородных перевозок размещается до 80 пассажиров.

Автобус соответствует экологическим требованиям Евро 5, может быть оборудован автоматической коробкой переключения передач, аудио-, видеосистемой, кондиционером.

Дизайн автобуса МАЗ 231 выполнен на европейском уровне. Специально для этого автобуса спроектировано новое эргономичное рабочее место водителя, способное составить конкуренцию лучшим европейским аналогам.

Троллейбусы МАЗ 103Т, МАЗ 203Т, МАЗ 215Т и машинокомплекты троллейбусов. Одним из новых важных направлений в работах МАЗ является разработка и производство троллейбусов на базе выпускаемых автобусов и машинокомплектов троллейбусов для дальнейшей сборки на специализированных предприятиях.

Это позволяет любому городскому транспортному предприятию иметь единую базу подвижного состава по обслуживанию, ремонту, запасным частям, подготовке технического персонала и, соответственно повысить свою эффективность за счет снижения издержек.

Машинокомплекты выпускаются в различных исполнениях по комплектации (аналогично автобусам), и самое главное, под установку разных

типов силового привода – от постоянного тока с тиристорно-импульсным управлением до асинхронного на IGBT транзисторах, что позволяет каждому потребителю в зависимости от конкретных условий получить максимальную экономию электроэнергии.

Машинокомплекты троллейбусов, созданные на базе автобусов МАЗ 203Т и МАЗ 215Т, поставляются не только на предприятия Республики Беларусь но и на экспорт.

Второе поколение автобусов в соответствии с современными требованиями и перспективами тенденциями насыщено электроникой. Это электронные щитки приборов, системы управления двигателем и автоматической коробкой передач, антиблокировочные и противобуксовочные системы, электронные системы управления подвеской и курсовой устойчивостью, системы контроля расхода топлива, навигации, оплаты и учета пассажиров, информационные системы, управление микроклиматом и др. Схема электрооборудования обеспечивает взаимосвязь электронных устройств по CAN протоколу, с гораздо меньшим использованием обычной электропроводки, что снижает стоимость, обеспечивает высокую надежность и помехозащищенность, позволяет проводить быстро и точную диагностику систем с помощью компьютера.

Для создания и производства электронных устройств задействован ряд ведущих предприятий Республики Беларусь- ОАО «Экран», ОАО «Агат - Электротехнический Завод», ОАО «Завод Электроника», Витебский завод электроприборов и др.

В конструкции автобусов широко использованы пластики, полимерные материалы для отделки интерьера и утепления, шумоизоляционные материалы на основе базальтового волокна, полиуретановые краски, производство которых в значительной степени освоено в Республике Беларусь в рамках программ по импортозамещению.

В настоящее время ведутся работы по расширению модельного ряда в соответствии с бизнес-планом развития завода. Планируется завершение работ по базовой модели междугородного автобуса класса 9,5 м с числом мест 31-35 МАЗ 232 и его пригородной модификации, автобусу МАЗ 203 с двигателем соответствующим нормам Евро 6, начнутся работы по школьному автобусу МАЗ 257, машинокомплекту для электробуса на базе кузова и агрегатов МАЗ 203.

Создаваемая при этом гамма автобусных кузовов, узлов и систем, адаптация различных силовых агрегатов позволили быстро и с небольшими затратами создавать оригинальные модификации и исполнения автобусов, соответствующие ожиданиям потребителя и изменяющимся требованиям рынка.

Важным направлением по повышению конкурентоспособности пассажирской техники является разработка и освоение производства различных систем, агрегатов, узлов и деталей автобусов, соответствующих современным тенденциям. Так, например, ведутся работы по внедрению многоуровневой мультиплексной системы управления транспортным средством с высокой степенью электронной интеграции в системы, комплектующие и исполнительные механизмы. Уже внедренные на автобусах МАЗ 231, МАЗ 205 и МАЗ 215 такие системы позволяют получать по сравнению с традиционными решениями ряд преимуществ, таких как:

- снижение производственных затрат;
- оптимизация весовых и объемных параметров;
- снижение номенклатуры деталей;
- повышение надежности;
- улучшение доступа для обслуживания и ремонта автобуса.

Для улучшения внешнего вида, интерьера автобусов ведутся и планируются работы по переводу изготовления деталей из стеклопластика на детали из ABS-пластика методом вакуумформовки. Помимо преимуществ в себестоимости и дизайне данная технология позволяет использовать рециклинг отходов производства и утилизированных деталей.

Еще одним важным направлением является установка двигателей и их систем, соответствующих постоянно ужесточающимся нормативным требованиям по экологии. Данные работы ведутся постоянно и в соответствии со сроками вступления в действие требований на рынках сбыта различных стран.

Следуя тенденциям развития спроса и с целью увеличения объемов продаж ведутся работы по созданию ряда моделей автотехники, работающей на газовом топливе. В 3 квартале 2013 года был изготовлен первый образец автобуса МАЗ 203965. При его производстве были использованы самые современные решения и комплектующие:

- Двигатель Daimler OM V 906 LAG соответствующий экологическому классу Евро-5;
- Композитные баллоны четвертого поколения фирмы «Ругаско» (Россия);
- Соединительная арматура фирмы «SwageLok» (США);
- Газопроводы из нержавеющей стальной трубки фирмы «Sandvik» (Швеция);
- Клапана фирмы «EMER» (Германия);
- Заправочные вентили фирмы «WEN» (Германия).

Автобус прошел эксплуатационные испытания в нескольких городах РФ, в том числе в зимний период. Испытания показали, что затраты на топливо в городском режиме составили 477 российских рублей на 100 км.

Для сравнения – затраты на дизельное топливо (при стоимости 1 л – 30 рос. рублей) составили бы 1583 рос. рубля на 100 км.

В настоящее время производство газовых автобусов освоено и осуществляются поставки в различные регионы РФ и РБ.

При создании второго поколения автобусов применялись современные методы разработки конструкторской и технологической документации с использованием программных продуктов трехмерного проектирования Unigraphics для компоновки автобусов и сложных деталей из пластика, отливок и поковок. На стадии разработки проверялась собираемость деталей, кинематика механизмов, на основе трехмерных моделей проводились прочностные расчеты кузова методом конечных элементов.

Необходимо отметить, что высокие потребительские свойства автобусов получены в результате совместных работ ОАО «МАЗ» и ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси» в рамках Государственных научно-технической программ «Машиностроение».

Действующие мощности по производству автобусов МАЗ способны не только в полном объеме удовлетворить потребности транспортного комплекса Республики Беларусь в качественной пассажирской технике различного класса и назначения, но и обеспечить значительный экспортный потенциал данной продукции.

УДК 629.113.066

АВТОМОБИЛЬ ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА. СОСТОЯНИЕ, ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Мальцев Н.Г.

Совместное белорусско-российское предприятие “Технотон”
г. Минск

В число первоочередных требований, предъявляемых сегодня ко всем видам транспортных средств и в первую очередь автомобилям входят:

- повышение активной и пассивной безопасности;
- обеспечение экологических показателей;
- повышение потребительских качеств (снижение эксплуатационных расходов, повышение плавности хода, комфорта и т.д.).

Часть этих требований уже нашла отражение в принятых международных стандартах (Правилах ЕЭК ООН, Директивах стран ЕС и т.д.). Другая их часть еще находится в стадии подготовки. К уже принятым относятся, в частности, требования по ограничению токсичности и дымности отработавших газов (Правила № 24 и № 49 ЕЭК ООН или так называемые экологические нормы EURO-5, EURO-6), уровню внешнего и внутреннего шума

(Правила № 51 ЕЭК ООН), обязательному применению систем ABS, предотвращения опрокидывания (ISP), опережающего экстренного торможения (Правила № 13 ЕЭК ООН), устройств ограничения максимальной скорости движения (Правила № 89 ЕЭК ООН и Директива 91/24 ЕЭС) и т.д. Другие требования, например, перспективные нормы EURO-7 по токсичности и дымности вводятся в действие в текущем году. Третьи - например, требования к системам экстренного реагирования при авариях (eCall, ЭРА-ГЛОНАСС) находятся в завершающей стадии разработки и будут внедряться в ближайшее время.

Если рассмотреть современный автомобиль в структуре системы обеспечения безопасности "водитель-автомобиль-дорога, окружающая среда" (рис. 1), то можно сделать следующие выводы. Нижний контур 1 и контур 2 системы (звенья 1, 2, 3 и 4) были практически определены на заре автомобилестроения. Уже на первых автомобилях для обеспечения безопасности дорожного движения должны были устанавливаться устройства, которые можно отнести к бортовой системе пассивного контроля и сигнализации (указатели уровня топлива, звуковые сигналы, контрольные лампы, спидометры и т.п.). Все возрастающие требования стандартов и потребителей привели к совершенствованию не только механической части автомобиля, но и средств обеспечения его активной и пассивной безопасности.

В бортовой системе контроля и сигнализации современных автомобилей появились тахометры, электронные щитки приборов, различные противоугонные системы и сигнализаторы, а в структуре системы "водитель-автомобиль-дорога, окружающая среда" - новое звено 5 (Контур 3) в виде бортовых электронных систем управления узлами и агрегатами (ABS и EBS тормозов, системы EDC управления двигателем, ECAS управления подвеской и пр.).

Дальнейшее развитие связано с внедрением цифровых тахографов (DTCO), различных систем и устройств активного контроля и диагностики выполняющих функции автоматического ограничения максимальной скорости, определения дистанции, контроля полосы движения и, наконец, адаптивного "круиз-контроля" (ACC). И если еще 15-16 лет назад звено 6 объединяющее все вышеуказанные системы в единую сеть (Контур 4) с бортовой системой контроля и диагностики и системой контроля уровня бодрствования водителя [1] воспринималось как нечто экзотическое, то сегодня это становится нормой. Как и появление усовершенствованных покрытий дорог со специальной разметкой и ограждениями.

Однако, вряд ли можно рассчитывать на адекватный эффект в части обеспечения безопасности за счет совершенства автомобиля и дорог, если не учесть, например, такое звено, как водитель и аспект возможного противоположного воздействия комфортных условий движения на его орга-

низм, которые, как правило, способствуют расслаблению, притуплению внимания, эйфорической дремоте (сонливости), т.е. незаметному переходу водителя из состояния высокой активности к состоянию психофизиологической релаксации, трактуемой обычно как потеря бдительности. Прежде всего, это относится к водителям магистральных автомобилей-автопоездов и автобусов дальнего следования, которые, в силу достигнутого уровня совершенства конструкции автотранспортных средств в плане их эргономичности и комфортности, а также специфики своей трудовой деятельности (длительного нахождения за рулем) наиболее предрасположены к притуплению и уменьшению концентрации внимания со всеми вытекающими последствиями.

Как показывает практика, в отличие от других сфер человеческой деятельности, за ошибки в управлении при потере бдительности в системе "водитель-автомобиль-дорога" в доли секунды дорога взимает суровую плату - жизнь или увечье водителя и находящихся рядом людей, ставших участниками ДТП. В лучшем случае - это экологический ущерб и значительные материальные потери, связанные с ДТП. И при любом исходе - уголовная ответственность для оставшегося в живых водителя.

Таким образом, человек-водитель остается важнейшим звеном в системе "водитель-автомобиль-дорога, окружающая среда" с точки зрения обеспечения безопасности дорожного движения.

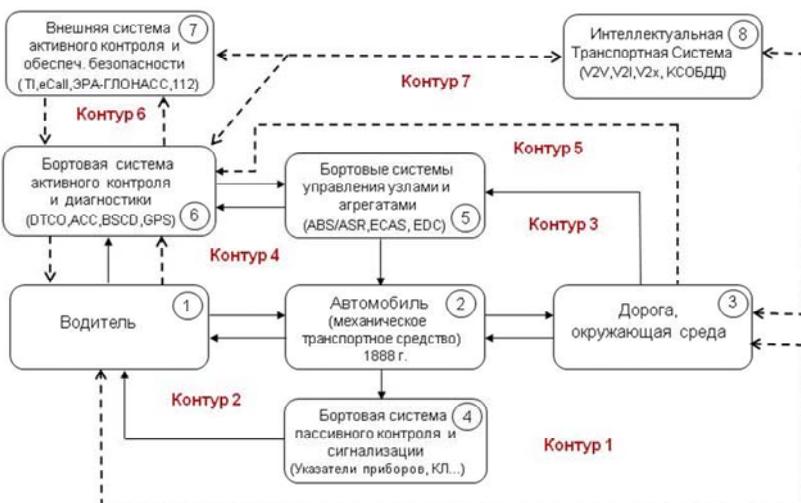


Рис. 1. Система "водитель-автомобиль-дорога-окружающая среда"

С другой стороны, очевидно, что система традиционного периодического контроля технического состояния автомобиля или ежегодные техосмотры, даже не смотря на все ужесточающие требования, также не могут обеспечить гарантию исправного его технического состояния в процессе эксплуатации (по крайней мере, в период между техосмотрами).

Дальнейшее развитие конструкции автомобиля и системы "водитель-автомобиль-дорога, окружающая среда" связано с проблемой создания "электронного паспорта" автомобиля на весь жизненный цикл (от разработки до утилизации) и внедрением так называемой Внешней системы активного контроля и обеспечения безопасности (Контур 6 и звено 7 на рис.1), а именно спутниково-навигационных систем телематического контроля (GPS-мониторинга) транспорта и экстренного реагирования при авариях – Европейской системы "eCall" и Российской "ЭРА-ГЛОНАСС".

И это не далекое будущее. Технические требования к последней оговорены ГОСТ Р 54620-2014 [2] и вводятся для обязательного применения с 2017 г. техническим регламентом Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» [3] практически для всех категорий автомобилей.

Следующий этап – внедрение в конструкцию автомобиля комплексных мехатронных систем с обменом цифровой информацией по международным стандартам SAE J 1939 [4], IEEE 1609 [5] и др., телематических устройств коммуникации между автомобилями Vehicle-to-Vehicle (V2V) и связи автомобиля с объектами инфраструктуры Vehicle-to-Roadside (V2R) или систем V2X, где под «X» понимаются транспортные средства и объекты инфраструктуры, например, активные дорожные знаки и т.п. [6].

Таким образом, в структуре системы "водитель-автомобиль-дорога, окружающая среда" появляется Контур 7 в виде замыкающего звена 8 Интеллектуальной Транспортной Системы (ИТС).

В настоящее время над созданием и совершенствованием автомобилей всех категорий (легковых, грузовых, автобусов) со встроенными в конструкцию телематическими устройствами и системами коммуникации V2V и V2X работают не только автопроизводители, но и различные организации, среди которых государственные транспортные учреждения, учебные заведения США и Европы, производители автокомпонентов (Wabco, Bosch, Continental, Siemens).

Более того, чтобы удержаться на мировом рынке, ряд компаний объединились в консорциумы с другими организациями и учебными заведениями, создавая в них необходимую техническую базу для проведения целевых исследований.

Таким образом становится очевидным, что внедрение бортовой электроники, комплексных мехатронных систем и телематических комплек-

сов в ближайшие годы будет одним из главных факторов, определяющих технический уровень, конкурентоспособность и научно-технический прогресс в области автостроения.

Надо сказать, что на кафедре “Автомобили” началась подготовка специалистов по направлению “Автомобилестроение (электроника)”.

Но позволяет ли сегодня имеющаяся учебно-техническая база кафедры “Автомобили” и других факультетов БНТУ готовить высококвалифицированных специалистов для решения подобных задач?

Готовы ли будут в ближайшем будущем инженеры-конструкторы автомобилей и выпускники ВУЗов РБ эффективно решать выдвинутые временем комплексные технические задачи, чтобы на равных участвовать в конкурентной борьбе на мировом рынке автопроизводителей и транспортных услуг?

Возможно ли это без объединения усилий автозаводов, Министерства промышленности, производителей автокомпонентов и ВУЗов, совместного создания хотя бы двух - трех ходовых лабораторий на базе современных автомобилей и автобусов уровня Евро-5, Евро-6, учебно-исследовательских стендов и другой необходимой технической базы в ВУЗах для проведения учебно-исследовательской работы студентов на современном уровне, подготовки и переподготовки инженерных кадров для предприятий Министерств промышленности, транспорта, связи и коммуникаций Республики Беларусь?

Литература и источники информации

1. А.П. Ракомсин, В.В. Корсаков, Н.Г. Мальцев. Электронные системы МАЗ нового поколения, - М.: “Грузовик &”, 1999, № 5, стр. 38-41.
2. ГОСТ Р 54620-2014 – Глобальная навигационная спутниковая система. СИСТЕМА ЭКСТРЕННОГО РЕАГИРОВАНИЯ ПРИ АВАРИЯХ. Автомобильная система вызова экстренных оперативных служб. Общие технические требования.
3. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» (ТР ТС 018/2011, Прил.6 от 30.01.2014 г.)
4. SAE J 1939 - Recommended Practice for a Serial Control and Communications Vehicle Network.
5. 1609.0-2013 - IEEE Guide for Wireless Access in Vehicular Environments (WAVE) – Architecture/
6. <http://www.extremetech.com/extreme/176093-v2y>

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ РЫНКА

П.Э. Шабанов
ОАО МАЗ

2013-2015 годы в автомобильной промышленности характеризуются существенным спадом на рынке потребления автотехники, и соответственно постоянным снижением объема выпуска грузовых автомобилей в сегменте полной массы от 10 тонн и выше.

Существенные потери объемов выпуска имеют и основные производители Евразийского союза (ПАО КАМАЗ и ОАО МАЗ). В данной ситуации особенно важно осуществить маркетинговый анализ и сделать прогноз на среднесрочную и дальнюю перспективу развития основного рынка продаж (РФ). Также безусловно рассматривается возможность диверсификации имеющейся продуктовой линейки с целью переориентации на другие рынки, показывающие перспективные тенденции к росту.

В настоящее время на ОАО «МАЗ» производятся автомобили семейства МАЗ-6422 экологического класса Евро-2, -3 и -4:

- седельные тягачи типа МАЗ-5432ХХ (4х2) и МАЗ-6422ХХ (6х4) с грузоподъемностью (г/п) от 8800 кг до 22900 кг;
- бортовые автомобили типа МАЗ-5336ХХ (4х2) и МАЗ-6303ХХ (6х4) с г/п от 8200 кг до 12300 кг;
- специальные шасси под установку различного оборудования типа МАЗ-5337ХХ, МАЗ-5336ХХ(4х2), МАЗ-6303ХХ (6х4) с г/п от 12000 кг до 18200 кг;
- автомобили-самосвалы типа МАЗ-5551ХХ (4х2) и МАЗ-5516ХХ (6х4) с г/п от 10200 кг до 20000 кг;
- полноприводные автомобили (колесной формулой 4х4 и 6х6) с двухскатной и односкатной ошиновкой:
- седельные тягачи типа МАЗ-5434ХХ, МАЗ-6425ХХ, и МАЗ-6417ХХ с г/п от 8150 кг до 22000 кг;
- бортовые автомобили типа МАЗ-5316ХХ и МАЗ-6317ХХ с г/п от 5000 кг до 11750 кг;
- специальные шасси под установку различного оборудования типа МАЗ-5316ХХ и МАЗ-6317ХХ г/п от 6300 кг до 17600 кг;
- автомобили-самосвалы типа МАЗ-6517ХХ с г/п до 19000 кг.

Одновременно выпускаются автомобили семейства МАЗ-6430 (экологический класс Евро-2, -3, -4, -5, кабина с рестайлингом и улучшенным интерьером, усиленная рама и подвеска):

- седельные тягачи типа МАЗ-5440ХХ (4х2) и МАЗ-6430 (6х4) с г/п от 10950 кг до 23000 кг;
 - бортовые автомобили типа МАЗ-5340ХХ (4х2), МАЗ-6312ХХ (6х4) и МАЗ-6310ХХ (6х2) с г/п от 10250 кг до 14750 кг;
 - автомобили-самосвалы типа МАЗ-5550ХХ (4х2), 6501ХХ (6х4), 6516ХХ (8х4) с г/п от 10000 кг до 26900 кг;
 - автомобильные шасси под установку различного технологического оборудования типа МАЗ-5340ХХ(4х2) , МАЗ-6312ХХ (6х4) , МАЗ-6310ХХ(6х2) , МАЗ-6516ХХ (8х4) с г/п от 10500 кг до 26900 кг.
- Также на ОАО «МАЗ» выпускаются автомобили среднетоннажного семейства МАЗ-4370/4380 (4х2):
- бортовые автомобили типа МАЗ-4370ХХ и МАЗ-4371ХХ с г/п от 4300 кг до 4850 кг,
 - автомобили-самосвалы типа МАЗ-4571ХХ, МАЗ-4570ХХ, г/п от 3850 кг до 4750 кг,
 - автомобильные шасси типа МАЗ-4371ХХ, МАЗ-4370ХХ, МАЗ-4380ХХ, МАЗ-4381ХХ г/п. от 5750 кг до 7600 кг.

ОАО МАЗ выделило несколько стратегических направлений по созданию автотехники:

1. Автомобили в сегменте полной массы 12 тонн.

Данное решение обусловлено имеющим место стремлением городских властей вместе с дорожными организациями либо ограничить въезд грузового транспорта в крупные города, либо ввести оплату за проезд по дорогам. Критерием «отсечки» автотранспорта по полной массе определили 12 тонн. Таким образом, потребитель желающий извлечь максимальную выгоду от перевозок, захочет иметь автотехнику с предельно допустимой массой. Соответственно МАЗ, выпускающий с конца 90-х годов автомобили типа МАЗ-4370 полной массой около 10 тонн вынужден переориентироваться на более тяжелые машины МАЗ-4380, ограничив максимальную массу 12-ю тоннами. Линейка будет включать в себя автомобили колесной формулой 4х2 и 4х4, в том числе спецшасси с двурядной кабиной.

2. Направление полноприводной автотехники.

Традиционное для МАЗ направление в производстве автомобилей с колесной формулой 4х4 и 6х6, полной массой от 18 до 30 тонн необходимо существенно модернизировать с приданием новых потребительских качеств.

Разрабатывается линейка полноприводных автомобилей с улучшенными технико-экономическими показателями за счет применения новых узлов агрегатов трансмиссии (раздаточная коробка, передний мост, задний и

средний мост), кабины повышенной комфортности, усиленной рамы, передней и задней подвесок:

- автомобиль-самосвал типа МАЗ-6502ХХ (6х6) в односкатной и двухскатной ошиновке, с различными типами самосвальной платформы (П - образная и U - образная) с подогревом и без;
- автомобиль-сортиментовоз типа МАЗ-6302ХХ (6х6) в односкатной и двухскатной ошиновке для перевозки сортамента длиной 6м;
- автомобильное шасси типа МАЗ-6318ХХ (6х6) с большой кабиной в односкатной и двухскатной ошиновке для установки различного технологического оборудования;
- седельный тягач типа МАЗ-6432ХХ (6х6) с большой кабиной в односкатной и двухскатной ошиновке;
- бортовой автомобиль типа МАЗ-6318ХХ(6х6) с различными вариантами платформ в односкатной и двухскатной ошиновке.

3. Сегмент автотехники с повышенными нагрузками на оси.

Данное направление является довольно актуальным для региона РФ, а также дальнего зарубежья, где существует добыча ископаемых открытым способом, и при этом целесообразно производить доставку руды сразу к обогащительным комбинатам. Также это могут быть различные спецшасси под установку оборудования.

Разрабатывается линейка автомобилей-самосвалов и шасси (6х4, 6х6, 8х6, 8х4) с увеличенными осевыми нагрузками (10 тонн на передние оси /мосты и 16-17тонн на задние мосты) и увеличенной грузоподъемностью от 27т до 36т.

4. Специальная, коммунальная, строительная техника, а также специальное шасси.

Данное направление необходимо развивать, имея в составе холдинга «БЕЛАВТОМАЗ» такие предприятия, как Завод Могилевтрансмаш и Гродненский механический завод. На этих заводах производятся крановые, мусоровозные надстройки и различные цистерны. Необходимо иметь максимально широкую линейку спецтехники на шасси МАЗ. Реализовывая готовое изделие, получаешь более высокую добавленную стоимость, чем от обычного шасси.

5. Новое семейство автомобилей МАЗ Евро-6.

Для рынка Евросоюза (ЕС) разрабатывается линейка грузовых автомобилей с модернизированной большой и полуторной кабинами повышенной комфортности, отвечающих требованиям по токсичности выхлопных газов Евро-6:

- седельный тягач МАЗ-5440М9 (4х2) с роботизированной трансмиссией, с электронной системой тормозов, системой курсовой устойчивости;

- автомобиль-самосвал МАЗ-6516М9 (8х4) с роботизированной трансмиссией;
- автомобильное шасси МАЗ-6312М7 (6х4);
- автомобильное шасси МАЗ-604М55 (6х2) с роботизированной трансмиссией;
- автомобильное шасси типа МАЗ-5340М4 (4х2) для установки различного технологического оборудования, с б

Доклады

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРОЛЛЕЙБУСА МАЗ 103Т ПУТЁМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТИРИСТОРНО-ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Галямов П.М.

Белорусский национальный технический университет

Ударная повторяющаяся нагрузка для прочности деталей является особенно опасной, и конструктор должен принимать все меры к ослаблению ее воздействия на механизм [1].

Введение. В настоящее время в Республике Беларусь эксплуатируется около двух тысяч троллейбусов, от чёткой и надёжной своевременной работы которых зависит своевременная доставка рабочих и служащих на городские предприятия. Кроме того, в нашей республике имеются два собственных производителя троллейбусов – ОАО «МАЗ» и ОАО «Белкоммунмаш», которые не только полностью покрывают потребности внутреннего рынка, но и экспортируют часть троллейбусов в Россию, Украину, Молдову, Румынию и Сербию, что является важным источником валютных средств для нашей республики.

Известно, что при эксплуатации троллейбусов пробег до выхода из строя из-за поломки основных деталей ведущего моста, прочность которых определяется максимальными нагрузками в трансмиссии (полуоси, сателлиты дифференциала, зубчатые колеса) почти в два раза ниже, чем у автобусов той же полной массы. Основная причина указанного явления заключается в том, что из-за наличия на всех современных троллейбусах системы электродинамического торможения тяговым электродвигателем путем перевода его в генераторный режим зубчатые колеса и шлицевые соединения в агрегатах трансмиссии троллейбусов изнашиваются не с одной, как в автобусах и грузовых автомобилях, а с двух сторон, вследствие чего при эксплуатации троллейбусов интенсивно растет окружной люфт в трансмиссии, значение которого по данным [2] может достигать 62 градусов в приведении к валу тягового электродвигателя. Наличие окружного люфта в трансмиссиях мобильных машин существенно увеличивает их динамическую нагруженность в переходных процессах. В качестве иллюстрации к сказанному в таблице 1 представлены результаты экспериментальных данных по величине максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях троллейбусов и автомобилей при наличии в них окружного люфта, заимствованные из литературных источников.

Таблица 1. Экспериментальные данные о динамических нагрузках трансмиссий троллейбусов и автомобилей в переходных процессах при наличии окружного люфта

Модель машины	Окружной люфт, градусы	Максимальный динамический момент, Н·м	Источник информации	Дополнительные сведения
т р о л л е й б у с ы				
МТБ–82Д	10	750	[3]	Включение первой ходовой позиции с заторможенными колёсами
МТБ–82Д	50	1550	[3]	
МТБ–82Д	75	1200–1600	[4]	
8ТР–8	0	800	[5]	Пуск с заторможенными колёсами
8ТР–8	20	1060	[5]	
а в т о м о б и л и				
ГАЗ–51	0	650–720	[6]	«Бросок» сцепления на IV передаче
ГАЗ–51	6,5–7,5	до 820	[6]	
ГАЗ–51	0	600–800	[6]	То же, но при выключенном заднем мосте
ГАЗ–51	6,5–7,5	1100–1200	[6]	
ЗИЛ–585	371	4600	[7]	Переключение со II на I передачу на подъеме 13°

Таким образом, экспериментально установлено, что окружной люфт в трансмиссиях мобильных машин является существенным фактором, увеличивающим их динамическую нагруженность. Пренебрежение им при моделировании переходных процессов может привести к значительной недооценке уровня максимальных динамических моментов в трансмиссиях троллейбусов при их разгоне.

Моделирование динамической нагруженности трансмиссии троллейбуса МАЗ 103Т с учетом окружного люфта. Трансмиссия троллейбуса по сравнению с автомобильной имеет ряд особенностей, наиболее существенными из которых являются меньшая крутильная податливость за счет отсутствия коробки передач, отсутствие демпфирующих элементов (демпфер сцепления или гидротрансформатор), а также элементов, способных своей пробуксовкой ограничить пиковый динамический момент (сцепление для механической или фрикционы для гидромеханической трансмиссии). Поэтому для исследования динамики троллейбуса предлагается использовать динамическую схему с сосредоточенными параметрами, построенную из типовых инерционных, упругих и диссипативных звеньев [8], и отличающуюся от известных наличием звена, представляющего окружной люфт. Указанная динамическая схема приведена на рис. 1.

На данной схеме представлены инерционные массы тягового электродвигателя, редуктора ведущего моста и маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе троллейбуса. К первой массе приложен кру-

тящий момент тягового электродвигателя, а к последней момент сопротивления качению колес троллейбуса. Типовые упругое и диссипативное звенья имитируют соответственно крутильную податливость полуосей и демпфирование в трансмиссии. Данная схема является регулярной, но она отличается от известных наличием звена, имитирующего окружной люфт в трансмиссии (установлено между первой и второй массами). Алгоритм работы данного звена сводится к тому, что первая из соединяемых им масс имеет возможность вращаться независимо от второй до тех пор, пока первая масса не повернется относительно второй на заранее заданную угловую величину – величину окружного люфта. После этого обе массы начинают двигаться как единое целое с одинаковой угловой скоростью. Такой подход к схематизации окружного люфта позволяет получать регулярные динамические схемы и избегать структурных вырождений, приводящих к некорректным схемам и результатам.

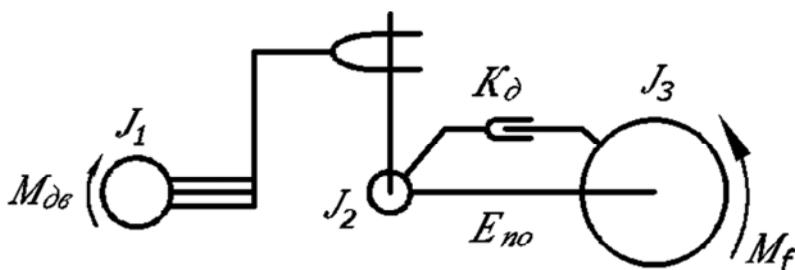


Рис. 1. Динамическая расчетная схема трансмиссии троллейбуса

Результаты исследования на описанной выше модели показали, что в существующих серийно выпускаемых троллейбусах модели МАЗ 103Т переходный процесс трогания протекает неудовлетворительно: при наличии окружного люфта в трансмиссии величиной 45 градусов (в приведении к валу тягового электродвигателя) в начальной стадии разгона в трансмиссии троллейбуса возникают интенсивные крутильные колебания, с амплитудой первого максимума крутящего момента 1380 Н·м, которые не только создают дополнительные циклические нагрузки, но и значительно ухудшают плавность разгона. Это видно из рис. 2, на котором представлены кривые изменения задаваемого (1) и действительного (2) тока якоря тягового электродвигателя, а также крутящего момента (3) на полуоси ведущего моста троллейбуса модели МАЗ-103Т, имеющего окружной люфт в трансмиссии величиной 45 градусов при его разгоне с полным нажатием на ходовую педаль. Причина указанных негативных явлений состоит в том, что в составе серийной системы управления тяговым электродвигателем указанного троллейбуса применен задатчик интенсивности нарастания тока якоря тягового электродвигателя с линейной переходной

характеристикой, приводящей к тому, что чем больше окружной люфт в трансмиссии, тем при большем крутящем моменте тягового электродвигателя он будет выбираться, что увеличивает динамическую нагруженность по мере эксплуатационного износа.

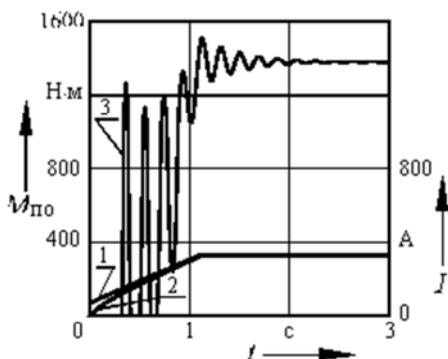


Рис. 2. Результаты моделирования процесса разгона троллейбуса МА3-103Т с окружным люфтом в трансмиссии величиной 45°

Для **устранения** указанного недостатка предложена и разработана адаптивная система управления процессом нарастания задаваемого тока якоря тягового электродвигателя троллейбуса при разгоне троллейбуса [9]. Указанная система определяет окружной люфт трансмиссии по величине максимального джерка в переходном процессе трогания, и в зависимости от его величины так подбирает параметры нелинейного оптимизированного закона нарастания тока якоря тягового электродвигателя до задаваемого водителем значения. При этом оптимизация параметров указанного закона была выполнена исходя из того, чтобы время разгона троллейбуса было минимальным, но при этом максимальные динамические нагрузки в трансмиссии превышали квазистатические не более чем на 5%, а балл плавности разгона троллейбуса по джерку был не ниже 4, что соответствует субъективной оценке «переходный процесс чувствуется, но не доставляет неприятных ощущений» [10]. При этом предлагаемая адаптивная система управления тяговым электродвигателем обеспечивает приемлемые значения оценочных показателей динамики разгона троллейбуса при росте окружного люфта трансмиссии вплоть до 75 градусов, что невозможно при использовании серийной системы управления. Это видно из данных таблицы 2, в которой представлены оценочные показатели процесса разгона троллейбуса МА3 103Т с различными вариантами системы управления тяговым электродвигателем.

Таблица 2 – Оценочные показатели процесса разгона троллейбуса МАЗ 103Т с различными вариантами системы управления тяговым электродвигателем

Система управления (окружной люфт трансмиссии)	Оценочный показатель			
	t_E , с	K_D	джерк, m/c^3	b_j
Штатная(50°/75°)	4,55/	1,10/	92,2/	-8,74/
	4,52	1,23	157	-23,3
Предлагаемая адаптивная (50°/75°)	4,86/	1,049/	35,8/	4,01/
	5,00	1,049	35,7	4,01

Из данных таблицы 2 следует, что предлагаемая адаптивная система управления тяговым электродвигателем троллейбуса МАЗ 103Т благодаря оптимизации параметров закона нарастания задаваемого тока якоря тягового электродвигателя обеспечивает по сравнению со штатной системой снижение коэффициента динамичности K_D на 5,4–15 %, а максимального джерка – в 2,6–4,4 раза при увеличении длительности начальной стадии разгона троллейбуса на 4,7–10,6 % в зависимости от величины окружного люфта трансмиссии. Меньшие значения соответствуют окружному люфту 50°, большие – 75° соответственно. Таким образом, использование на троллейбусах МАЗ 103Т предлагаемой адаптивной системы управления тяговым электродвигателем позволяет повысить пробег основных деталей ведущего моста троллейбуса модели МАЗ–103Т в эксплуатации на 58 % до наступления предельного состояния по износу, а также исключить замену полуосей в эксплуатации, расчетный ресурс которых до усталостной поломки будет свыше нормативного пробега троллейбуса до списания.

Выводы:

– в трансмиссиях троллейбусов, находящихся в эксплуатации, присутствуют значительные окружные люфты (десятки градусов в приведении к валу тягового электродвигателя), обусловленные двухсторонним характером износа зубчатых колес и шлицевых соединений из-за электродинамического торможения тяговым электродвигателем;

– наличие указанных окружных люфтов существенно увеличивает динамическую нагруженность трансмиссий и ухудшает плавность разгона мобильных машин. Наиболее актуальна эта проблема именно для троллейбусов, поскольку процесс их разгона всегда начинается при окружном люфте трансмиссии, полностью раскрытом в сторону разгона из-за предшествовавшего ему электродинамического торможения;

– динамические схемы и математические модели, служащие для теоретического исследования динамической нагруженности трансмиссии троллейбусов в переходном процессе трогания должны учитывать их окружной люфт;

– системы управления тяговым электродвигателем троллейбусов должны содержать задатчики интенсивности нарастания задаваемого тока якоря тягового электродвигателя с нелинейной переходной характеристикой, обеспечивающей плавный выбор окружного люфта трансмиссии на начальном этапе разгона троллейбуса.

Литература

1 Чудаков, Е.А. Расчет автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1947. – С. 31.

2 Карманов, К. Н. Диагностирование ведущих мостов троллейбусов / К.Н. Карманов // Автомобильная пром-сть. – 1999. – №2. – С. 19–21.

3 Механические нагрузки в тяговой передаче и раме троллейбуса МТБ–82Д / В.Л. Марковников, Н.М. Куликовская, А.И. Яковлев, К.В. Ивин. – М.: Изд-во М-ва коммунального х-ва РСФСР, 1957. – 43 с.

4 Ефремов, И.С. Троллейбусы (конструкция и расчёт) / И.С. Ефремов, В.Л. Марковников. – М.: Машгиз, 1954. – 312 с.

5 Аксенов, М.И. Исследование троллейбусов 8ТР–8 и ЗИУ–5 в условиях движения на горной линии / М.И. Аксенов // Городской транспорт – сборник научных работ Академии коммунального х-ва имени К.Д. Памфилова. – Выпуск XIII. – М. – Л.: Издательство М-ва коммунального х-ва РСФСР, 1962. – С. 147–154.

6 Цитович, И.С. Динамические нагрузки трансмиссии автомобиля / И.С. Цитович // Машиностроитель Белоруссии (сб. науч.-техн. информации). – Выпуск 2(3). – Минск: Госиздат БССР, 1957. – С. 34–44.

7 Армадеров, Р.Г. Характерные режимы нагружения трансмиссии автомобиля в условиях бездорожья / Р.Г. Армадеров, В.М. Семенов // Некоторые особенности работы грузового автомобиля в условиях бездорожья (сборник статей). – Труды НАМИ. – Выпуск 46. – М.: НАМИ, 1962. – С. 33–56.

8 Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин – Минск.: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.

9 Галямов П. М. Динамика трогания троллейбуса с адаптивной системой управления тяговым электродвигателем / П.М. Галямов, В.Б. Альгин, С. И. Заиченко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – №1. – С. 34–40.

10 Надь, А.А. Методика измерений и оценки плавности переключений в гидромеханических передачах легковых автомобилей / А.А. Надь, Ю.И. Чередниченко // Автомобильная пром-сть. – 1976. – №1. – С. 8–11.

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В ОБЛАСТИ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В СТРАНАХ ЕАЭС

Сидоров С.А., Сонич О.А., Лукьянчук А.Д.
Белорусский национальный технический университет

Принятие единых принципов и правил технического регулирования в странах-участниках Евразийского экономического союза (ЕАЭС) позволяет производителям уменьшить затраты на подтверждение соответствия своей продукции и снимает барьеры для торговли в рамках союза.

В настоящее время основным документом, касающимся безопасности транспортных средств и их компонентов, в странах-участниках ЕАЭС является Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств». Данный документ разработан на основании «Соглашения о единых принципах и правилах технического регулирования в Республике Беларусь, Республике Казахстан и Российской Федерации» от 18 ноября 2010 г. Реализация данного соглашения была призвана способствовать снижению технических барьеров в торговле и обеспечения свободного перемещения продукции на рынке таможенного союза. Технический регламент утвержден решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. №877 и вступил в действие с 1 января 2015 года.

Требования технического регламента гармонизированы с требованиями Правил Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций, Глобальных технических правил, принимаемых на основании «Соглашения о введении Глобальных технических правил для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах» и Предписаний, принимаемых на основании «Соглашения о принятии единообразных условий для периодических технических осмотров колесных транспортных средств и о взаимном признании таких осмотров» [1].

Утверждению и введению в действие Технического регламента ТР ТС 018/2011 предшествовала большая и кропотливая работа. В частности было проведено несколько совещаний рабочих групп с участием органов государственного управления в области технического нормирования, стандартизации, метрологии, оценки соответствия, органов государственного регулирования в области безопасности дорожного движения, органов по аккредитации, органов по сертификации, испытательных центров и т.п. В рабочую группу от Республики Беларусь входили сотрудники Белорусского нацио-

нального технического университета, а именно кафедры «Автомобили» и научно-исследовательской и испытательной лаборатории транспортных средств филиала БНТУ «Научно-исследовательская часть». Тем не менее, регламент Таможенного союза в большей части повторяет Технический регламент Российской Федерации «О безопасности колесных транспортных средств», утвержденный Постановлением Правительства Российской Федерации от 10 сентября 2009 №720, который в настоящее время утратил силу [2]. Это объясняется тем, что разработчиком Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 018/2011 являлась российская сторона, в частности Министерство промышленности и торговли Российской Федерации.

Разработанный документ обладает неоспоримыми преимуществами. Так технический регламент ТР ТС 018/2011, кроме определения применяемых терминов, содержит единые правила обращения на рынке и ввода в эксплуатацию объектов технического регулирования, единые требования безопасности, а также процедуры оценки соответствия транспортных средств, их шасси, в том числе единичных и находящихся в эксплуатации, и компонентов транспортных средств. Кроме того, определены требования к маркировке продукции единым знаком обращения на рынке государств-членов ЕАЭС.

Применение Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств», не смотря на малый срок, выявило и ряд недостатков.

В первую очередь некоторое непонимание вызывает область действия регламента. В частности регламент не распространяется на транспортные средства, ввозимые на таможенную территорию в качестве личного имущества физическими лицами, являющимися участниками национальных государственных программ по оказанию содействия добровольному переселению лиц, проживающих за рубежом, либо признанными в установленном порядке беженцами или вынужденными переселенцами. Кроме того, регламент не распространяется на транспортные средства, принадлежащие дипломатическим и консульским представительствам, международным организациям, пользующимся привилегиями и иммунитетами в соответствии с общепризнанными принципами и нормами международного права, а также сотрудникам этих представительств и членам их семей. Другими словами, подтверждать безопасность таких транспортных средств регламент не требует. Однако указанные транспортные средства эксплуатируются наравне с другими.

Во-вторых, крайне спорным является разрешение выпуска в обращение транспортных средств (за исключением категорий M_2 и M_3) с правосторонним расположением рулевого управления на территории Российской Федерации при одновременном запрете выпуска их в обращение в Респуб-

лике Беларусь и Республике Казахстан. Таким образом, упущена, пожалуй, единственная возможность исключить ввод в эксплуатацию транспортных средств с правосторонним рулевым управлением в стране с правосторонним движением. При этом указанные транспортные средства, выпущенные в обращение и поставленные на государственный учет в Российской Федерации, могут беспрепятственно въезжать на территории других участников ЕАЭС.

В третьих, ТР ТС 018/2011 требует, чтобы конструкция выпускаемых в обращение транспортных средств для перевозки опасных грузов или коммерческой перевозки пассажиров, а также транспортных средств оперативных служб должна предусматривать возможность установки (штатные места установки, крепления, энергопитания) аппаратуры спутниковой навигации ГЛОНАСС или ГЛОНАСС совместно с GPS. Однако устройства спутниковой навигации, поставляемые отдельно, имеют в своем комплекте как устройство для крепления, так и устройство для энергопитания. Причем эти устройства универсальны и подходят к большинству транспортных средств.

Еще одним упущением, по мнению авторов, является наличие требований к устойчивости при одновременном отсутствии требований к управляемости. При этом введен в действие межгосударственный стандарт, регламентирующий требования как устойчивости, так и управляемости – ГОСТ 31507-2012 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» [3]. Требования этого стандарта существовали и ранее в национальных технических нормативных правовых актах Республики Беларусь и Российской Федерации и не явились бы чем-то новым.

К упущениям ТР ТС 018/2011 следует отнести полное отсутствие требований к сцепным устройствам при подтверждении соответствия и выпуске в обращение единичных прицепов и полуприцепов.

Также регламент определяет требования исключительно к задним устройствам освещения и световой сигнализации транспортных средств, в конструкцию которых были внесены изменения, связанные с установкой стандартных кузовов. Однако при таком вмешательстве могут меняться характеристики передних и боковых устройств.

Вызывают вопросы и процедуры подтверждения соответствия. Проверку выполнения требований к типам транспортных средств и шасси осуществляют аккредитованные органы по сертификации, а необходимые испытания проводят испытательные лаборатории, включенные в Единый реестр органов по сертификации и испытательных лабораторий. При этом испытательные лаборатории могут самостоятельно проводить подтверждение соответствия выпускаемых в обращение единичных транспортных

средств. В то же время аккредитованные органы по сертификации проводят все работы по подтверждению соответствия, а утверждение и регистрацию одобрения типа осуществляет уполномоченный орган государственного управления государства-члена Таможенного союза. Разумеется, это увеличивает срок и стоимость работ по подтверждению соответствия. Причем этот орган государственного управления может быть территориально удален от органа по сертификации. Ко всему перечисленному еще одним участником процедуры подтверждения соответствия при проведении проверки выполнения требований технического регламента при внесении изменений в конструкцию транспортного средства выступает орган государственного управления в сфере безопасности дорожного движения.

Данные замечания высказывались белорусской стороной при разработке регламента, однако остались без удовлетворения.

Один из положительных аспектов – это то, что ТР ТС 018/2011 претерпевает изменения, включающие как уточнение терминов, так и содержание требований безопасности [4]. К настоящему времени завершено публичное обсуждение проекта изменений к регламенту и он вынесен на внутригосударственное согласование. К сожалению вышеперечисленные замечания в проекте не были учтены.

В целом, по нашему мнению, Технический регламент ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» является наиболее полным документом, устанавливающим требования к колесным транспортным средствам и процедурам их подтверждения.

Литература

1. О безопасности колесных транспортных средств: ТР ТС 018/2011: принят 09.12.2011: вступ. в силу 01.01.2015 / Евраз. экон. комис. – Минск: БелГИСС, 2012. – 252 с.
2. О безопасности колесных транспортных средств: Технический регламент Российской Федерации: принят 10.09.2009: вступ. в силу 23.09.2010: утратил силу 10.02.2015 / Правительство России. – Москва, 2009. – 234 с.
3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ 31507-2012. – Введ. 24.05.2012 (с отменой на территории Респ. Беларусь СТБ ГОСТ Р 52302-2006). – Минск: БелГИСС, 2012. – 51 с.
4. Евразийская Экономическая Комиссия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.eurasiancommission.org/ru/act/techreg/>. – Дата доступа: 17.08.2015.

К РАСЧЁТУ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ

Молибошко Л.А.

Белорусский национальный технический университет

Один из путей повышения прочности и долговечности агрегатов и механизмов автомобиля состоит в формировании оптимального нагрузочного режима с помощью целенаправленного выбора его параметров как динамической системы (модели). Динамические модели состоят из отдельных звеньев (элементов) и представляют собой условное графическое изображение основных свойств объекта: инерционных, упругих, трансформаторных, фрикционных.

Все реальные звенья обладают одновременно инерционными, упругими и диссипативными свойствами. При расчетах во внимание принимают только свойства, существенно влияющие на результаты моделирования, и наиболее часто используют дискретные динамические модели, в которых каждое звено обладает только одним свойством: инерционным, упругим, диссипативным. При этом считается, что остальные свойства звена не оказывают заметного влияния на результаты расчета. Такое представление свойств объекта используют при расчетах динамических процессов, протекающих в двигателе, трансмиссии, подвеске.

Для расчета собственных частот, форм колебаний, амплитудных частотных характеристик, максимально возможных динамических моментов в упругих звеньях достаточно ограничиться линейной областью.

Решение таких задач удобно выполнять с использованием не дифференциальных уравнений движения, а их эквивалентов — передаточных функций в форме преобразований Лапласа. Их нахождение в общем случае сводится к составлению уравнений движения, преобразованию (по Лапласу) и нахождению отношений изображений интересующих переменных.

Поскольку динамическая модель представляет собой графическую запись уравнений движения, то совершенно очевидно, что этапы составления и преобразования уравнений движения для нахождения передаточных функций являются необязательными и их можно сразу записывать по определенным правилам непосредственно по виду динамической модели.

Исходя из такого постулата автором предложен метод записи передаточных функций непосредственно по виду динамической модели без составления уравнений движения.

Структура передаточной функции динамической модели имеет следующий вид:

$$W(s) = A \frac{B}{C}.$$

Переменная A учитывает инерционные, упругие и диссипативные параметры модели, расположенные на пути прохождения сигнала от входной до выходной координат. Переменная B соответствует характеристическому определителю части динамической системы (подсистемы), расположенной вне пути прохождения сигнала. Переменная C соответствует характеристическому определителю части динамической модели, расположенной на всем пути прохождения сигнала, принятого за входной. Если за входной сигнал принято внешнее воздействие, то C соответствует характеристическому определителю R всей системы.

При анализе пути прохождения сигнала массы, расположенные на пути его прохождения, считаются закрепленными, а упругие звенья – разорванными, что равноценно приравнению нулю соответствующих координат. Если имеется несколько путей прохождения сигнала, то передаточная функция равна сумме передаточных функций, определяемых отдельно для каждого пути.

Такое правило записи передаточной функции представляет собой механическую трактовку известного в математике правила Крамера.

Ниже в таблице 1 приведены некоторые передаточные функции для неразветвленной и разветвленной динамических моделей с угловым перемещением масс. Для B в качестве входной координаты принят внешний момент M_0 , приложенный к массе J_1 , а в качестве выходных моменты в упруго-диссипативных звеньях $g_k = b_k s + c_k$, где b_k и c_k – соответственно коэффициент демпфирования и жесткость k – го упруго-диссипативного звена. В характеристических определителях R верхний индекс (в круглых скобках) указывает номера заземленных масс, а нижний индекс – номера упруго-диссипативных звеньев, входящих в подсистему.

Из приведенных в таблице 1 формул следует, что для нахождения передаточной функции необходимо найти характеристические определители всей системы R и ее подсистем. Использование правила Лапласа позволяет последовательно понижать порядок определителя путем его развертывания по элементам строк или столбцов. Такое разложение по своему физическому смыслу соответствует расщеплению исходной динамической системы на некоторое количество подсистем.

Характеристические определители и уравнения весьма просто находят с помощью метода декомпозиции (последовательного расщепления).

На рис. 1 процесс последовательного расщепления показан на примере 5-массовой неразветвленной динамической модели.

Таблица 1. Передаточные функции динамических моделей

Неразветвлённая динамическая модель	
$W_{10}^M = \frac{M_1(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 R_{234}}{J_1 R}$	$W_{20}^M = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{12} R_{34}}{J_{12} R}$
$W_{30}^M = \frac{M_3(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{123} R_4}{J_{123} R}$	$W_{40}^M = \frac{M_4(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{1234} 1}{J_{1234} R}$
Разветвлённая динамическая модель	
$W_{10}^M = \frac{M_1(s)}{M_0(s)} = \frac{g_1 R_{23456}}{J_1 R}$	$W_{20}^M = \frac{M_2(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{12} R_{3456}}{J_{12} R}$
$W_{30}^M = \frac{M_3(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{123} R_4 R_{56}^{(3)}}{J_{123} R}$	$W_{40}^M = \frac{M_4(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{1234} R_{56}^{(3)}}{J_{1234} R}$
$W_{50}^M = \frac{M_5(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{125} R_6 R_{34}^{(3)}}{J_{123} R}$	$W_{60}^M = \frac{M_6(s)}{M_0(s)} = \frac{g_{1256} R_{34}^{(3)}}{J_{1236} R}$

Сначала динамическая система расщепляется, например, на массу J_3 . В результате получаются две подсистемы с характеристическими уравнениями R_{12} и R_{34} . Эти две подсистемы связаны между собой коэффициентом связи γ_{23} .

Отсюда характеристическое уравнение модели оказывается равным

$$R = R_{1234} = R_{12} R_{34} - \gamma_{23} R_1 R_4.$$

Аналогичным образом расщепляются подсистемы с характеристическими уравнениями R_{12} и R_{34} :

$$R_{12} = R_1 R_2 - \gamma_{12}; \quad R_{34} = R_3 R_4 - \gamma_{34}.$$

В результате получается характеристическое уравнение в виде

$$R = (R_1 R_2 - \gamma_{12}) (R_3 R_4 - \gamma_{34}) - \gamma_{23} R_1 R_4 = 0,$$

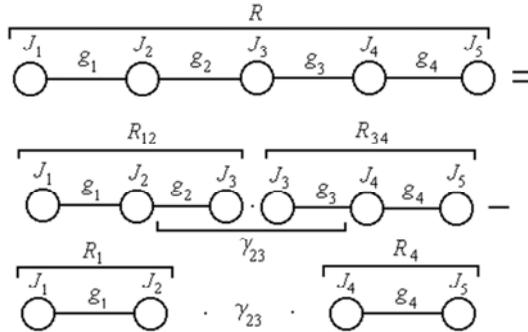


Рис. 1. Графическая интерпретация метода последовательного расщепления неразветвленной динамической модели

Одной из основных задач расчета динамической системы является определение частот ее собственных колебаний. В общем случае задача сводится к составлению в каком-либо виде уравнения частот и нахождения его корней, которые и являются собственными частотами системы. Существует большое количество методов их нахождения. Один из наиболее простых состоит в преобразовании характеристического уравнения в частотное уравнение. Для этого достаточно считать динамическую систему консервативной ($b_k = 0$) и заменить s^2 на $-\omega^2$.

Например, для неразветвленной динамической системы (см. рис. 1)

$$R = R_{12}R_{34} - \gamma_{23}R_1R_4 = (R_1R_2 - \gamma_{12})(R_3R_4 - \gamma_{34}) - \gamma_{23}R_1R_4,$$

$$R_k = \lambda_k - \omega^2; \lambda_k = c_k(1/J_{i_k} + 1/J_{k+1}); k = 1, 4; \gamma_{k,k+1} = c_k c_{k+1} J_{k+1}^2.$$

Расчёты показывают, что за счет оптимизации динамических свойств нагруженность трансмиссии можно снизить на 15..25 %. Более подробная информация о расчетах динамических систем автомобилей приведена в [1].

Литература

1. Молибошко, Л.А. Компьютерные модели автомобилей: учебник для вузов / Л.А. Молибошко. – Минск: Новое знание; М: МНФРА-М, 2014, 2012. – 295 с.

В.А. Сергеев

Белорусский национальный технический университет

Просчитывается процесс торможения автопоезда с выключенным сцеплением, движущегося прямолинейно по горизонтальной дороге с твердым покрытием, путем полного нажатия на тормозную педаль.

В качестве основных моделей приняты двухосные тягачи с двухосным прицепом и с одноосным полуприцепом. При наличии у транспортных звеньев автопоезда большего числа мостов, его расчетную схему необходимо привести к осевой схеме одной из основных моделей, $1 \times 1 + 1 \times 1$ либо $1 \times 1 + 1$.

Схемы сил, действующих при торможении на прицепной и седельный автопоезда, представлены на рис. 1 и 2 соответственно.

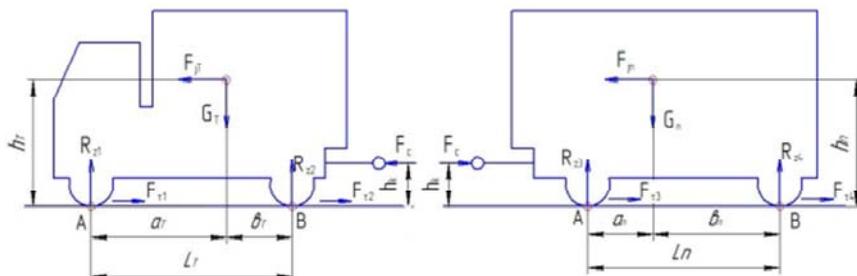


Рис. 1. Схема сил, действующих при торможении на прицепной автопоезд

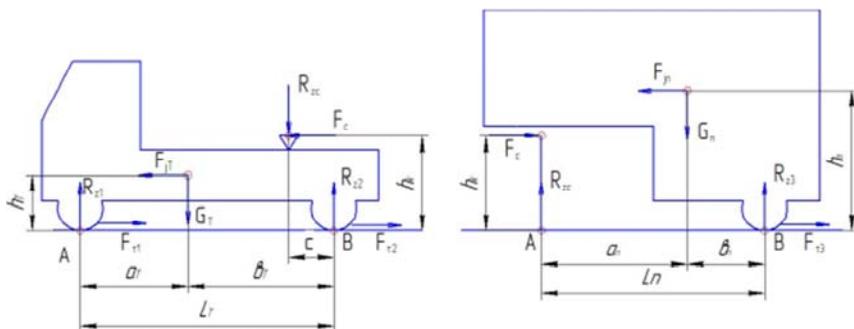


Рис. 2. Схема сил, действующих при торможении на седельный автопоезд

Уравнение движения автопоезда при торможении имеет вид

$$F_j = F_{\tau} + F_f + F_b \pm F_i, \quad (1)$$

где F_j – сила инерции поступательно движущихся и вращающихся масс автопоезда, F_τ – тормозная сила автопоезда, F_f – сила сопротивления качению колес, F_b – сила сопротивления воздуха, F_i – сила сопротивления подъему.

Сила инерции автопоезда $F_j = m_{\text{ап}} \cdot a_\tau \cdot \delta_{\text{ап}}$, где $m_{\text{ап}}$ – масса автопоезда, a_τ – замедление автопоезда, $\delta_{\text{ап}}$ – коэффициент учета вращающихся масс. При принятых выше условиях, $\delta_{\text{ап}} \approx 1$, $F_i = 0$, $(F_f, F_b) \ll F_\tau$ и выражение (1) приводится к виду

$$a_\tau = F_\tau / m_{\text{ап}}. \quad (2)$$

Тормозная сила автопоезда равна сумме тормозных сил мостов:

$$F_\tau = \sum_{i=1}^n F_{\tau i}, \quad (3)$$

где n – число мостов автопоезда.

При торможении без блокировки колес тормозные силы мостов автопоезда пропорциональны тормозным моментам и могут быть найдены по выражению: $F_{\tau i} = 2M_{\tau i} / r_0$, где $M_{\tau i}$ – момент, развиваемый одним тормозным механизмом i -того моста, r_0 – радиус качения без скольжения колес автопоезда.

Характерной особенностью процесса торможения автопоезда является неодновременность срабатывания тормозных механизмов различных мостов. Это оказывает влияние на распределение тормозных сил между мостами, усилие в сцепке и характер нарастания замедления.

На рис. 3 приведена динамическая характеристика тормозного привода прицепного автопоезда, представляющая изменение по времени давления в тормозных камерах при резком нажатии на тормозную педаль. За начало торможения принят момент, соответствующий началу нажатия на тормозную педаль. Из характеристики видно, что наиболее быстро начинает расти давление в тормозных камерах переднего моста, как наиболее близко расположенных к тормозному крану (кривая 1), затем – в задних тормозных камерах тягача (кривая 2) и тормозных камерах прицепа (кривые 3 и 4).

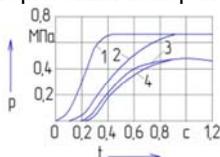


Рис. 3. Динамическая характеристика тормозного привода

Динамические характеристики тормозного привода при давлениях больше $0,1p_{\text{max}}$ аппроксимируются экспоненциальной зависимостью. При этом тормозной момент, развиваемый одним тормозными механизмами i -того моста, может быть записан выражением

$$M_{\tau i} = \alpha_i [p_{\text{max} i} (1 - 0,9e^{-k_i(t-t_{\text{з} i}}) - \Delta p_i],$$

где α_i - константа, зависящая от типа и размерности тормозного механизма, $p_{\max i}$ - максимальное давление в тормозной камере, Δp_i - давление, необходимое для приведение в действие тормозного механизма и соответствующее появлению тормозного момента (обычно принимается равным $0,1 p_{\max i}$), t - текущая координата времени с момента нажатия на тормозную педаль, $t_{3 i}$ - время запаздывания тормозного привода моста (промежуток времени от момента нажатия на тормозную педаль до достижения давления Δp_i в тормозной камере), k_i - константа, определяющая выпуклость расчетной кривой $p_i = f(t)$ и, следовательно, скорость нарастания давления в тормозной камере.

Определить значение k можно по динамической характеристике тормозного привода (рис. 4). Допустим, известны значения времени τ_0 и τ_1 , при которых давление в тормозной камере рассматриваемого моста достигает значений p_0 и p_1 соответственно. Тогда константа k для расчетной кривой, показанной штриховой линией, может быть определена по формуле

$$k = [\ln(1 - p_0/p_{\max}) - \ln(1 - p_1/p_{\max})]/(\tau_1 - \tau_0), \quad (4)$$

где τ_0 и τ_1 - условное время, в течение которого давление в тормозных камерах нарастало бы до значений p_0 и p_1 соответственно, если бы оно изменялось по экспоненциальной зависимости.

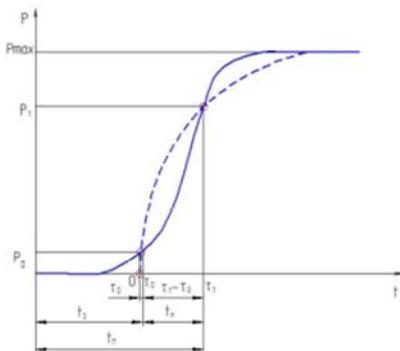


Рис. 4. Соотношение расчётной кривой и кривой реального процесса при аппроксимации динамической характеристики по экспоненциальной зависимости

Если p_0 принято равным Δp , то условное время τ_0 соответствует координате $t = t_3$ реального процесса, а текущие значения времени t и τ на отрезке $\tau = [\tau_0, \tau_1]$ связаны между собой соотношением $t = t_3 + \tau - \tau_0$, откуда $\tau = t - t_3 + \tau_0$.

Выбор точки τ_1 определяет величину отношения p_1/p_{\max} и влияет на качество аппроксимации: чем больше значение p_1/p_{\max} , тем, очевидно, ближе τ_1 к точке достижения установившегося значения тормозного момента,

однако больше расхождение расчетной кривой и кривой реального процесса на участке $\tau_0 - \tau_1$ (рисунок 4).

Точку τ_1 удобно выбирать таким образом, чтобы знаменатель $\tau_1 - \tau_0$ в формуле (4) был близок к значению времени t_n нарастания тормозного момента моста.

Теоретически t_n тормозного момента моста равно промежутку времени от появления M_τ до достижения его установившегося значения, что соответствует изменению давления в тормозной камере от Δp до установившегося значения давления, обычно, p_{\max} .

На практике, однако, затруднительно определить точно момент достижения установившегося значения M_τ моста. Поэтому условились считать временем t_n тормозного момента моста промежуток, соответствующий изменению давления в тормозной камере от Δp до $0,75p_{\max}$.

При $p_0/p_{\max} = 0,1$ и $p_1/p_{\max} = 0,75$ значение константы k_i для i -того моста автопоезда может быть рассчитано по формуле:

$$k_i = (\ln 0,9 - \ln 0,25) / (\tau_1 - \tau_0) = 1.28 / t_{ni},$$

где t_{ni} — время нарастания тормозного момента моста.

Значения t_{ni} и t_{si} для каждого моста определяются по динамической характеристике тормозного привода.

Константа α_i является коэффициентом пропорциональности тормозного механизма. При правильно рассчитанном тормозном приводе значение α_i таково, что при достижении в тормозных камерах давления p_{\max} на колесах моста создается максимальная по условиям сцепления колес с дорогой тормозная сила.

Это возможно при соблюдении равенства:

$$\varphi \cdot R_{zi} = 2 \cdot \alpha_i \cdot p_{\max i} - \Delta p_i / r_0,$$

откуда

$$\alpha_i = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{zi} \cdot r_0 / (p_{\max i} - \Delta p_i).$$

Так, в частности, при $\varphi = 0,7$ и $\Delta p_i = 0,1p_{\max i}$, константа

$$\alpha_i = 0,389 \cdot R_{zi} \cdot r_0 / p_{\max i},$$

где размерности переменных: $[R_{zi}] = \text{Н}$, $[r_0] = \text{м}$ и $[p_{\max i}] = \text{МПа}$.

В общем виде тормозная сила i -того моста автопоезда $F_{\tau i}$ может быть определена следующим образом.

При $t \leq t_{si}$ тормозная сила $F_{\tau i} = 0$.

При $t_{si} < t < t_{si} + t_{ni}$ и отсутствии блокировки колес тормозная сила

$$F_{\tau i} = 2 \alpha_i [p_{\max i} (1 - 0,9e^{-k_i(t-t_{si})}) - \Delta p_i] / r_0. \quad (5)$$

При $F_{\tau i} > \varphi R_{zi}$ происходит блокировка колес, тормозная сила принимается

$$F_{\tau i}^\varphi = \varphi \cdot R_{zi}. \quad (6)$$

Нормальные реакции дороги R_{zi} , действующие на мосты автопоезда при торможении, находятся из уравнений моментов сил относительно точек А и В тягача и прицепа.

Для прицепного автопоезда

$$R_{z1} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_T \cdot b_T + a_\tau \cdot m_T \cdot h_T + F_c \cdot h_k), \quad (7)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_T \cdot a_T - a_\tau \cdot m_T \cdot h_T - F_c \cdot h_k), \quad (8)$$

$$R_{z3} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_{п} \cdot b_{п} + a_\tau \cdot m_{п} \cdot h_{п} - F_c \cdot h_k), \quad (9)$$

$$R_{z4} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_{п} \cdot a_{п} - a_\tau \cdot m_{п} \cdot h_{п} + F_c \cdot h_k), \quad (10)$$

где g – ускорение свободного падения, m_T , L_T , a_T , b_T , h_T , $m_{п}$, $L_{п}$, $a_{п}$, $b_{п}$, $h_{п}$ – масса, база и координаты центра масс тягача и прицепа, F_c , h_k – усилие в сцепке автопоезда и высота его приложения.

Для седельного автопоезда

$$R_{z1} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_T \cdot b_T + a_\tau \cdot m_T \cdot h_T + F_c \cdot h_k + R_{zc} \cdot c), \quad (11)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L_T} (g \cdot m_T \cdot a_T - a_\tau \cdot m_T \cdot h_T - F_c \cdot h_k + R_{zc} (L_T - c)), \quad (12)$$

$$R_{z3} = \frac{1}{L_{п}} (g \cdot m_{п} \cdot a_{п} - a_\tau \cdot m_{п} \cdot h_{п} + F_c \cdot h_k), \quad (13)$$

где $m_{п}$, $L_{п}$, $a_{п}$, $b_{п}$, $h_{п}$ – масса, база и координаты центра масс полуприцепа, R_{zc} , F_c , c и h_k – вертикальная и горизонтальная нагрузки, приходящиеся на седельно-сцепное устройство автопоезда и координаты точки их приложения.

Вертикальная нагрузка, действующая на седельно-сцепное устройство:

$$R_{zc} = \frac{1}{L_{п}} (g \cdot m_{п} \cdot b_{п} + a_\tau \cdot m_{п} \cdot h_{п} - F_c \cdot h_k + R_{zc} \cdot c).$$

Усилие F_c в случае как прицепного, так и седельного автопоезда может быть определено из уравнения баланса проекций сил на продольную ось тягача: $F_c = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} - a_\tau \cdot m_T$.

Скорость автопоезда V_τ и тормозной путь S_τ в процессе торможения определяются выражениями: $V_\tau = V_0 - \int_0^t a_\tau \cdot dt$, $S_\tau = \int_0^t V_\tau \cdot dt$, где V_0 – начальная скорость торможения.

В расчете используются следующие исходные данные: $m_{ан}$, кг; m_T , кг; L_T , $L_{п}$, мм; b_T , h_T , $b_{п}$, $h_{п}$, мм; h_k , мм; c , мм – для седельного автопоезда; g_0 , мм; по каждому мосту – t_{3i} , $t_{пi}$, с, p_{maxi} , МПа, α_i ; φ ; V_0 , м/с.

Процесс просчитывается на трех этапах торможения.

Первый этап соответствует времени запаздывания тормозного привода автопоезда, т.е. $t_3 = \min[t_{3i} \mid i = (1; n; 1)]$. Тормозные силы и усилие в сцепке равны нулю, автопоезд движется равномерно со скоростью V_0 и проходит путь $S_\tau = V_0 \cdot t_3$. Нормальные реакции дороги R_{zi} равны их значениям в статическом положении автопоезда.

Второй этап торможения соответствует времени нарастания замедления автопоезда $t_{п} = \max[(t_{3i} + t_{пi}) \mid i = (1; n; 1)] - t_3$.

За это время последовательно срабатывают тормозные механизмы мостов и происходит нарастание тормозных моментов от нуля до достижения

ими установившихся значений. Процесс торможения на этапе просчитывается наиболее подробно – с интервалом $\Delta t = 0,1t_{\text{н}}$.

Для каждой текущей координаты t рассчитываются тормозные силы каждого моста $F_{\tau i}$ (5), тормозная сила автопоезда F_{τ} (3), замедление автопоезда a_{τ} (2), усилие в сцепке автопоезда $F_c = F_{\tau 1} + F_{\tau 2} - a_{\tau} \cdot m_{\tau}$, путь $\Delta S = (V_{\tau} - a_{\tau} \cdot \Delta t/2) \cdot \Delta t$, проходимый за время Δt , текущая координата пути $S_{\tau} = S_{\tau} + \Delta S$, текущая координата скорости $V_{\tau} = V_{\tau} - a_{\tau} \cdot \Delta t$.

Рассчитываются нормальные реакции дороги $R_{z i}$ на мосты автопоезда (7)–(13). Значения тормозных сил $F_{\tau i}$ проверяются на ограничение по условию сцепления колес с дорогой (6).

Третий этап торможения соответствует промежутку времени от $t > t_3 + t_{\text{н}}$ до остановки автопоезда. Здесь расчёт параметров выполняется по приведённым выше формулам с интервалом $\Delta t = 0,5$ с.

На печать выводятся исходные и информационные данные, тормозное время t_{τ} , с (T) и тормозной путь S_{τ} , м (ST). В скобках даны идентификаторы переменных.

Независимой переменной является время торможения t . Для каждой расчетной точки в табличной форме приводятся: номер точки N ; текущая координата времени t , с (T); замедление a_{τ} , м/с² (AT); скорость V_{τ} , м/с (VT), путь S_{τ} , м (ST); нормальные реакции дороги на мосты $R_{z i}$, Н (RZ); предельные тормозные силы по сцеплению $F_{\phi i}$, Н (FF); тормозные силы, создаваемые тормозными механизмами мостов $F_{p i}$, Н (FP); действительные тормозные силы мостов $F_{\tau i}$, Н (FT), $F_{\tau i} = \min(F_{\phi i}, F_{p i})$; тормозная сила автопоезда F_{τ} , Н (FTS); усилие в сцепке автопоезда F_c , Н; нагрузка на седло седельного автопоезда $R_{zс}$, Н (RZC).

Исходный код написан на алгоритмическом языке Fortran.

Пример вывода данных представлен в таблицах 1 и 2, на рис. 5 и 6 приведены графики, построенные по данным таблиц результатов расчета.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

K1 = 5.12 K2 = 3.46 K3 = 3.05 K4 = 2.67

ТАБЛИЦА 1

N	T С	FT1 Н	FT2 Н	FT3 Н	FT4 Н	FTS Н	AT Н/С2	FC Н	VT Н/С	ST М
0	0.00	0.	0.	0.	0.	0.	0.00	0.	16.67	0.00
1	0.15	0.	0.	0.	0.	0.	0.00	0.	16.67	2.50
2	0.27	16651.	0.	0.	0.	16651.	0.89	8637.	16.56	4.46
3	0.39	25752.	7957.	0.	0.	33709.	1.80	17405.	16.35	6.40
4	0.56	30726.	13970.	0.	0.	44703.	2.39	23188.	16.07	8.32
5	0.62	33444.	17980.	0.	0.	51424.	2.75	26575.	15.75	10.19
6	0.74	34929.	20541.	0.	0.	55571.	2.97	28026.	15.39	12.03
7	0.86	35741.	22411.	5751.	529.	64432.	3.45	27142.	14.99	13.82
8	0.98	35185.	23587.	14736.	7150.	81650.	4.37	20471.	14.47	15.56
9	1.09	36428.	24369.	21037.	11984.	93787.	5.02	15658.	13.88	17.23
10	1.21	38560.	24352.	25303.	15513.	101809.	5.44	12462.	13.24	18.83
11	1.63	36713.	24046.	33950.	21700.	116417.	6.22	6527.	10.13	24.68
12	2.33	36719.	24010.	35161.	21534.	117433.	6.27	6163.	6.99	28.96
13	2.03	36720.	24013.	35423.	21487.	117643.	6.29	6054.	3.05	31.67
14	3.35	36720.	24013.	35400.	21494.	117707.	6.29	6073.	0.71	32.81
15	3.44	36720.	24012.	35493.	21487.	117712.	6.29	6056.	0.00	32.85

ПОЛНОЕ ВРЕМЯ ТОРМОЖЕНИЯ T = 3.44 С
ПОЛНЫЙ ТОРМОЖНОЙ ПУТЬ ST = 32.85 М

ТАБЛИЦА 2

N	R21 Н	R22 Н	R23 Н	R24 Н	FF1 Н	FF2 Н	FF3 Н	FF4 Н	FP1 Н	FP2 Н	FP3 Н	FP4 Н
0	35316.	52974.	47579.	47579.	24721.	37082.	33305.	33305.	0.	0.	0.	0.
1	35316.	52974.	47579.	47579.	24721.	37082.	33305.	33305.	0.	0.	0.	0.
2	40139.	40151.	40154.	47003.	20097.	33706.	33708.	32902.	16651.	0.	0.	0.
3	45079.	43211.	40744.	46413.	31555.	30240.	34121.	32409.	25752.	7957.	0.	0.
4	40263.	40027.	49124.	46033.	33784.	20019.	34307.	32223.	30726.	13970.	0.	0.
5	50210.	30000.	49357.	45000.	35147.	26656.	34550.	32060.	33444.	17900.	0.	0.
6	51411.	36879.	49500.	45657.	35080.	25815.	34650.	31960.	34929.	20641.	0.	0.
7	52219.	36071.	51272.	43005.	36553.	25250.	35090.	30720.	35741.	22411.	5751.	529.
8	52030.	35452.	55509.	39648.	36907.	24816.	30056.	27754.	36100.	23507.	14736.	7150.
9	53242.	35040.	50520.	36637.	37269.	24534.	40964.	25646.	36400.	24369.	21607.	11904.
10	53501.	34709.	60510.	34647.	37451.	24352.	42357.	24253.	36500.	24009.	25303.	15513.
11	53939.	34351.	64157.	31000.	37757.	24040.	44910.	21700.	36713.	25790.	33930.	23220.
12	53970.	34312.	64394.	30763.	37705.	24010.	45076.	21534.	36719.	25090.	35161.	24572.
13	53906.	34304.	64461.	30696.	37790.	24013.	45172.	21407.	36720.	25916.	35423.	24920.
14	53906.	34304.	64451.	30706.	37790.	24013.	45116.	21494.	36720.	25919.	35000.	25022.
15	53907.	34303.	64461.	30696.	37791.	24012.	45123.	21407.	36720.	25920.	35493.	25047.

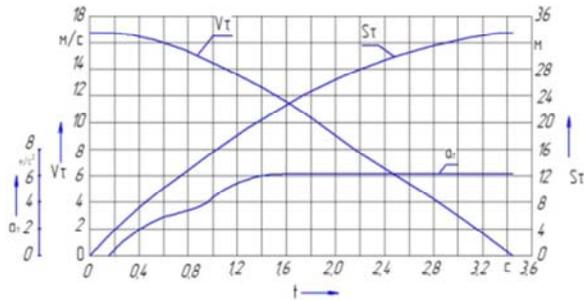


Рис. 5. Тормозная диаграмма.

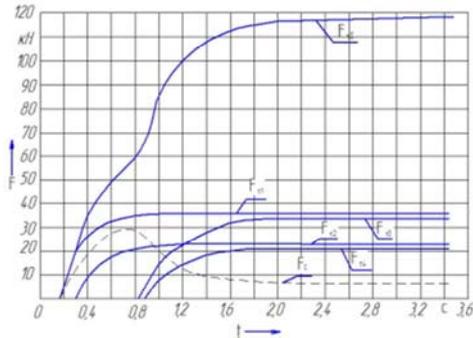


Рис. 6. Диаграмма тормозных сил и усилия в сцепке прицепного автопоезда

Литература: Автомобили: Специализированный подвижной состав/ М.С. Высоцкий [и др.] – Мн.: Выш. шк., 1989. – 240 с.

МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АЛГОРИТМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЗАГРУЗКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Бусел Б.У.¹, Заболоцкий М.М.²

¹Белорусский национальный технический университет

²Открытое акционерное общество "БЕЛАЗ"

Современные карьерные самосвалы оборудуются рядом систем контроля и управления, работающих на базе бортового контроллера. Важное значение имеет система контроля загрузки (СКЗ). Она выполняет следующие функции: контроль и управление процессом загрузки; определение веса груза; защита конструкции самосвала от перегрузок.

Основные технические требования к современным СКЗ: погрешность оценки сил в цилиндрах подвески и, в итоге, веса груза не более 3%; контроль процесса загрузки, уточненная оценка веса груза и процедуры защиты самосвала от перегрузок выполняются без участия водителя; СКЗ должна выдавать водителю информацию и указания, имеющие статус от рекомендательных до директивных.

Все процедуры и действия СКЗ основываются на определении сил в подвесках и, в первую очередь, весовых нагрузок. Карьерные самосвалы БелАЗ имеют гидропневматическую подвеску. Поэтому, основными информационными параметрами СКЗ являются процессы давления газа в цилиндрах подвески.

Рассмотрим случай, когда самосвал стоит на месте свободно (взаимосвязь систем подвески и трансмиссии отсутствует). Вес подрессоренной массы в этом случае определяется выражением

$$G = \left[\left(p_{1л} + p_{1пр} \right) S_n u_1 + \left(F_{1л} + F_{1пр} \right) u_1 + \left(p_{2л} + p_{2пр} \right) S_3 u_2 + \left(F_{2л} + F_{2пр} \right) u_2 \right] \cdot \frac{1}{\cos \alpha \cdot \cos \theta}. \quad (1)$$

Введены обозначения

$p_{1л}, p_{1пр}, p_{2л}, p_{2пр}$ - величина давления в цилиндрах подвески самосвала (1-передняя; 2-задняя; л-левый; пр-правый);

S_n, S_3 - активная площадь штока цилиндра передней и задней подвесок соответственно;

u_1, u_2 - текущие значения передаточных чисел кинематики передней и задней подвесок соответственно.

Значения u_1, u_2 определяются по выражениям

$$u_1 = u_{1p} \cdot \cos \beta_1 \cdot \cos \gamma_1$$

$$u_2 = u_{2p} \cdot \cos \beta_2 \cdot \cos \gamma_2.$$

Здесь: u_{1p} и u_{2p} - передаточные числа рычажной системы подвесок;

$\beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$ - углы наклона оси цилиндров передней (1) и задней (2) подвесок в поперечной (β) и продольной (γ) плоскостях относительно вертикали;

α, θ - углы наклона поверхности дороги (площадки) в продольной и поперечной плоскостях соответственно в пределах базы самосвала;

$F_{1л}, F_{1np}, F_{2л}, F_{2np}$ - суммарные силы "сухого трения" в подвесках, приведенные к оси пневмогидравлических цилиндров.

Был выполнен расчетно-экспериментальный анализ влияния параметров, входящих в выражение (1) на точность оценки веса в статическом положении самосвала.

Значения углов β и γ изменяются при погрузке/разгрузке самосвалов БелАЗ не более чем на 3° для передней подвески и на 2° для задней подвески. При движении груженого самосвала величина изменений уменьшается в 3 раза для передней подвески и в 4 раза для задней подвески. В целом, при оценке веса груза по выражению (1) игнорирование изменений этих углов приводит к погрешности, не превышающей 0,2%.

Оценка влияния величины углов уклона поверхности дороги в продольной и поперечной плоскостях на погрешность оценки веса поддрессоренной массы самосвала проводилась с помощью модели "поверхность дороги – самосвал", созданной в ПО "ADAMS".

Угловое положение поверхности дороги в продольной и поперечной плоскостях изменялось в широких пределах. Виртуальные инклинометры фиксировали угловое положение поддрессоренной массы самосвала (с учетом деформаций цилиндров подвески и шин) и уклоны поверхности дороги. Вес поддрессоренной массы определялся по давлениям в цилиндрах подвески с учетом передаточных чисел кинематики и затем корректировался по показаниям виртуальных инклинометров. Результаты расчетного эксперимента приведены в таблице.

Угол, град	Продольная плоскость	Поперечная плоскость	Продольная плоскость	Поперечная плоскость	Продольная плоскость	Поперечная плоскость
	10,2 (18%)	10,2 (18%)	10,2 (18%)	0	6 (10%)	6
Вес по давлениям	G_1		G_2		G_3	
Вес с учётом уклона дороги	1,032 G_1		1,016 G_2		1,011 G_3	
Вес с учётом углового положения подрессоренной мас- сы	1,054 G_1		1,024 G_2		1,016 G_3	

Таким образом, в реальных условиях эксплуатации оценка веса подрессоренной массы самосвала без учета углов уклонов дорожной поверхности приводит к ошибкам, не превышающим 1,6÷1,8%.

Следует отметить, что бортовая система для достаточно точного определения углов уклонов дорожной поверхности будет технически сложным и дорогостоящим компонентом карьерного самосвала.

Результаты экспериментально-расчётных исследований, выполненных БелАЗом и БНТУ, показывают, что в целом силы "сухого трения" в подвесках самосвалов БелАЗ не превышают 2÷2,5% от веса подрессоренной массы. Для выполнения СКЗ процедур контроля процесса загрузки самосвала погрешность, вносимая "сухим трением" в указанных пределах допустима. По техническим требованиям уточнённая оценка веса груза должна выполняться при движении самосвала. При этом влияние сил "сухого трения" на оценки веса подрессоренной массы практически исключается.

Таким образом, уравнение для оценки веса и контроля процесса загрузки самосвала может быть записано в виде

$$G_{cp} = [(p_{1л} + p_{1np})S_n u_1 + (p_{2л} + p_{2np})S_3 u_2] - G_{cn},$$

где G_{cn} - вес подрессоренной массы в снаряжённом состоянии самосвала.

Уточненная оценка веса груза согласно техническим требованиям по СКЗ должна выполняться при движении самосвала в тяговом режиме. Кинематическая схема подвесок самосвалов БелАЗ показана на рис. 1. Видно,

что вес подрессоренной массы воспринимается гидропневматическими цилиндрами и жесткими центральными шарнирами направляющего аппарата. Поэтому, при движении самосвала, вследствие действия реактивных моментов, весовая нагрузка существенным образом перераспределяется между указанными элементами. Так, в тяговом режиме нагрузка на цилиндры задней подвески снижается и соответственно увеличивается нагрузка на центральный шарнир. Следовательно, величина давления в цилиндрах не соответствует весовой нагрузке.

Силовое действие реактивного момента передается на подрессоренную массу и приводит к перераспределению нагрузок на подвески самосвала, (см. рис. 1). Величина соответствующей силы определяется выражением

$$\Delta N = \frac{M p}{L}. \quad (2)$$

Таким образом, нагрузка на переднюю подвеску будет

$$N_1 = N_{1cm} - \Delta N, \quad (3)$$

на заднюю

$$N_2 = N_{2cm} + \Delta N,$$

где N_{1cm} и N_{2cm} – нагрузки на подвески в статическом состоянии.

В реактивном контуре заднего моста формируются усилия, образующие пару сил и действующие в центральном шарнире и цилиндрах подвески. Величина силы определяется выражением

$$\Delta F = \frac{M p}{a + b}. \quad (4)$$

Тогда усилия в шарнире F_{2u} и цилиндрах F_{2y} определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} F_{2u} &= (N_{2cm} + \Delta N) \frac{b}{a + b} + \Delta F, \\ F_{2y} &= (N_{2cm} + \Delta N) \frac{a}{a + b} - \Delta F. \end{aligned} \quad (5)$$

После преобразования (5) с учётом (2) и (4) получаем

$$N_{2cm} = F_{2y} u - \frac{M p}{a} \left(\frac{M p}{L} - 1 \right).$$

Из выражения (3) имеем

$$N_{1cm} = N_1 + \frac{M_p}{L}.$$

Вес подрессоренной массы определяется суммой

$$\begin{aligned} G &= N_{1cm} + N_{2cm} = N_1 + \frac{M_p}{L} + N_{2cm} = F_{2u} - \frac{M_p}{a} \left(\frac{M_p}{L} - 1 \right) = \\ &= N_1 + F_{2u} + \frac{M_p}{a}. \end{aligned}$$

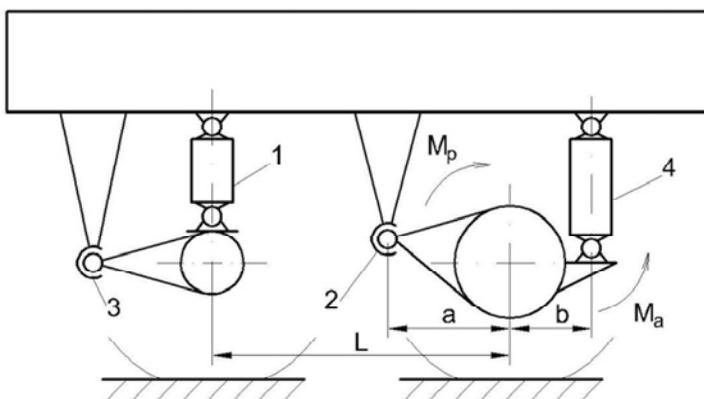


Рис. 1. Кинематическая схема подвески:

1, 2 — цилиндры передней и задней подвески; M_a — активный момент; M_p — реактивный момент; 3, 4 — центральные шарниры передней и задней подвески.

Таким образом, уточненная оценка веса груза определяется при движении самосвала по выражению

$$G_{гр} = \frac{1}{m} \left\{ \sum_i^m \left[\left(p_{1ли} + p_{1при} \right) S_{п1} u_1 + \left(p_{2ли} + p_{2при} \right) S_{з2} u_2 + \frac{M_{pi}}{a} \right] \right\} - G_{сн}, \quad (6)$$

где i — номер текущей ординаты процесса давления в цилиндре подвески; m — количество ординат процессов.

Значение параметра M_p изменяется в широких пределах и определяется величиной текущих параметров работы тягового электропривода. Так при движении на подъемы большой крутизны 7÷12% и при интенсивных

троганиях самосвала доля слагаемого M_{pi}/a может достигать 10-25% веса груза. При этом на подъемах большой крутизны следует ожидать максимальных ошибок в оценках веса груза, вследствие, например, не учета влияния углов подъемов-спусков дороги (1). Поэтому разработанный алгоритм работы СКЗ предусматривает непрерывный анализ процесса M_{pi} при движении самосвала. По результатам этого анализа выделяются "мерные" участки информационных процессов, обеспечивающие получение оценок веса груза с минимальными погрешностями.

В НТЦ БелАЗ были проведены испытания самосвала, оборудованного СКЗ, реализующей уравнение (6). Погрузка – разгрузка и испытания самосвала на полигоне БелАЗ выполнялись три раза. Использовались образцовые, поверенные по весу грузы. При испытаниях СКЗ выдавала оценки веса груза самосвала с систематическими отклонениями от истинного веса. Результаты расчётно-экспериментальных исследований показали, что причиной отклонений является специфическая особенность работы уплотнений гидропневматических цилиндров подвески. Исследования позволили определить характеристику работы уплотнений, ввести её в уравнение (6) и исключить указанные выше систематические отклонения.

В окончательном виде основное уравнение алгоритма работы СКЗ имеет вид

$$G_{2p} = \frac{1}{m} \left\{ \sum_i^m \left[E_1 (p_{1,li} + p_{1npi}) S_{n u_1} + E_2 (p_{2,li} + p_{2npi}) S_{3 u_2} + \frac{M_{pi}}{a} \right] \right\} - G_{сн}, \quad (7)$$

где E_1, E_2 – характеристики работы уплотнений передних и задних цилиндров соответственно.

Испытания самосвала с СКЗ, реализующей уравнение (7), показали, что точность оценок веса груза самосвала находится в пределах 3%.

УДК 629.014

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ВЕРХНЕЙ ЧАСТИ КУЗОВА АВТОБУСА РАСЧЁТНЫМ МЕТОДОМ

Дыко Г.А., Поляков В.И.

Белорусский национальный технический университет

В соответствии с Правилами № 66 ЕЭК ООН допускается проверять верхнюю часть кузова пассажирского транспортного средства на прочность посредством расчётов. Согласно названным правилам рассчитывается общая энергия удара при опрокидывании транспортного средства на бок при следующих допущениях: поперечное сечение кузова – прямоугольное,

подвеска жёстко закреплена, кузов совершает вращательное движение вокруг горизонтальной оси, проходящей через нижний угол сечения..

Общая энергия удара при опрокидывании рассчитывается по формуле

$$E^* = 0,75M \cdot g \cdot h_1 \left(\sqrt{0,5W^2 + H_s^2} - \frac{0,5W}{H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} - 0,8 \frac{H_s}{H} \right),$$

где M – снаряжённая масса автобуса; $g = 9,8$ м/с²; W – габаритная ширина автобуса (по кузову); H_s – высота центра масс (ц.м.) автобуса; H – габаритная высота автобуса (по кузову); h_1 – высота падения ц.м. автобуса при его опрокидывании.

Энергия удара E^* затрачивается на деформацию стоек кузова, обеспечивающих его прочность. Суммарная "поглощённая" стойками энергия может рассчитываться по формуле

$$\sum_{i=1}^m E_i = \sum_{i=1}^m R_{odi} \cdot \Delta_d / \cos \varphi_1,$$

где m – общее число стоек; R_{odi} – реакция в точке контакта сечения стойки при ударе, совершающая работу на деформации Δ_d ; φ_1 – угол между стойкой и опорной поверхностью в момент удара.

Реакция R_{odi}

$$R_{odi} = [\sigma_u] \cdot W_u / L_s$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемые напряжения изгиба поперечного сечения стойки; W_u – момент сопротивления сечения стойки изгибу; L_s – плечо реакции.

Деформация Δ_d верхнего крайнего сечения стойки при ударе рассчитывается по формуле $\Delta_d = K_d \cdot \Delta_c$ (K_d – коэффициент динамичности; Δ_c – статическая деформация сечения стойки). Коэффициент K_d находился по выражению $K_d = \sqrt{2h_1/\Delta_c}$ при $h_1 \gg \Delta_c$ и $K_d = \sqrt{1+2h_1/\Delta_c}$ в случае невыполнения этого условия.

Центр масс автобуса определялся экспериментально в соответствии с известной методикой.

Положение ц.м. автобуса по длине базы определялось из уравнения моментов на основе найденных реакций под передними G_1 и задними G_2 колесами:

расстояние от передней оси до вертикальной линии, проходящей через ц.м.

$$a = \frac{G_2}{G_1 + G_2} L_a,$$

расстояние от задней оси до вертикальной линии, проходящей через ц.м.

$$b = \frac{G_1}{G_1 + G_2} L_a,$$

где L_a – база автобуса (равна 3,77 м).

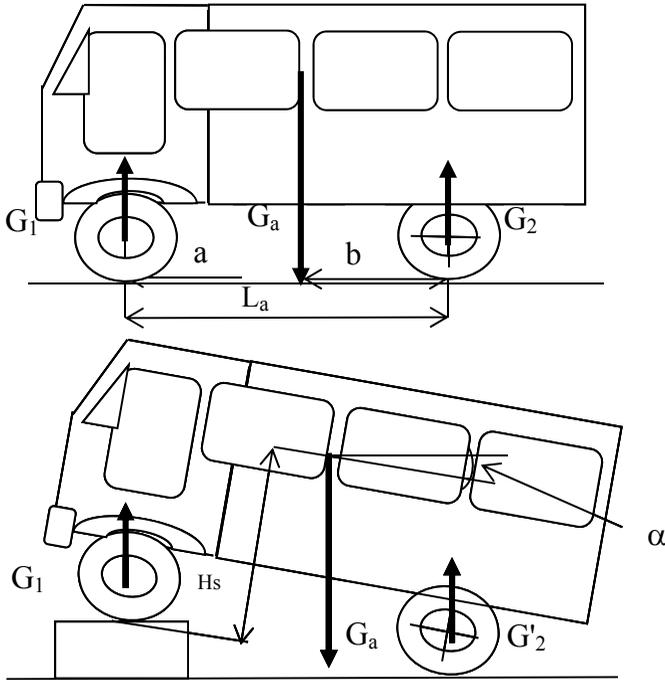


Рис. 1. Схема определения координат центра масс автобуса

Положение ц.м. автобуса по высоте от опорной поверхности определялось регистрацией изменения нагрузки при подъеме передней оси на весах, помещенных под задними колесами (G'_2) (рис.) по формуле

$$H_s = \left(\frac{G'_2}{G_a} L_a - a \right) \text{ctg} \alpha ,$$

где G_a – вес снаряжённого автобуса; α – угол наклона кузова в продольной плоскости (не более 8°). Подъем передней оси выполнялся три раза и нагрузка G'_2 принималась средней из трех значений.

Полученные результаты приведены в таблице.

G_1 , Н	G_2 , Н	G'_2 , Н	G_a , Н	α , °	a, м	b, м	H_s , м
14700	24890	25480	39200	3,73	2.375	1,4	1,155

Высота падения ц.м. h_1 определялась графически, что допускается Правилами № 66. Величина h_1 составила 0,82 м.

Величина статической деформации определялась экспериментально для образцов стоек, идентичных по размерам и материалу примененным в конструкции кузова. Один конец горизонтально расположенной стойки жестко закреплялся. К свободному концу подвешивались грузы разной массы и замерялись деформация данного сечения.

В соответствии Правилами № 66 для подтверждения прочности конструкции кузова должны выполняться следующие условия

- 1)
$$\sum_{i=1}^m E_i > E^*$$
- 2)
$$\sum_{i=1}^n E_{in} \geq 0,4 \cdot E^*$$
- 3)
$$\sum_{i=1}^p E_{ip} \geq 0,4 \cdot E^*$$
- 4)
$$L_F \geq 0,4L_n$$
- 5)
$$L_R \geq 0,4L_p$$

где m – общее число стоек кузова; n – число стоек перед ц.м. автобуса; E_{in} — энергия, которая может быть поглощена i -й стойкой перед ц.м.; p — число стоек позади ц.м. автобуса; E_{ip} — энергия которая может быть поглощена i -й стойкой позади ц.м.; L_F — среднее расстояние между стойками, расположенными перед ц.м.; L_n — расстояние от ц.м. до передней стенки кузова; L_R — среднее расстояние между стойками, расположенными позади ц.м.; L_p — расстояние от ц.м. до задней стенки кузова. Расстояния L_F и L_R рассчитываются в соответствии с Правилами №66.

Оценка верхней части конструкции на прочность в соответствии с методикой Правил № 66, выполнена с помощью разработанной компьютерной программы. Расчеты позволили дать рекомендации производителю по обеспечению необходимой прочности кузова.

УДК 629.33.02-027.43(075.8)

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ

Руктешель О.С.

Белорусский национальный технический университет

Решение задачи организации процесса переключения передач сводится к синтезу алгоритмов переключения. Задача синтеза алгоритма переключения передач решается путём его оптимизации. Оптимизация — это

управляемый процесс, позволяющий найти наилучший вариант системы в отношении заданного свойства. Управление при оптимизации реализуется в виде изменения элементов структуры или параметров системы.

Структуры алгоритма переключения различают по принципу организации алгоритма, количеству операций управления, последовательности их выполнения, по условиям перехода между операциями, количеству и виду узлов САПП, реализующих данные операции.

По принципу организации алгоритмы переключения классифицируют на алгоритмы индивидуальной и центральной синхронизации, а также комбинированные, сочетающие в себе свойства обоих указанных принципов.

Под операциями управления понимаются управляющие воздействия, направленные на включение-выключение вышеперечисленных узлов, синхронизацию угловых скоростей или ускорений их элементов и реализация данных воздействий.

К параметрам алгоритма переключения передач относят интервалы смещения во времени сигналов управляющего блока САПП, определяющих начало параллельно выполняемых операций (например, управление двигателем и сцеплением; двигателем, моторным тормозом и коробкой передач и т.п.); время, темп включения (выключения) и характер нарастания (падения) нажимного усилия в силовых цилиндрах исполнительных механизмов, а также значения относительных угловых скоростей и ускорений элементов коробки передач или сцепления, синхронизируемых в процессе переключения передач. Достижение последних является сигналом к выполнению последующих операций.

В силу того, что алгоритм процесса переключения передач оказывает влияние на нагруженность узлов силового агрегата, динамику и плавность хода автомобиля, задачи структурной и параметрической оптимизации алгоритмов переключения являются многокритериальными.

Для количественной оценки эффективности выбора варианта структуры и параметров алгоритмов переключения передач выбираем время разрыва потока мощности при переключении t_p , удельные мощность N_{y0} и работу буксования L_{y0} сцепления или (и) синхронизатора, коэффициент динамических нагрузок $K_{дин}$ и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля по времени \ddot{v}_a .

Выбранные критерии эффективности оценивают влияние организации процесса переключения передач на основные эксплуатационные и нагрузочные показатели автомобиля. Так, время разрыва потока мощности оказывает влияние на среднюю скорость движения и, следовательно, динамику и производительность автомобиля; удельные мощность и работа буксования сцепления или синхронизатора характеризуют соответственно нагрев и износ их поверхностей трения; коэффициент динамических

нагрузок — нагруженность трансмиссии в процессе переключения передач; максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля — плавность процесса переключения, комфортабельность водителя и пассажиров, сохранность перевозимого груза, плавность движения автомобиля в целом.

Обозначим множество возможных принципов организации алгоритма переключения передач через P . Каждому принципу организации алгоритма p соответствует некоторое множество возможных операций управления $K(p)$ из которого при проектировании алгоритма надо выбрать упорядоченное подмножество $K \in K(p)$, необходимое и достаточное для реализации алгоритма по выбранному принципу p . Через M обозначим множество узлов САПП, реализующих операции управления, а через A — распределение операций управления по узлам САПП, т.е. отображение $K(p)$ на M . Оптимальное отображение должно обеспечивать экстремум критериев эффективности, вернее компромиссное решение, при выполнении критерийных ограничений.

В общем случае задача синтеза оптимальной структуры алгоритма переключения передач состоит в определении:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi \{ k \in K(p), A[m \in M] \} \rightarrow \text{extr}; \\ p \in P; \\ k \in K(p); \\ m \in M; \end{array} \right.$$

Для построения булевой матрицы допустимого множества структур алгоритмов переключения передач вводим переменную X_{ijm} :

- 1, если i -ая операция осуществляется по n -му принципу
 $X_{ijm} =$ при выполнении j -го условия перехода с помощью
 m -го узла системы;
 0 — в противном случае.

Каждый вариант структуры алгоритма переключения передач должен включать в себя лишь один способ распределения операций по узлам системы и один принцип организации алгоритма переключения. Это учитывается следующим ограничением:

$$\sum_{\{i, n, j, m\}} X_{i, n, j, m} = 1 \quad \forall i = \overline{1, i_n}.$$

В качестве нижней границы данных критериев принимаем нулевые значения, а в качестве верхней — допустимые значения по условию обеспечения требуемой долговечности соответствующих узлов автомобиля. По-

следние задаются, базируясь на результатах экспериментальных исследований или сведениях, почерпнутых из литературных источников.

Решение данной задачи сводится к нахождению такой альтернативы из множества допустимых, которая может не являться оптимальной ни для одной из целевых функций, но оказывается приемлемой для всего множества целевых функций $\varphi_i(x)$, где $i = \overline{1, u}$. Под приемлемостью будем понимать существование на множестве \bar{X} такой альтернативы, при которой величина отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции $\Delta\varphi_i(x) = \varphi_i(x) - \varphi_i^* \forall i \in U$ достигает наименьшего значения (здесь через φ_i^* обозначено оптимальное значение i -ой целевой функции на множестве допустимых альтернатив). Поскольку наименьшее значение величин $\Delta\varphi_i(x)$ не достигается одновременно на одной альтернативе, то возникает необходимость сравнивать эти величины между собой, что связано с привлечением в ситуацию принятия дополнительной информации от экспертов.

Так как целевые функции множества U имеют различную размерность, то необходимо условиться, какие количественные характеристики каждой из них $\varphi_i(x)$ можно сравнивать друг с другом. Для этого каждой целевой функции множества U сопоставим некоторое преобразование $\eta_i[\varphi_i(x)]$, приводящее $\varphi_i(x)$ к безразмерному виду. Эти преобразования должны удовлетворять следующим требованиям:

- учитывать необходимость минимизации величины отклонений от оптимальных значений по каждой целевой функции;
- иметь общее начало и один порядок изменения значений на всем множестве допустимых альтернатив;
- сохранять отношение предпочтения на множестве альтернатив, сравниваемых по множеству целевых функций (критериев эффективности) и тем самым не изменять множества эффективных альтернатив.

Последнее требование означает, что преобразование $\eta_i[\varphi_i(x)] \forall i \in U$ должно быть монотонным.

В качестве такого нормирующего и масштабирующего преобразования рекомендуется использовать функцию вида:

$$\eta_i[\varphi_i(x)] = [\varphi_i(x) - \varphi_i^*] / (\varphi_i^{max} - \varphi_i^*) \forall i \in U,$$

где φ_i^{max} – наибольшие значения минимизируемых целевых функций, достигаемые ими на множестве допустимых альтернатив (критериальные ограничения).

Преобразование $\eta_i(x) \forall i \in U$ однозначно определяет расположение множества допустимых альтернатив в пространстве $H \subset R^U$ значений функций $\eta_i(x) = \eta_i[\varphi_i(x)]$.

Пусть выбрано множество функций $H = \{\eta_i(x)\} (i \in U)$, каждая из которых минимизируется, $0 < \eta_i(x) < 1$ и задано предпочтение на множестве целевых функций U . Тогда единственную компромиссную альтерна-

тиву можно получить, оптимизируя интегральный критерий эффективности. В качестве такого критерия предлагается выбрать критерий вида

$$\Phi^A = \sum_{i=1}^U \rho_i \eta_i(x),$$

где ρ_i — i -й элемент вектора весовых коэффициентов. Вектор весовых коэффициентов $\rho \in P^+$ будем интерпретировать как предпочтение целевых функций множества U друг перед другом, выраженное в количественной шкале.

Анализ результатов оптимизации параметров алгоритмов переключения показал, что последние должны быть адаптивными, то есть изменяющимися в зависимости от эксплуатационного состояния и степени износа двигателя, условий эксплуатации и весового состояния автомобиля. Причем адаптация должна осуществляться автоматически. Для этого такие параметры АПП, как ω_{231}^3 и ω_{232}^3 должны быть не жестко заданными константами, а представлять собой функции $\omega_{23i}^3 = f(\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3, u_{кп}, t_{кп}^{БК})$, где i — количество условий перехода между операциями, при выполнении которых анализируется относительная угловая скорость синхронизируемых масс КП: $\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_3$ — угловые ускорения инерционных масс двигателя и выходного вала КП; $u_{кп}$ — передаточное число КП на включаемой передаче; $t_{кп}^{БК}$ — время от подачи сигнала на исполнительный механизм КП до его полного срабатывания. Значения указанных функций должны рассчитываться в ходе выполнения процесса переключения передач.

В отличие от констант обозначим рассчитываемые относительные угловые скорости синхронизируемых масс КП, при которых следует подавать сигнал на включение смежной высшей или низшей передачи, соответственно через ω_p^B и ω_p^H . Значения функции ω_p^H определим из выражения

$$\omega_p^B = (\dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 \cdot u_{кп}) \cdot t_{кп}^{БК},$$

где $\dot{\omega}'_1, \dot{\omega}'_3$ и $\dot{\omega}''_1, \dot{\omega}''_3$ — угловые скорости коленчатого вала двигателя и выходного вала КП, соответствующие моментам времени t_1 и t_2 ;

$$\dot{\omega}_1 = (\omega'_1 - \omega''_1) / \Delta t;$$

$$\dot{\omega}_3 = (\omega'_3 - \omega''_3) / \Delta t;$$

Δt — время опроса датчиков САПП;

$$\Delta t = t_2 - t_1.$$

Значение функции ω_p^B определим из выражения

$$\omega_p^H = (\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_3 \cdot u_{кп}) \cdot t_{кп}^{БК},$$

где $\dot{\omega}_1 = (\omega''_1 - \omega'_1) / \Delta t$.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХКОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Михальцевич Н.Р.

Белорусский национальный технический университет

Введение. В последнее время наблюдается значительное увеличение производства и продаж двухколёсных транспортных средств. Это связано с возрастающей популярностью эксплуатации такой техники в крупных городах (меньше расход топлива, отсутствие проблем с парковкой, меньшие налоговые и страховые сборы). В связи с этим, к двухколёсной технике предъявляются новые требования к уровню их активной безопасности.

На первом этапе наиболее целесообразно разрабатывать антиблокировочные тормозные системы применительно к двухколёсной технике. Далее в статье представлена модель тормозной системы мотоцикла с АБС и процесс моделирования её работы.

Тормозная система с АБС для мотоцикла. Существуют различные компоновочные схемы по интегрированию системы АБС в тормозную систему мотоцикла. Как наиболее дешёвый вариант предлагается использование одноканальной системы, которая будет работать с передним колесом. В наиболее дорогих системах нашли применение датчики положения задней подвески и гироскопические датчики в ступице переднего колеса.

В данном случае была принята схема тормозной системы, представленная на рис.1.

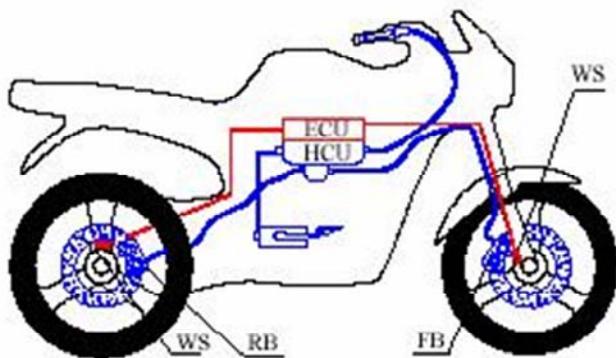


Рис. 1. Схема тормозной системы с АБС:

WS-датчик угловой скорости колес, AS-датчик поперечных ускорений,
HCU-гидравлический блок управления, ECU-электронный блок управления

Данная схема является наиболее часто применяемой в тормозных системах двухколёсной техники, так как позволяет внедрять системы АБС без значительного увеличения стоимости транспортного средства.

Алгоритмом управления для системы АБС был выбран градиентный способ регулирования, как один из наиболее соответствующих специфике управления торможением мотоцикла.

Параметром регулирования в этом случае является производная dv/ds . Главное преимущество градиентного регулирования состоит в том, что оно позволяет обеспечить работу колеса в доэкстремальной области μ - s -кривой. Выбор граничных условий в этой области для определения порогов срабатывания АБС может обеспечить максимальную эффективность торможения, управляемость и устойчивость движения, а также минимальные энергетические потери в колесе.

Моделирование процесса торможения мотоцикла оборудованного тормозной системой с АБС

Объект моделирования, мотоцикл ММВЗ 3.115, производство ОАО «МОТОВЕЛО».

Исходные данные:

- ✓ Полная масса 203кг.
- ✓ База $L=1,25$ м.
- ✓ Высота центра тяжести $h_g=0,7$ м.
- ✓ Расстояние от точки контакта переднего колеса до центра масс $a=0,64$ м.
- ✓ Динамический радиус колеса $r_d=0,295$ м.
- ✓ Момент инерции колёс $0,84$ кг·м².
- ✓ Начальная скорость торможения $V_T=25$ м/с.

Для моделирования применялся пакет AMESIM, который представляет собой программу, позволяющую моделировать различные процессы движения транспортных средств.

До начала процесса моделирования, необходимо создать объект моделирования, для чего в программе существуют простейшие элементы:

- механические;
- электрические;
- гидравлические;
- элементы трансмиссий;
- силовые агрегаты.

С помощью представленных элементов создается модель транспортного средства, затем, используя технические параметры прототипа, задаются

свойства различных элементов модели, которые могут варьироваться в широком диапазоне.

В результате моделирования получаем различные характеристики, описывающие работы тех или иных узлов транспортного средства.

Для изучения поведения двухколесного транспортного средства при торможении с антиблокировочной тормозной системой, была создана модель мотоцикла, оснащенного системой АБС. Разработанная схема представлена на рис. 2.

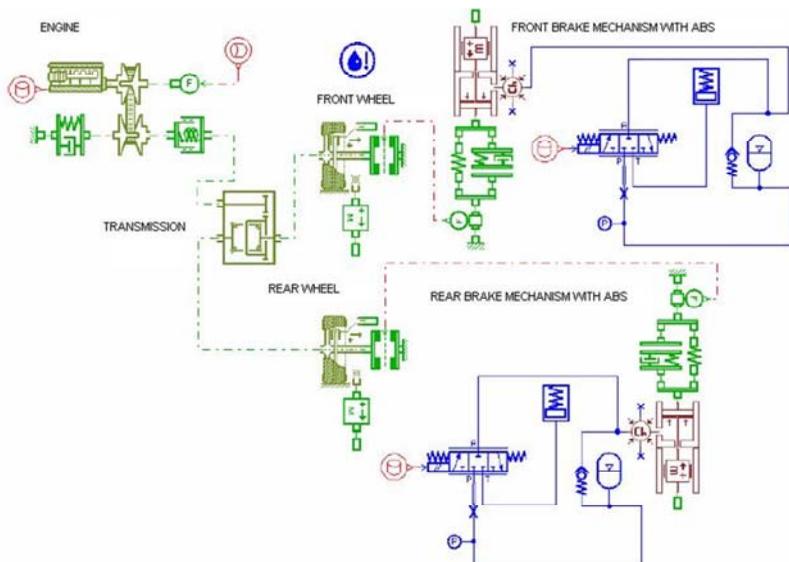


Рис. 2. Схема тормозной системы с АБС, разработанная в пакете AMESIM

При моделировании работы тормозной системы с антиблокировочной системой, были получены следующие результаты, которые отражены графически.

В результате эксперимента были получены графики изменения коэффициента проскальзывания колеса и изменения давления в тормозной системе.

Результаты, полученные в процессе моделирования торможения, представлены на графиках рис.3., рис.4.

В результате эксперимента были получены следующие данные:

1. Применение антиблокировочной тормозной системы позволяет сократить тормозной путь примерно на 30% при торможении на дорогах с низким коэффициентом сцепления.

2. Значение коэффициента относительного проскальзывания не превышает значения 0,2, при использовании до-экстремального алгоритма управления.
3. Использование представленной сенсорной базы, позволяет учитывать все факторы, влияющие на устойчивость мотоцикла.

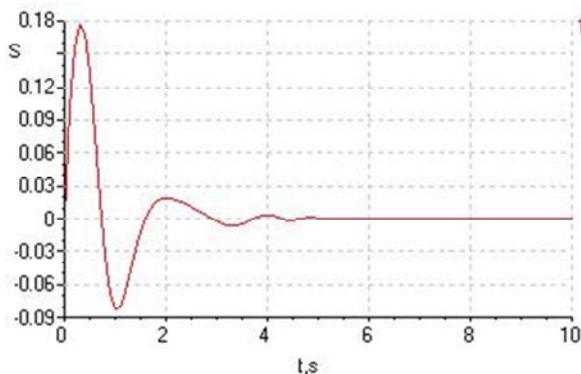


Рис 3. Изменение коэффициента проскальзывания заднего колеса

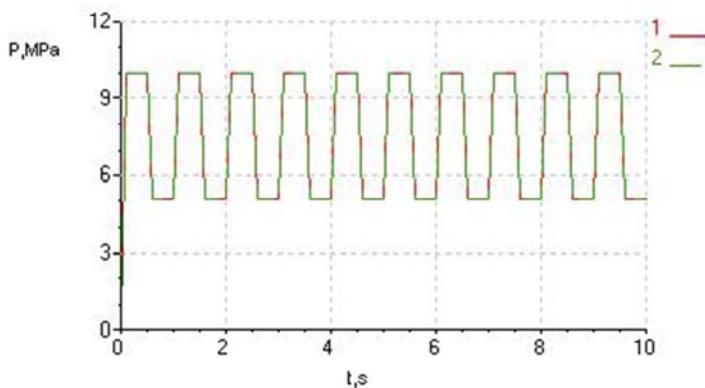


Рис 4. Изменение давления в тормозной системе для заднего и переднего колеса: 1-переднее колесо; 2-заднее колесо

Анализируя все данные, полученные в ходе эксперимента, а также после обработки графиков, можно сделать следующий вывод: использование антиблокировочной тормозной системы, работающей на базе до-экстремального алгоритма управления позволяет обеспечить устойчивость транспортного средства при торможении, без снижения эффективности торможения.

Выводы.

1. Применение АБС в значительной степени повышает уровень активной безопасности двухколесной техники.

2. На первом этапе разработки целесообразно применять пакет AMESIM для исследования работы системы.

УДК 631.362.35.06:635.21

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДА СДВОЕННЫХ КОЛЁС КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА

Бобровник А.И.¹, Поздняков Н.А.², Варфоломеева Т.А.³, Гедроить Г.И.³

¹Белорусский национальный технический университет

²ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»

³Белорусский государственный аграрный технический университет

Основным видом технологического транспорта при добыче полезных ископаемых открытым способом является автомобильный, который во всем мире используется для перевозки от 80 до 100% всей горной массы. Преимущество карьерного автотранспорта перед другими видами транспорта объясняется такими неоспоримыми достоинствами как мобильность, гибкость, автономность, возможность обеспечения высокой интенсивности горных работ и др. С ним не могут пока в полной мере конкурировать другие виды транспорта. Недаром производством карьерных самосвалов в США и Японии занимаются 10 ведущих машиностроительных компаний, выпускающих десятки базовых моделей самосвалов и их модификации грузоподъемностью от 25 до 360 т. Однако имеется потребность в самосвалах грузоподъемностью 560 т и более. Наиболее крупным производителем большегрузных карьерных самосвалов является ПО «БелАЗ», на долю которого приходится 33% мирового рынка этой продукции [1]. Учитывая тенденции увеличения объемов добычи минерального и энергетического сырья, ведущие машиностроительные фирмы направляют основные усилия на модернизацию базовых моделей, повышая их качество. В настоящее время основные компоновочные схемы отработаны. Принципиально конструктивно-технологические решения по ходовой части, опорным конструкциям практически одинаковы для всех моделей, выпускаемых различными мировыми производителями, но при разработке перспективных схем самосвалов особо большой грузоподъемности могут появиться нетрадиционные, «неклассические» компоновочные схемы. Расширение типоразмерного ряда в сторону увеличения грузоподъемности машин сдерживается отсутствием ходовых систем необходимой грузоподъемности.

В настоящее время автомобильный транспорт может обеспечить практически любую производительность карьера по горной массе. Однако возможности автотранспорта ограничены для сверхкрупных карьеров. Нынешний этап развития открытых горных работ характеризуется большим уходом горных работ на глубину до 350-500 м. При таких глубинах производительность автотранспорта снижается в несколько раз, энергоемкость транспортного процесса увеличивается. С увеличением глубины карьеров снижается рабочий ресурс самосвала из-за повышения нагрузок на все их системы, растет потребность в запчастях, что все вместе приводит к увеличению доли затрат на автотранспорт до 55-60% в общей себестоимости добычи полезного ископаемого. В этой связи необходимо искать другие технологические схемы, снижающие нагрузку на автотранспорт. Данная статья посвящена вопросу повышения эксплуатационных качеств привода сдвоенных колес карьерного самосвала.

В зависимости от формы залегания, параметров рудного тела, глубины карьера, масштабов производства и других факторов используют спиральные, петлевые, прямые, скользящие и комбинированные виды съездов, обеспечивающие транспортную связь вскрышных и добычных горизонтов с технологическим комплексом на поверхности (рис. 1, 2). Спиральные автомобильные съезды обеспечивают отработку залежи на больших глубинах (150-450 м) при ограниченной протяженности фронта горных работ на нижних горизонтах при достаточно больших радиусах поворота и относительно высоких скоростях движения. Спиральный съезд может иметь длину более четырех километров при средневзвешенном уклоне 7%. Весь съезд состоит из участков протяженностью от 20 до 70 м с уклоном 0-12%. Общая протяженность участков с уклонами 9-12% составляет примерно 25% от общей длины. Петлевые автомобильные съезды эффективны на карьерах больших глубин. Коэффициент развития трассы составляет 1,05-1,25 при величине радиуса серпантинности 20-50 м [1].

Комбинированные съезды применяют при вскрытии рудных тел сложной конфигурации. Устраиваются сопрягаемые кривые, соединяющие одну форму трассы с другой. Наиболее типичны комбинированные постоянные съезды в карьерах, где спиральная форма переходит в петлевую. В глубоких карьерах элементы спиральной и петлевой формы трасс последовательно чередуются. В связи с ростом темпов научно-технического прогресса, увеличением глубины карьеров, совершенствованием транспортных схем специалисты сформулировали свои взгляды на совершенствование карьерных самосвалов, которые сводятся к следующему: соответствие модели горнотехническим, горно-геологическим, климатическим условиям эксплуатации, габариты машины не должны превышать значений, характерных для эксплуатируемых в настоящее время и установленного класса

грузоподъемности, а вместимость кузова применительно к породам месторождения должна обеспечить коэффициент использования грузоподъемности, близкий к единице, надежность машины при достигнутом уровне ТО должно обеспечивать коэффициент технической готовности не менее 0,85, самосвал должен иметь низкий расход топлива, масел, минимальный выброс вредных веществ в атмосферу, срок службы должен обеспечивать минимальную себестоимость транспортировки горной массы.

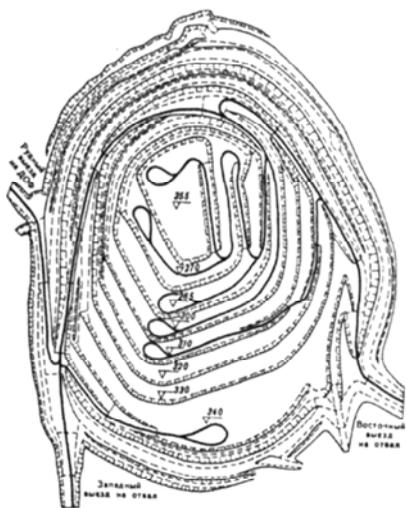


Рис. 1. Схема вскрывающих автомобильных съездов спиральной формы



Рис. 2. Схема петлевых автомобильных съездов в карьере

Все карьерные автомобили-самосвалы имеют две принципиально компоновочные схемы. Первая — так называемая «классическая».

Свыше 70% всех карьерных самосвалов в мире выполнено по колесной формуле 4x2. Достоинством классической компоновочной схемы является простота конструкции, надежность, малый радиус поворота. Недостатки — неравномерное распределение весовой нагрузки по осям - в пропорции 1:2, то есть на переднюю ось приходится 1/3 всей нагрузки, а на заднюю — 2/3. И хотя такое распределение нагрузки компенсируется в большей степени двойной ошиновкой задних колес, неравномерного износа шин передних и задних колес избежать не удастся. Для улучшения маневренности самосвалов они выпускаются с короткой базой и передним расположением кабины. Достоинство самосвалов с шарнирно-сочленённой рамой с колесной формулой 4x4 большой грузоподъёмности является обеспечение более высокой маневренности с радиусом поворота 6-7 м и более равномерным

распределением весовой нагрузки на передние и задние шины, а недостаток — большая конструктивная сложность и вследствие этого большие затраты на обслуживание [1]. Устойчивая тенденция нарастания глубины карьеров при соответствующем увеличении расстояния транспортирования предопределила стратегическое направление в развитии карьерного автотранспорта — переход на увеличение производства автосамосвалов особо большой грузоподъёмности.

Основным техническим решением при создании самосвалов более высокой грузоподъёмности является применение колёс с бескамерными шинами большой размерности 21.00-35 диагональной конструкции. Применение бескамерных шин позволяет повысить безопасность эксплуатации самосвалов. При бескамерном варианте воздух постепенно выходит из шины, давление падает медленно, и аварийная ситуация не возникает. Улучшаются условия работы шин со значительным снижением выделяемого тепла, что обеспечивает увеличение их ходимости на 8-10% [1]. Эксплуатация шин показывает, что в 55%-65% случаев они работают с перегрузом, что крайне отрицательно сказывается на их ресурсе.

Горнотехнические условия эксплуатации карьерных самосвалов с каждым годом усложняются. Так, например, на Удачинском ГОКе величина среднего уклона составляет $i_{cp} = 50-60\%$, а время движения автосамосвала с грузом — 65% общего времени транспортного цикла. Проведенные экспериментальные исследования с помощью специальной аппаратуры показали распределение нагрузки, приведенное в таблице №1 [1].

Требуемая мощность двигателя самосвала N (кВт) является переменной.

$$N = 10^{-3} K_n G V \eta_{тр} (v_0 + i),$$

где K_n — коэффициент затрат мощности на вспомогательные приводы (вентиляторы охлаждения, гидронасосы и другие узлы);

G — масса груженого самосвала, т;

V — скорость движения, м/с;

$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии;

v_0 — коэффициент сопротивления качению при криволинейном движении;

i — уклон дороги.

Затраты на вспомогательные приводы составляют в среднем 10% от номинальной мощности, поэтому $K_n = 1,1$. КПД трансмиссии двухосного самосвала $\eta_{тр} = 0,85$. Коэффициент сопротивления качению $v_0 = 0,02-0,03$. Тогда скорость двухосного самосвала с колесной формулой 4к2 (м/с)

$$V = N \eta_{тр} / G(0,03 + i) K_n = 727,7 N_{уд} / (0,03 + i),$$

где $N_{уд} = N_{дв} / G$ — удельная мощность автосамосвала, кВт (мощность, приходящаяся на единицу массы гружёной машины).

Методами математической статистики обработки данных различных моделей карьерных самосвалов грузоподъемностью 25-320 т., изготовленных за последние 40 лет различными фирмами, средняя удельная мощность самосвалов до 100 кВт составила 5-5,5 кВт/т, свыше 100 т — 4,4-4,8 кВт/т.

Таблица 1. Распределение режимов движения самосвалов в глубоких карьерах

Направление движения	Режим движения	Распределение по времени, %	Распределение по пройденному пути, %
С грузом на подъём от забоя до отвала	Тяговый	98	96
	Тормозной	2	-
	Накат		4
Порожняком под уклон от отвала до забоя	Тяговый	40	37
	Тормозной	27	24
	Накат	33	39
С грузом под уклон от отвала до забоя	Тяговый	35	33
	Тормозной	34	40
	Накат	31	27

Скорость современных самосвалов в нагруженном состоянии на подъёмах карьерных дорог с уклоном 8% составляет 11-15 км/ч, что значительно ниже безопасной скорости движения в карьере. Скоростные свойства гружёных самосвалов ограничиваются техническими возможностями машин. Время прохождения подъёмов в большинстве случаев занимает значительную часть суммарного времени цикла движения. Учитывая общие тенденции повышения производительности и как следствие — скорости движения можно считать закономерным на ближайший период некоторое увеличение мощности силовых установок для повышения технической скорости на подъёмах до 18 км/ч. На спуске максимальная скорость ограничивается только условиями безопасности и составляет 30-40 км/ч.

Среди основных линейных параметров автосамосвала наряду с габаритами считается радиус поворота. При прохождении кривых участков возникают дополнительные нагрузки на узлы и системы автомобиля, поэтому значения допустимых скоростей движения необходимо корректировать поправочными коэффициентами, учитывающими величину радиуса кривизны и поперечного уклона дороги (таблица 2).

Выполнение данных требований по снижению скорости движения автосамосвала по предварительным расчетам позволяет повысить ресурс шин на ряде карьеров в 1,5-2,5 раза [1]. С увеличением скорости движения самосвала величина коэффициента сцепления несколько снижается (таблица 3).

При криволинейном движении карьерного самосвала между сдвоенными колёсами в тяговом, тормозном режимах и при накате возникает цирку-

ляция мощности, так как наружное и внутреннее колеса левого или правого бортов карьерного самосвала движутся с разной скоростью при прохождении различного пути, зависящего от радиуса поворота и нагрузки на колесо. При движении на повороте возникает угловая деформация шины, нарастающая по мере увеличения поворачивающего момента до тех пор, пока в пятне контакта шины с опорной поверхностью сохраняется сцепление. В пределах упругой деформации шина разворачивается относительно пятна контакта на некоторый угол. Деформация шины растет с увеличением приложенного к ней момента до потери сцепления с опорной поверхностью.

Таблица 2. Поправочные коэффициенты, корректирующие скорость автосамосвала при движении по кривым

Радиус кривизны, м	Поперечный уклон дороги, %	Поправочные Коэффициенты
15	0–2	0,70–0,80
	3–6	0,83–0,85
20	0–2	0,87–0,89
	3–6	0,91–0,93
25	0–2	0,94–0,95
	3–6	0,96–0,98
30	0–2	0,96–0,97
	3–6	0,98–0,99

Таблица 3. Коэффициент сцепления колес со щебёночным покрытием постоянных автодорог (Сарбайский карьер)

Скорость, км/ч	Сухое покрытие				Мокрое покрытие			
	Продольный уклон дороги, %							
	0	3	7	9	0	3	7	9
10	0,72	0,71	0,69	0,65	0,55	0,55	0,54	0,48
20	0,72	0,70	0,67	0,62	0,54	0,53	0,51	0,47
30	0,69	0,69	0,66	0,59	0,53	0,52	0,50	0,44
40	0,68	0,68	0,64	0,57	0,51	0,51	0,49	0,43

Значение коэффициента сцепления ведущих колес автомобиля с дорожным покрытием приведено в таблице 4

Предлагается конструкция нового опорно-сцепного устройства для сдваивания задних колёс с возможностью передачи крутящего момента при криволинейном движении на наружное колесо или его отсоединение и движения в ведомом режиме при одновременной передаче крутящего момента на внутреннее колесо рис. 3 [2].

Таблица 4. Значение коэффициента сцепления колёс с дорожным покрытием при прямолинейном движении

Вид дороги	Коэффициент сцепления при состоянии дороги	
	сухом	мокроем
Постоянная		
Щебёночная с поверхностной обработкой	0,75	0,5
Щебёночная укатанная	0,7	0,45
Асфальтовая	0,7	0,4
Асфальтобетонная	0,7	0,45
Временная		
Забойная укатанная	0,6	0,4...0,5
Отвальная укатанная	0,4...0,5	0,2...0,3
Покрытая снегом	0,2...0,5	0,12...0,18

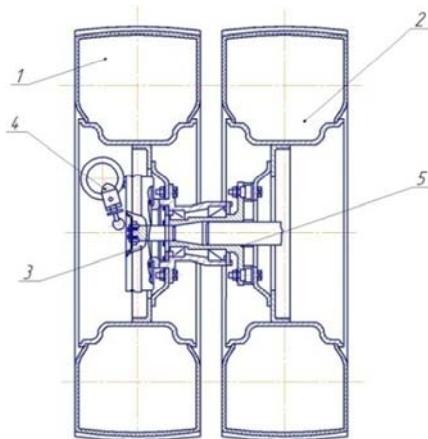


Рис. 3. Опорно-сцепное устройство задних колёс:

1 – наружное колесо; 2 – внутреннее колесо; 3 – механизм включения и выключения; 4 – пневмокамера; 5 – вал консольный

Такое опорно-сцепное устройство устанавливается относительно продольной оси карьерного автотранспорта с обеих сторон. По расчётным данным установка предложенного устройства позволит уменьшить циркуляцию мощности на бортах сдвоенных колес, снизить нагруженность трансмиссии, у карьерного самосвала, улучшить управляемость. В насто-

ящее время макетный образец опорно-цепного устройства разрабатывается на ОАО «МТЗ».

Литература

1 Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н. Зырянов И.В. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы.- СПб.: Наука 2004.-429 с.

2 Патент на полезную модель №6695 МПК В 60С 3/00. Устройство для улучшения опорно-цепной проходимости // БГАТУ / Прищепов М.А., Карпович С.К., Бобровник А.И. и др.

УДК 629.03

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ АДАПТИВНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ СУХИМ ФРИКЦИОННЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ НА СТЕНДЕ

О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов
Белорусский национальный технический университет

Работоспособность автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом, созданной на кафедре «Автомобили» БНТУ, и, в частности, работоспособность алгоритма трогания автомобиля с места, подтверждена полунатурным экспериментом на испытательном стенде [1]. Мехатронная система создана на платформе смарт-контроллеров esomat R360 [2] серии CR2500 (ifm electronic, Германия), объединенных в сеть посредством CAN-шины и обменивающиеся информацией по протоколу высокого уровня SAE J1939 [3].

Имитация наиболее сложных для автоматизации процессов трогания с места на I-й и II-й передаче, выполнялась на стенде, оснащённом маховой массой с моментом инерции, эквивалентным поступательно движущемуся автомобилю массой 20 т.

Некоторые результаты эксперимента по исследованию процесса трогания с места в автоматическом режиме управления силовым агрегатом приведены на рисунках 1 и 2.

Как видно из представленной записи (см. рисунок 1), весь процесс трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата (с момента перевода селектора до возврата рычага сцепления в исходную позицию) происходит за время $t_{\text{общ}}=5,2$ с. При этом, сцепление выключается за 0,12 с, включение передачи в основной и дополнительных коробках происходит за 0,65 с.

При включении сцепления его рычаг перемещается из крайнего поло-

жения в исходное за 4,25 с, а время разгона ведомого диска до угловой скорости двигателя составляет 1,4 с, что соответствует среднему темпу включения сцепления $k_{сц}=2,14 \text{ с}^{-1}$. Согласно результатам моделирования [4, с. 101, табл. 2], данному темпу включения сцепления соответствуют удельная работа и мощность буксования фрикционных элементов равные $8,7 \text{ Дж/см}^2$ и $24,2 \text{ Вт/см}^2$, коэффициент динамических нагрузок в 1,61 и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля в $42,5 \text{ м/с}^3$.

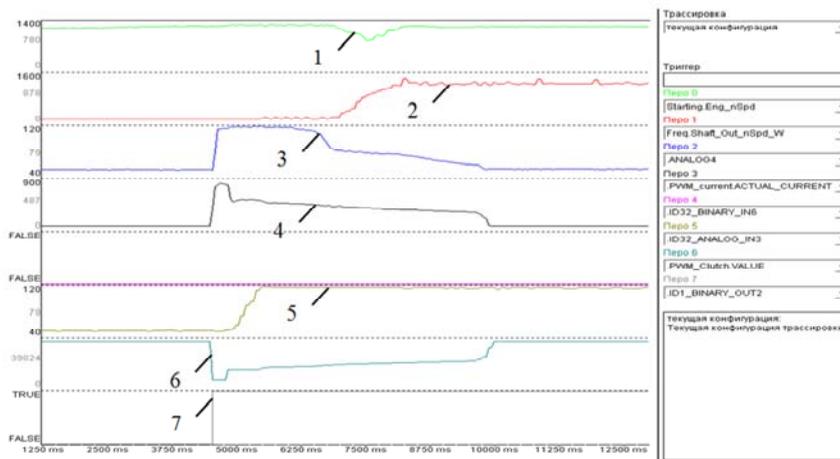


Рис. 1. Запись процесса трогания на I передаче:

- 1, 2 – частота вращения соответственно коленвала двигателя и выходного вала КП в приведении к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – перемещение вилки переключения делителя, бит; 6 – числовое значение ШИМ на ПЭМК сцепления, бит; 7 – сигнал уровня «1» на ЭМК прямой ступени делителя

В результате обработки записи процесса, представленной на рисунке 2, получены следующие параметры алгоритма трогания на II передаче: общее время переходного процесса $t_{\text{общ}}=4,35 \text{ с}$; обороты коленвала двигателя на момент начала замыкания сцепления – 1300 об/мин; время включения прямой ступени делителя – 0,35 с; время выключения сцепления – 0,1 с; время включения сцепления – 3,5 с.

При вышеуказанных параметрах алгоритма трогания время буксования ведомой и ведущей частей сцепления составляет 2,35 с, что на 0,95 с или на 40,4% больше соответствующего времени буксования при трогании на I передаче (см. рисунок 1). Это объясняется меньшим крутящим моментом, подводимым к маховой массе, эквивалентной моменту инерции авто-

мобиля и его колёс, ввиду меньшего передаточного числа второй передачи. Время фактического включения сцепления ($t_{\text{вкл}}=2,35$ с) соответствует темпу включения сцепления $k_{\text{сц}}=1,28$ с⁻¹. Согласно результатам моделирования [4, с. 101, табл. 2] данному темпу включения сцепления соответствуют удельная работа и мощность буксования фрикционных элементов равные 14,6 Дж/см² и 19,4 Вт/см², коэффициент динамических нагрузок в 1,53 и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля в 35,6 м/с³.

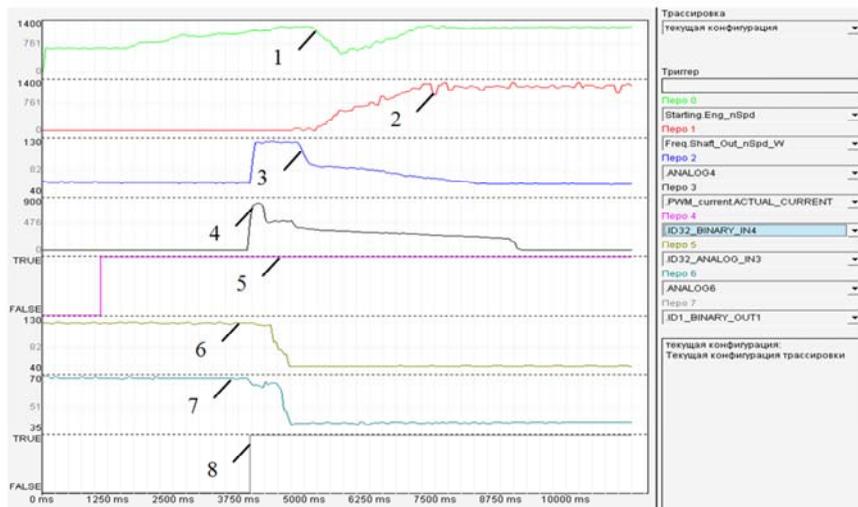


Рис. 2. Запись процесса трогания на II передаче:

1,2 – частота вращения соответственно коленвала двигателя и выходного вала КП в приводе к первичному валу, об/мин; 3 – перемещение рычага выключения сцепления, бит; 4 – ток ПЭМК управления сцеплением, мА; 5 – сигнал уровня «1» о перемещении селектора в позицию «D»; 6 – перемещение вилки переключения делителя, бит; 7 – перемещение вилки включения передачи, бит; 8 – сигнал уровня «1» на ЭМК повышающей ступени делителя

В результате выполненного эксперимента подтверждена работоспособность предлагаемого алгоритма трогания автомобиля с места в автоматическом режиме управления силовым агрегатом.

Как показали исследования, для обеспечения качественного протекания процесса трогания с места автомобиля массой 20 т обороты двигателя на момент начала замыкания сцепления необходимо поддерживать в диапазоне 1350 ± 20 об/мин, что соответствует максимальному крутящему моменту двигателя, а включение сцепления производить при среднем темпе нарастания момента трения $k_{\text{сц}}=2,14$ с⁻¹. При таких параметрах алгоритма

весь процесс трогания с места в автоматическом режиме работы силового агрегата происходит за время $t_{\text{общ}}=5,2$ с, причём время разгона ведомого диска до угловой скорости двигателя составляет 1,4 с, что соответствует удельным работе и мощности буксования фрикционных элементов равным $8,7$ Дж/см² и $24,2$ Вт/см², коэффициенту динамических нагрузок 1,61 и максимальному размаху колебаний производной продольного ускорения автомобиля в $42,5$ м/с³.

Список литературы:

1. Руктешель, О.С. Интеллектуальная система управления стенда автоматизированного силового агрегата автомобиля / О.С. Руктешель, В.Л. Соломахо, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // Вест. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2009. – № 4. – С. 31–36.
2. System manual ecomat mobile Controller R360 for CoDeSys from V2.3 and Target versions V04.xx.xx/ ifm electronics gmbh, Germany, Essen, 2006 – 396 P.
3. SAE InternationalTM: Surface vehicle recommended practice / J1939-71: Vehicle Application Layer. – SAE Truck and Bus Control and Communications Network Subcommittee. – 2003. – 379 P.
4. Руктешель, О.С. Определение пороговых значений параметра обратной связи при широтно-импульсном управлении сцеплением / О.С. Руктешель, В.Л. Соломахо, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // Вестник Восточно-украинского национального университета им. В. Даля. – 2010. – №6(148). – С. 97–101.

УДК 629.03

АДАПТИВНЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ СУХИМ ФРИКЦИОННЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА

О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов
Белорусский национальный технический университет

Автоматизация процесса трогания автомобиля с места является одним из наиболее трудоёмких этапов отладки автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом, включающим двигатель внутреннего сгорания, сухое фрикционное сцепление и механическую ступенчатую коробку передач. Выбор и включение передачи, с которой осуществляется трогание, управление крутящим моментом и оборотами двигателя, процесс замыкания сухого фрикционного сцепления реализует микропроцессорная система управления с помощью соответствующих исполнитель-

ных механизмов (ИМ) пневматического, гидравлического или электрического типов.

Реализация алгоритма управления сцеплением при трогании автомобиля с места связана с большими техническими трудностями, начиная от расчета и согласования характеристик различных уровней исполнительных частей системы и заканчивая выбором стратегии управления фрикционным сцеплением и двигателем. Мехатронная система должна обеспечить плавность протекания переходного процесса и при этом не допустить энергетических перегрузок деталей сцепления.

Согласно разработанному алгоритму, трогание автомобиля места происходит следующим образом. После перевода селектора режимов трансмиссии 16 (рис. 1) в положение D (drive – езда), водитель воздействует на педаль управления топливopодачей двигателя. Пропорциональность между углом поворота педали и перемещением штока силового цилиндра 7, шарнирно соединенного с рычагом регулятора ТНВД, обеспечивается контроллером двигателя путем широтно-импульсной модуляции сигнала на пропорциональный электромагнитный клапан 9 с использованием обратной связи по перемещению рычага регулятора ТНВД и частоте вращения коленчатого вала двигателя [1].

Параллельно ЭБУ трансмиссии, получая сигналы от селектора, датчика 10 частоты вращения коленчатого вала двигателя, датчиков 5 и 18 положения рычага подачи топлива и педали управления топливopодачей двигателя, формирует управляющий сигнал на открытие пропорционального электромагнитного клапана (ПЭМК) 24.

Клапан 24 срабатывает, и сжатый воздух поступает из ресивера питающей части 1 в пневмокамеру 26 привода сцепления. Сцепление выключается. Обработав сигнал от датчика 27 перемещения рычага сцепления, ЭБУ трансмиссии последовательно формирует сигналы на электромагнитные клапаны (ЭМК) 12, отвечающие за наполнение сжатым воздухом полостей пневмоцилиндров выбора и включения передачи ИМ 23, а также на электромагнитные клапаны 11 переключения ступеней делителя. После включения требуемой передачи (соответствующие концевики 31 и 32 механизма переключения замкнуты), ЭБУ подает широтно-импульсный сигнал на пропорциональный электромагнитный клапан 24, увеличивая от цикла к циклу скважность сигнала на определенную величину, зависящую от скорости перемещения педали управления топливopодачей. В качестве обратной связи при этом используется приращение угловой скорости ведомого диска сцепления по времени $d\omega_2 / dt$ [2]. Сжатый воздух из пневмокамеры 26 привода сцепления через пропорциональный клапан 24 постепенно выпускается в атмосферу, обеспечивая требуемый темп включения сцепления.

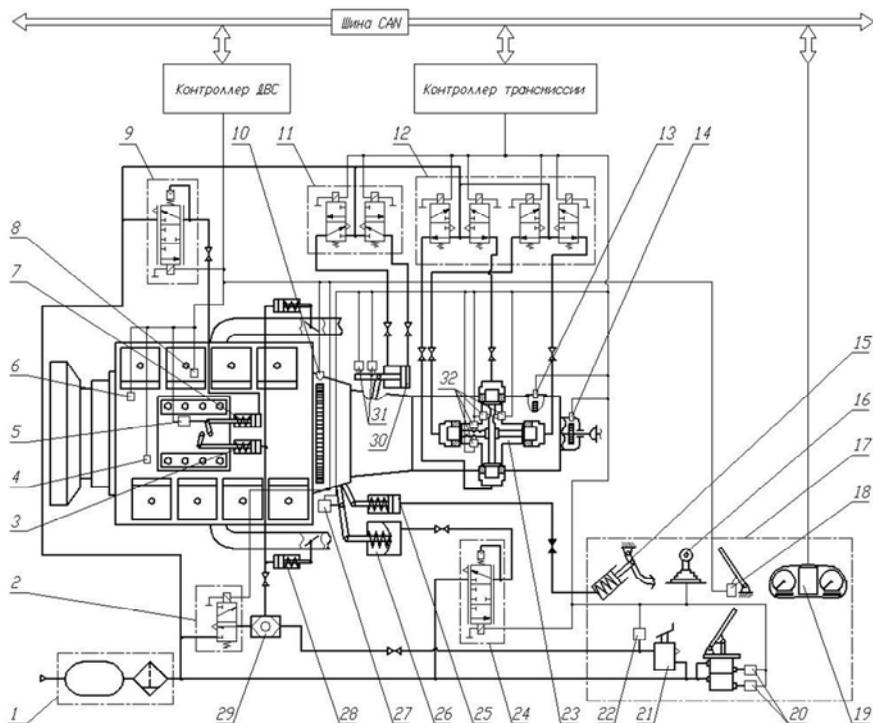


Рис. 1. Принципиальная схема автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом:

1 – питающая часть пневмопривода; 2 – ЭМК управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 3, 7, 28 – ИМ выключения подачи топлива, рычага топливоподдачи и моторного тормоза; 4, 6 – датчики температуры; 5, 18, 27 – датчики перемещения; 8, 20, 22 – датчики давления; 9, 24 – ПЭМК управления топливоподачей и сцеплением; 10, 13, 14 – датчики частоты вращения; 11 – ЭМК управления делителем; 12 – ЭМК управления ИМ КП; 16 – селектор режимов; 17 – органы управления и контроля; 19 – ЖК-панель; 21 – клапан включения моторного тормоза; 23 – ИМ основной КП; 25, 26 – элементы дуплексного привода сцепления; 29 – двухмагистральный клапан; 30 – исполнительный механизм делителя; 31, 32 – концевые выключатели

Таким образом, алгоритм трогания автомобиля с места в автоматическом режиме представляет собой следующую последовательность операций: управление селектором режимов работы трансмиссии – управление топливоподачей двигателя – выключение сцепления – управление коробкой передач – полное включение сцепления.

Следует отметить тот факт, что необходимым элементом оптимального проектирования технических объектов является реализация механизма адаптации в технических системах [3, 4]. Блок-схема адаптивного алгоритма, реализующего трогание автомобиля с места в автоматическом режиме, представлена на рис. 2.

Мехатронная система подстраивается под новые условия при обнаружении изменений в следующих параметрах:

- характеристике нажимной пружины сцепления и (или) пневматического пропорционального электромагнитного клапана управления исполнительным механизмом сцепления;
- характеристике пружины регулятора и (или) пневматического пропорционального электромагнитного клапана управления исполнительным механизмом ТНВД двигателя;
- стиле вождения;
- весовом состоянии автомобиля.

Адаптация по первому и второму признаку заключается в определении диапазона регулирования управляющего сигнала (блок 2 на рисунке 2), параллельно подаваемого ЭБУ на пропорциональные электромагнитные клапаны 9 и 24 (см.рис. 1) до начала процесса трогания. Скорректированные значения используются электронными блоками при включении/ выключении сцепления (блоки 5, 11 и 16), а также при управлении топливоподачей двигателя (блок 21). Ввод механизма адаптации по изменению характеристик компонентов автоматизированной мехатронной системы позволяет улучшить качество управления узлами силового агрегата и сократить время отработки алгоритма.

Адаптация по третьему признаку (стилю вождения) позволяет водителю осуществлять процесс трогания с желаемой интенсивностью. Ключевым моментом в предлагаемом алгоритме является определение скорости перемещения педали управления топливоподачей (блок 3). Увеличение скважности сигнала ШИМ (блок 12, 17) при включении сцепления будет пропорционально величине просчитанного углового ускорения перемещения педали. Кроме того, в заключительной фазе, когда разность угловых скоростей ведомой и ведущей частей сцепления не превышает 60 об/мин (блок 27), увеличение топливоподачи двигателя также будет зависеть от скорости перемещения педали (блоки 29, 32). Во избежание «перегрузки» сцепления в цепь управления введена обратная связь (блоки 13, 15, 18, 20) по оборотам промежуточного вала. Обратная связь также вводится в цепь управления двигателем (блоки 25, 26) во избежание его заглохания вследствие снижения угловой скорости ω_1 колчатого вала при включении сцепления.

Адаптация по четвёртому признаку (весовому состоянию) возможна, к примеру, при установке датчика положения на раме, фиксирующего перемещение поддрессоренной массы относительно неподдрессоренной при неподвижном автомобиле (рессорная подвеска). В зависимости от величины загрузки ЭБУ определяет оптимальную передачу трогания (блок 8) с точки зрения тепловой и динамической нагруженности элементов трансмиссии. Помимо этого, в зависимости от фактической массы перевозимого груза будут изменяться верхнее и нижнее пороговые значения углового ускорения $\dot{\omega}_2^{\text{пор}}$ ведомой части сцепления (блоки 13, 18). Величину $\dot{\omega}_2^{\text{пор}}$ ЭБУ определяет методом одномерной линейной интерполяции, обрабатывая заложенный в память массив данных $\dot{\omega}_2^{\text{пор}} = f(m_a)$.

Список литературы

1. Баханович, А.Г. Реализация концепции электронного управления при автоматизации дизельного двигателя с механической топливоподачей / А.Г. Баханович, О.С. Руктешель, В.А. Кусяк, А.Н. Гурин // Новости науки и технологий. – 2015. – № 1(32). – С. 11–18.
2. Красневский, Л.Г. Управление фрикционным сцеплением на основе шим-сигнала с однопараметрической обратной связью / Л.Г. Красневский, А.В. Белевич, В.А. Кусяк, А.А. Филимонов // материалы Международной науч.-техн. конф. «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы»: Могилев, 20-21 октября 2011 г. / Белорусско-российский ун-т. – Могилев, 2011. – С. 44-47.
3. Высоцкий, М.С. Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М.С. Высоцкий, В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 1(2). – С. 17-23.
4. Захарик, Ю.М. Адаптивное управление сцеплением автомобиля / Ю.М. Захарик // Инженер-механик. – 2003. – № 2. – С. 17-18.

УДК 629.113.-592.004-58

БОРТОВОЙ МОНИТОРИНГ СТЕПЕНИ ИЗНОСА И ВЕЛИЧИНЫ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН

Карпиевич Ю.Д., Баханович А.Г., Бондаренко И.И.
Белорусский национальный технический университет

На рис. 1 представлена структурная схема микропроцессорной системы бортового мониторинга степени износа и величины остаточного ресурса тормозных накладок каждого колеса транспортных или тяговых машин.

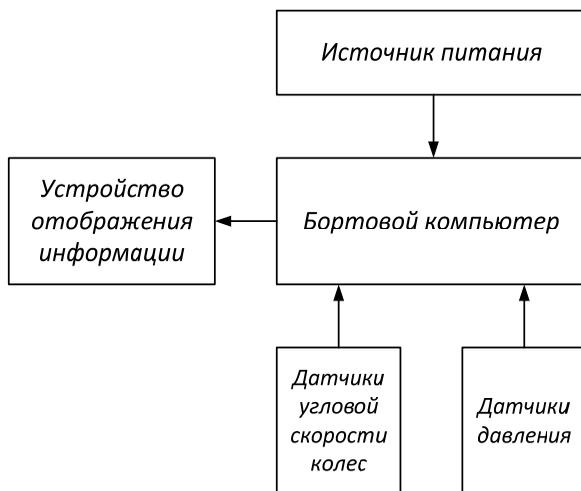


Рис. 1. Структурная схема микропроцессорной системы бортового мониторинга степени износа и величины остаточного ресурса тормозных накладок транспортных или тяговых машин.

Бортовой компьютер, работа которого поддерживается источником питания, постоянно проводит опрос датчиков угловой скорости колес транспортной или тяговой машины и датчиков давления, сопоставляет полученные значения с установленными граничными условиями и принимает решение о дальнейшем функционировании механизма. Для отображения информации предусмотрено специальное устройство.

На рис. 2 показан измеритель тормозного момента и тормозной механизм с подвижным суппортом.

Измеритель тормозного момента каждого колеса транспортной или тяговой машины содержит гидравлические цилиндры 1, перепускные клапаны 2, обратный клапан 4, шток-поршень 6, рабочее тело в виде жидкости 7, трубопроводы 8, датчик давления 5.

Тормозной механизм с подвижным суппортом на каждом колесе (рис. 2), входящий в состав устройства для бортового мониторинга степени износа и величины остаточного ресурса тормозных накладок каждого колеса транспортных или тяговых машин состоит из подвижного суппорта 3, к которому крепятся колесный цилиндр 9, опорные пальцы колодок 10 и рычаг 11. Тормозной механизм с подвижным суппортом имеет возможность поворачиваться относительно фланца балки моста на некоторый угол за счет овальных отверстий 12 в суппорте и болтов 13 его крепления, поставленных с зазором.

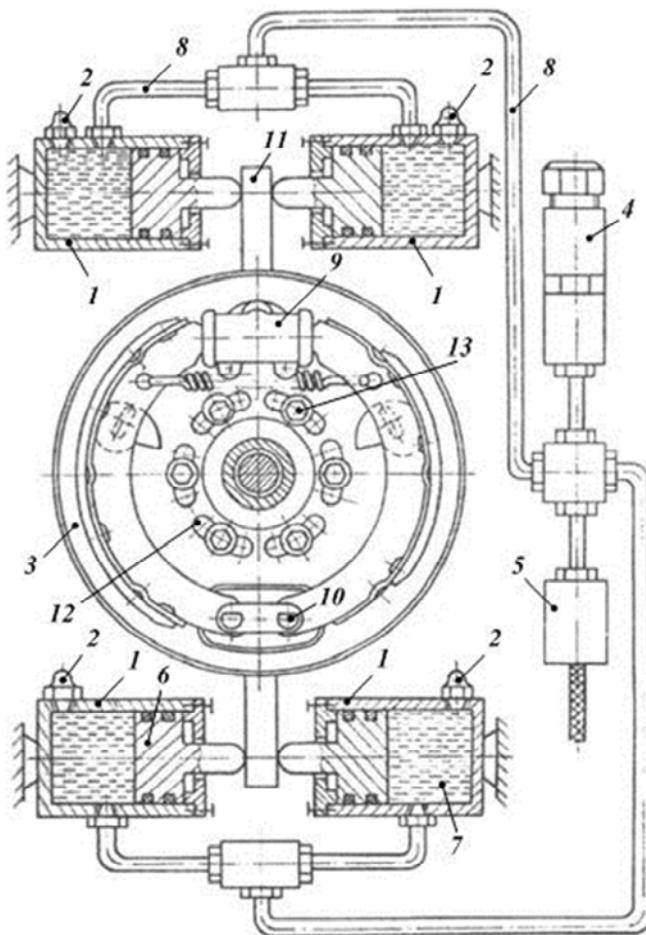


Рис. 2. Измеритель тормозного момента и тормозной механизм с подвижным суппортом

Работает устройство следующим образом.

Оно включается в работу во время запуска двигателя внутреннего сгорания и работает от бортовой электросети транспортной или тяговой машины.

В процессе движения транспортной или тяговой машины бортовой компьютер постоянно считывает и запоминает значения информационных

сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса, в которых установлены датчики давления и значения информационных сигналов от датчиков угловой скорости каждого колеса. Сравнивает значения информационных сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса со значениями информационных сигналов от измерителей тормозного момента соответствующих колес в расторможенном состоянии транспортной или тяговой машины. Тем самым регистрируют начало изменения значений информационных сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса при затормаживании транспортной или тяговой машины, а также в случае самопроизвольного срабатывания тормозного механизма того или другого колеса. При затормаживании транспортной или тяговой машины тормозные колодки прижимаются к тормозному барабану.

За счёт сил трения, возникающих между тормозным барабаном и фрикционными накладками, тормозной механизм с подвижным суппортом стремится повернуться на некоторый угол. Рычаг 11, выполненный за одно целое с подвижным суппортом 3 тормозного механизма передает усилие на шток-поршень 6 двух гидроцилиндров 1. Тормозной момент измеряется путем регистрации реактивного момента, действующего на подвижный суппорт тормозного механизма. Реактивный момент, возникающий на подвижном суппорте, воспринимается двумя гидравлическими цилиндрами 1, закрепленными неподвижно относительно балки моста и гидравлически связанных между собой датчиком давления 5. В замкнутой гидравлической системе возникает избыточное давление, пропорциональное тормозному моменту. Избыточное давление рабочего тела в виде жидкости 7 с помощью датчика давления 5 преобразуется в информационный сигнал. Значения информационных сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса, в которых установлены датчики давления, а также значения информационных сигналов от датчиков угловой скорости каждого колеса транспортных или тяговых машин поступают в бортовой компьютер.

После чего бортовой компьютер определяет работу трения тормозных накладок для каждого колеса транспортной или тяговой машины путем интегрирования произведения значений информационных сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса на соответствующие и значения информационных сигналов от датчиков угловой скорости по времени до тех пор, пока значения информационных сигналов от измерителей тормозного момента каждого колеса не станут равны значениям информационных сигналов от измерителей тормозного момента соответствующих колес в расторможенном состоянии транспортной или тяговой машины. В случае блокировки колеса на юз его угловая скорость равна нулю и работа трения тормозных накладок данного колеса отсутствует. Полученные зна-

чения работы трения тормозных накладок для каждого колеса и после каждого торможения прибавляются к сумме полученной для соответствующих колес при предыдущих торможениях, общая сумма значений работы трения тормозных накладок для каждого колеса делится на наперед заданные для каждого колеса значения работы трения тормозных накладок, соответствующие предельно допустимому износу тормозных накладок каждого колеса, затем умножают это соотношение для каждого колеса на сто процентов и определяют тем самым процент износа тормозных накладок для каждого колеса транспортной или тяговой машины.

Все это можно записать следующим образом:

$$L = \int_0^t M \omega dt ; \Delta = \frac{\sum_{r=1}^n L_r}{L_0} 100 ,$$

где L – работа трения тормозных накладок;

t – время трения тормозных накладок;

M — тормозной момент на колесе;

ω – угловая скорость колеса;

Δ – степень износа тормозных накладок;

$r = 1, 2, \dots, n$; n – число торможений;

L_0 — значение работы трения, соответствующее предельному износу тормозных накладок.

Заключение

Использование работы трения как интегрального показателя при определении степени износа тормозных накладок позволит оперативно, в любой период эксплуатации транспортных или тяговых машин определять остаточный ресурс накладок каждого колеса, а также прогнозировать время их замены.

УДК 629-33

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩЕГО ОТ БРЕВНА НА ТРЕЛЁВОЧНУЮ УСТАНОВКУ

Бойков В.П., Жданович Ч.И., Калинин Н.В., Мамонов М.И.

Белорусский национальный технический университет

При трелёвке бревна необходимо преодолеть силу тяжести от веса бревна и силу сопротивления перемещения, создаваемую бревном. Часть веса бревна будет создавать вес на крюке, а оставшаяся часть веса бревна будет создавать силу перемещения. Соотношение этих сил зависит от

места крепления крюка и от угла трелёвки брёвен. Чтобы достаточно точно определить эти силы, вначале составим расчётную схему.

1. Определение части веса древесины, приходящейся на трелёвочную установку.

Это можно сделать методами статики. На рис. 1 приведена расчётная схема. Один конец бревна приподнят. Бревно опирается на землю в точке O . Трос крепится к бревну в точке A . Расстояние от приподнятого конца бревна до чокерного крепления обозначим как l_1 . Длину бревна обозначим как l . Вес бревна обозначим сосредоточенной силой G , приложенную к центру масс (ЦМ) бревна. Центр масс бревна примем посередине (он может быть несколько смещён к одному из концов бревна: это будет зависеть от разницы диаметров концов бревна, наличия веток и т.д., т.е. заранее неизвестно, где точно будет находиться центр масс каждого конкретного бревна), т.е. расстояние от любого из концов бревна до центра масс примем равным $l/2$ (расчёт со смещённым центром масс будет проведён далее). При статической модели в точке O будет находиться неподвижная опора с реакциями R_{OX} и R_{OY} , а в точке A — подвижная опора с реакцией R_A . Бревно относительно опорной поверхности приподнято на угол α .

Составим уравнение моментов относительно точки O :

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0$$

$$R_A \cdot (l - l_1) - G \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha = 0, \text{ откуда}$$

$$R_A = G \cdot \frac{l}{2(l - l_1)} \cdot \cos \alpha. \quad (1)$$

Определим R_{OY} :

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0$$

$$R_{OY} + R_A - G \cos \alpha = 0,$$

откуда

$$R_{OY} = G \cos \alpha - R_A. \quad (2)$$

Подставив (1) в (2), получим:

$$R_{OY} = G \cos \alpha - G \cdot \frac{l}{2(l - l_1)} \cdot \cos \alpha,$$

$$R_{OY} = G \cos \alpha \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right). \quad (3)$$

Определим R_{OX} :

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0$$

$$R_{OX} = G \sin \alpha. \quad (4)$$

Определим полную реакцию опоры R_O :

$$R_O = \sqrt{R_{OY}^2 + R_{OX}^2}. \quad (5)$$

Подставим (3) и (4) в (5):

$$R_O = G \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right)^2 \cdot \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha}. \quad (6)$$

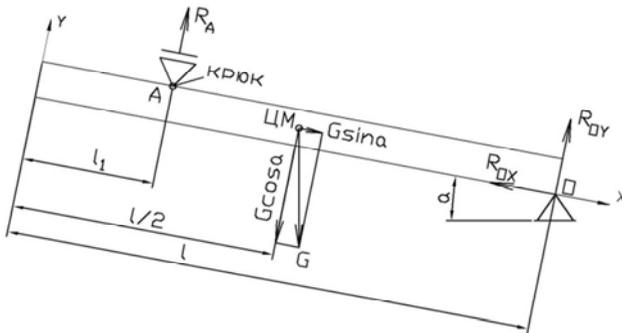


Рис. 1. Расчётная схема

Для определения тягового усилия статическую модель преобразуем в динамическую. Отличие динамической модели от статической будет в наличии силы тяги $F_{ТЛ}$ и силы сопротивления перемещению $F_{μY}$, возникающей только при наличии силы тяги.

Со стороны бревна возникнет сила F_{X1} (рис. 2). Ось x_1 берётся параллельно опорной поверхности. Усилие F_{X1} можно рассчитать таким образом:

$$F_{X1} = R_{OX} \cdot \cos \alpha - R_{OY} \cdot \sin \alpha. \quad (7)$$

Усилие F_{X1} равно по величине $R_{OX} \cdot \cos \alpha - R_{OY} \cdot \sin \alpha$ и направлено в противоположную сторону.

Подставив в (7) (3) и (4), получим

$$F_{X1} = G \sin \alpha \cdot \cos \alpha - G \cos \alpha \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \sin \alpha,$$

$$F_{X1} = G \frac{l}{4(l-l_1)} \sin 2\alpha. \quad (8)$$

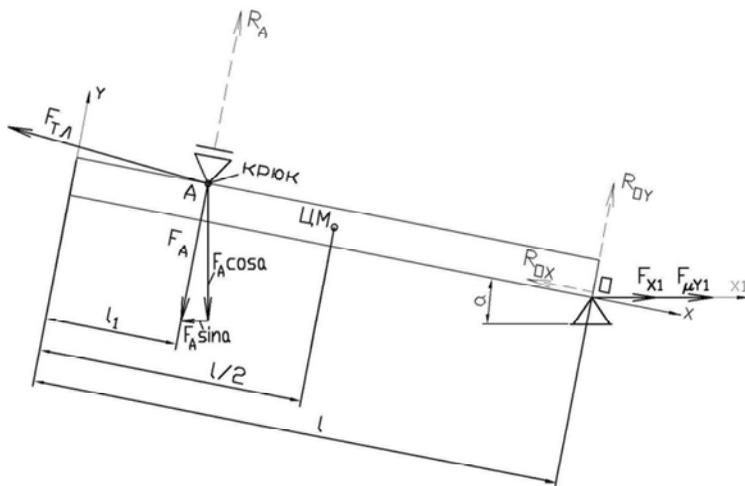


Рис. 2. Схема сил, действующих на крюк (штриховыми линиями показаны силы реакций опор, исходя из которых находятся силы, действующие на крюк)

Сила сопротивления перемещению бревна

$$F_{Y1} = R_{OX} \cdot \sin \alpha + R_{OY} \cdot \cos \alpha$$

Подставив сюда (3) и (4), получим

$$F_{Y1} = G \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right),$$

$$F_{Y1} = G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right). \quad (9)$$

Фактическая сила сопротивления перемещению бревна будет зависеть от коэффициента сопротивления перемещению бревна:

$$F_{\mu Y1} = G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right) \cdot \mu. \quad (10)$$

Сила $F_{\mu Y1}$ будет действовать параллельно опорной поверхности и возникать лишь при движении.

Со стороны конца А бревна на трелёвочную установку будет действовать сила F_A . Сила F_A разложится на составляющие $F_A \cos \alpha$ и $F_A \sin \alpha$. F_A равна по модулю и противоположна по направлению реакции R_A . Т.о.,

$$F_A = G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha . \quad (11)$$

Найдём сумму сил, действующих на крюк горизонтально относительно опорной поверхности:

$$F_{\Sigma X1} = F_{\mu Y1} + F_{X1} - F_A \sin \alpha .$$

Подставив (8), (10),(11) в данную формулу, получим:

$$F_{\Sigma X1} = G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right) \cdot \mu + G \frac{l}{4(l-l_1)} \sin 2\alpha - G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \sin \alpha .$$

Выполним преобразования:

$$F_{\Sigma X1} = G \left(\left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right) \cdot \mu + \frac{l}{4(l-l_1)} \sin 2\alpha - \frac{l}{4(l-l_1)} \cdot \sin 2\alpha \right),$$

$$F_{\Sigma X1} = G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right) \cdot \mu . \quad (12)$$

Как видно, $F_{X1} = F_A \sin \alpha$. Они равны по модулю и противоположны по направлению, они друг друга уравнивают.

Перпендикулярно к опорной поверхности действует одна составляющая:

$$F_{\Sigma Y1} = F_A \cos \alpha = G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos^2 \alpha . \quad (13)$$

Найдём суммарную силу, действующую на трелёвочную установку со стороны бревна (рис. 3):

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma X1}^2 + F_{\Sigma Y1}^2} .$$

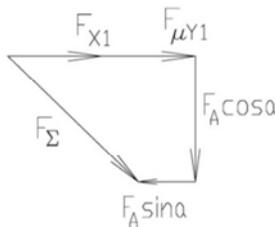


Рис. 3. Составляющие суммарной силы сопротивления, действующей на крюк со стороны бревна

Из формул (12) и (13) найдём

$$F_{\Sigma} = G \cdot \sqrt{\left(\left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \cos^2 \alpha \right) \cdot \mu \right)^2 + \left(\frac{l}{2(l-l_1)} \right)^2 \cdot \cos^4 \alpha} . \quad (14)$$

2. Расчёт силы, действующей на трелёвочную установку от бревна при полностью поднятом над землёй бревне

В этом случае сила на крюке будет равна силе тяжести бревна:

$$F_{\Sigma} = G . \quad (15)$$

3. Расчёт силы, действующей на трелёвочную установку от бревна при полностью опущенном бревне

Такой режим для машины данной маловероятен. При таком режиме весь вес бревна будет создавать силу сопротивления движению:

$$F_{\Sigma} = \mu G . \quad (16)$$

4. Расчёт силы, действующей на трелёвочную установку от бревна при трелёвке по неровной опорной поверхности

В случае трелёвке по опорной поверхности, наклонной под углом ψ к горизонту, расчётная схема, приведённая на рис. 2, несколько изменится и будет выглядеть аналогично рис. 4. Угол ψ будет считать положительным, если при трелёвке бревно будет перемещаться на подъём, и будем считать угол ψ отрицательным, если при трелёвке бревно будет перемещаться на спуск (рис. 5). Угол ψ отсчитывается от горизонтали.

При перемещении бревна на подъём расчётная схема действительна для условия

$$\psi < \alpha . \quad (17)$$

В случае $\psi = \alpha$ будет волочиться по земле, т.е. расчётная схема будет другая, а случай $\psi > \alpha$ невозможен (для этого бревно или должно быть зарыто в землю концом в точке А, или должно быть приподнято в точке О). Если дерево трелюется с ветками, то может быть $\psi > \alpha$ на небольшую величину.

Формула (7) для определения F_{X1} переписывается в виде

$$F_{X1} = R_{OX} \cdot \cos(\alpha - \psi) - R_{OY} \cdot \sin(\alpha - \psi) . \quad (18)$$

Подставим (3) и (4) в (18):

$$F_{X1} = G \sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) - G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi). \quad (19)$$

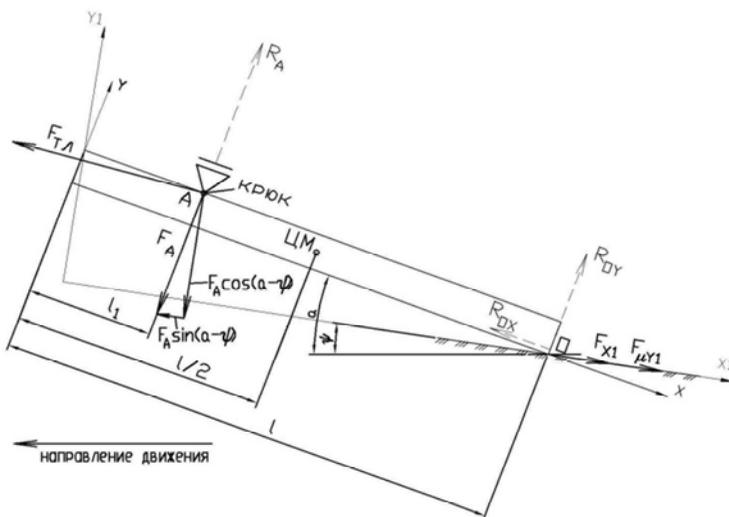


Рис. 4. Расчётная схема для трелёвки по неровной местности

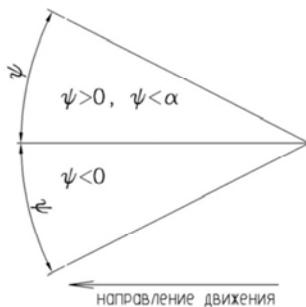


Рис. 5. К определению знака угла наклона местности

Формула для определения F_{Y1}

$$F_{Y1} = R_{OX} \cdot \sin(\alpha - \psi) + R_{OY} \cdot \cos(\alpha - \psi). \quad (20)$$

Подставим (3) и (4) в (20):

$$F_{Y1} = G \sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi).$$

Сила сопротивления движению $F_{\mu Y1}$

$$F_{\mu Y1} = \left(G \sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu. \quad (21)$$

Составляющие силы F_A , находимой по формуле (11), будут другими:

$$F_{AX1} = F_A \cdot \sin(\psi - \alpha) = G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\psi - \alpha); \quad (22)$$

$$F_{AY1} = F_A \cdot \cos(\psi - \alpha) = G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi - \alpha). \quad (23)$$

Найдём сумму сил, действующих на крюк горизонтально относительно опорной поверхности:

$$F_{\Sigma X1} = F_{\mu Y1} + F_{X1} - F_{AX}.$$

$$\begin{aligned} F_{\Sigma X1} = & \left(G \sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu + \\ & + G \sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) - G \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) - \\ & - G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\psi - \alpha), \end{aligned}$$

преобразуем:

$$F_{\Sigma X1} = G \left[\left(\sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu + \sin \psi \right]. \quad (24)$$

Перпендикулярно к опорной поверхности действует одна составляющая:

$$F_{\Sigma Y1} = F_{AY1} = F_A \cos(\alpha - \psi),$$

а подставив сюда формулу (11):

$$F_{\Sigma Y1} = G \cdot \frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi). \quad (25)$$

Суммарная сила на трелёвочной установке от бревна:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma X1}^2 + F_{\Sigma Y1}^2}.$$

Подставим сюда (24) и (25):

$$F_{\Sigma} = G \cdot \sqrt{\left(\left(\sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + \left(1 - \frac{l}{2(l-l_1)} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu + \sin \psi \right)^2 + \left(\frac{l}{2(l-l_1)} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right)^2}. \quad (26)$$

5. Расчёт силы на крюке при полностью поднятом и при помощи полностью опущенном бревне

Если бревно полностью поднято над опорной поверхностью (т.е. если будет полностью висеть в воздухе), то сила сопротивления на крюке будет аналогичной силе сопротивления на крюке при трелёвке по ровной поверхности, формула (15).

Если бревно будет полностью волочиться по опорной поверхности (т.е. ни один из его концов не будет приподнятым), то для такого случая формула (16) перепишется в виде

$$F_{\Sigma} = G(\mu \cos \psi + \sin \psi). \quad (27)$$

Т.е. если трелёвка выполняется на подъём, то бревно будет дополнительно создавать сопротивление движению составляющей $G \sin \psi$. Если трелёвка будет выполняться на спуск, то эта составляющая будет уменьшать сопротивление движению.

6. Условие скольжения бревна при опущенном тросе для полностью опущенного бревна

Условие движения бревна:

$$G\mu \cos|\psi| < G \sin|\psi|;$$

$$\mu \cos|\psi| < \sin|\psi|;$$

$$\mu < \operatorname{tg}|\psi|. \quad (28)$$

В случае отрицательного угла ψ просто изменится направление движения, поэтому берётся абсолютная величина угла.

7. Расчёт для трелёвки по ровной поверхности со смещённым центром масс

Формулы для случая движения при полностью поднятом над землёй бревне или для случая, когда оба конца бревна волочатся по земле, не изменятся, если центр масс не будет находиться примерно посередине бревна. Для случая движения с одним приподнятым концом расчётные формулы изменятся, поэтому заново проведём расчёт, но с учётом смещения центра масс.

Статическая расчётная схема приведена на рис. 6. Она отличается от схемы на рис. 1 лишь расположением центра масс.

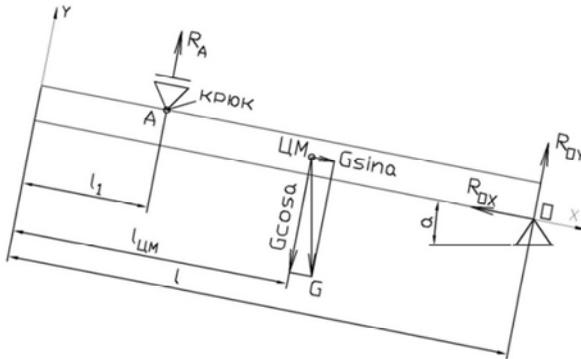


Рис. 6. Расчётная схема для случая трельвки по ровной поверхности со смещённым центром масс

$$\sum_{i=1}^n M_{iO} = 0$$

$$R_A \cdot (l - l_1) - G \cdot (l - l_{ЦМ}) \cdot \cos \alpha = 0, \text{ откуда}$$

$$R_A = G \cdot \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha. \quad (29)$$

Определим R_{OY} :

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0$$

$$R_{OY} + R_A - G \cos \alpha = 0, \text{ откуда}$$

$$R_{OY} = G \cos \alpha - R_A. \quad (30)$$

Подставив (29) в (30), получим:

$$R_{OY} = G \cos \alpha \left(1 - \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \right). \quad (31)$$

Определим R_{OX} :

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0$$

$$R_{OX} = G \sin \alpha. \quad (32)$$

Определим полную реакцию опоры R_O :

$$R_O = \sqrt{R_{OY}^2 + R_{OX}^2}. \quad (33)$$

Подставим (31) и (32) в (33):

$$R_O = G \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha}, \quad (34)$$

$$F_{X1} = R_{OX} \cdot \cos \alpha - R_{OY} \cdot \sin \alpha. \quad (35)$$

Формулы (8), (9), (10), (11) переписываются в виде

$$F_{X1} = G \frac{l - l_{ЦМ}}{2(l - l_1)} \sin 2\alpha; \quad (36)$$

$$F_{Y1} = G \left(1 - \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cos^2 \alpha\right); \quad (37)$$

$$F_{\mu Y1} = G \left(1 - \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cos^2 \alpha\right) \mu; \quad (38)$$

$$F_A = G \cdot \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha. \quad (39)$$

Найдём сумму сил, действующих на крюк горизонтально относительно опорной поверхности:

$$F_{\Sigma X1} = F_{\mu Y1} + F_{X1} - F_A \sin \alpha.$$

Подставив (36), (38), (39) в данную формулу, и выполнив преобразования, получим

$$F_{\Sigma X1} = G \left(1 - \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cos^2 \alpha\right) \mu. \quad (40)$$

$F_{X1} = F_A \sin \alpha$ и в этом случае тоже. Они равны по модулю и противоположны по направлению, они друг друга уравновешивают.

Перпендикулярно к опорной поверхности действует одна составляющая:

$$F_{\Sigma Y1} = F_A \cos \alpha = G \cdot \frac{l - l_{ЦМ}}{l - l_1} \cdot \cos^2 \alpha. \quad (41)$$

Найдём суммарную силу, действующую на крюк со стороны бревна:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma X1}^2 + F_{\Sigma Y1}^2}. \quad (42)$$

Из формул (40) и (41) найдём

$$F_{\mu Y1} = \left(G \sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + G \left(1 - \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \mu; \quad (46)$$

$$F_{AX1} = F_A \cdot \sin(\psi - \alpha) = G \cdot \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\psi - \alpha); \quad (47)$$

$$F_{AY1} = F_A \cdot \cos(\psi - \alpha) = G \cdot \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\psi - \alpha). \quad (48)$$

Сумма сил, действующих на крюк горизонтально относительно опорной поверхности:

$$F_{\Sigma X1} = G \left[\left(\sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + \left(1 - \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu + \sin \psi \right]. \quad (49)$$

Перпендикулярно к опорной поверхности действует одна составляющая:

$$F_{\Sigma Y1} = G \cdot \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi). \quad (50)$$

Суммарная сила на крюке

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma X1}^2 + F_{\Sigma Y1}^2}.$$

Подставим сюда (47) и (48):

$$F_{\Sigma} = G \cdot \sqrt{\left[\left(\sin \alpha \cdot \sin(\alpha - \psi) + \left(1 - \frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \right) \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right) \cdot \mu + \sin \psi \right]^2 + \left[\frac{l - l_{\text{ЦМ}}}{l - l_1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \psi) \right]^2}.$$

ВИБРАЦИИ РУЛЕВОЙ СИСТЕМЫ, ВЫЗВАННЫЕ НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ТОЛЩИНЫ ТОРМОЗНОГО ДИСКА

А.Ф. Опейко, доктор технических наук, доцент
Chrysler Technology Center, Детройт, США

Вибрации рулевой системы, возникающие при торможении на высокой скорости (100-130 км/ч) и ощутимые на педали тормоза, а особенно на руле, часто возникают уже после пробега 20-30 тыс.км. Эти вибрации обусловлены неравномерностью толщины тормозного диска, которая на новом автомобиле не превышает 10 мкм, а затем неизбежно увеличивается в процессе эксплуатации до 15-25 мкм. В итоге производители автомобилей терпят значительные материальные и имиджевые потери из-за значительного числа рекламаций от недовольных владельцев. Преодоление этих нежелательных вибраций может быть осуществлено путем снижения виброактивности тормозного механизма за счет рационального дизайна и подбора материалов тормозных накладок, однако полностью избавиться от пульсации тормозного момента невозможно [1]. Поэтому очень важно еще на ранних этапах проектирования правильно выбрать геометрию передней подвески и рулевой системы, а также жесткости резинометаллических шарниров рычагов подвески, чтобы по возможности снизить передаваемость вибраций на рулевое управление.

В данной работе предлагается упрощенная модель, пригодная для экспресс анализа и оптимизации основных параметров, влияющих на передачу вибраций от тормозного диска на рулевое колесо, на примере подвески Макферсон с рулевой рейкой, пользуясь методом АЧХ [2].

Расчетная схема (рис. 1) не принимает во внимание вертикальные колебания неподдрессоренных масс, поверхность дороги считается идеально ровной.

Стойка подвески с поворотной цапфой может поворачиваться относительно шкворневой оси, а нижний рычаг подвески имеет свободу перемещения в своей плоскости благодаря податливости резинометаллических втулок. Таким образом, нижняя шаровая опора 3 может перемещаться в продольном и поперечном направлениях за счет деформации резинометаллических шарниров нижнего рычага подвески. Модель учитывает инерционные характеристики рулевой системы, податливости и трение в сочленениях. Для описания системы введем вектор обобщенных координат $\bar{q} = (q_1 \dots q_5)'$, где q_1 - угол поворота руля, q_2 - перемещение рулевой рейки, q_3 - угол поворота рулевой тяги, q_4 - угол поворота цапфы вместе с коле-

Здесь индексы с3, с4 и с5 относятся к центрам масс рулевой тяги, поворотной цапфы с колесом и нижнему рычагу подвески. Потенциальная энергия системы $\Pi = \frac{1}{2} \bar{q}' S_q \bar{q}$, где матрица жёсткости $S_q = S_1 + S_2$ учитывает вклад податливости рулевой колонки, пневматической шины и резинометаллических шарниров нижнего рычага подвески. Первое слагаемое

$$S_1 = \begin{bmatrix} k_T & -k_T/r & 0 & 0 & 0 \\ -k_T/r & -k_T/r^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a \cdot k_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_\kappa \end{bmatrix},$$

где k_T – крутильная жёсткость торсиона золотника гидроусилителя,

r – радиус шестерни рулевой рейки,

$a \cdot k_y$ – приведённый коэффициент бокового увода пневматической шины,

k_κ – угловая жёсткость переднего шарнира нижнего рычага подвески.

Второе слагаемое

$$S_2 = H'_{pn} S_{pn} H_{pn}$$

характеризует вклад шарниров нижнего рычага подвески, а диагональная матрица $S_{pn} = \text{diag}(k_a, k_r, k_S, k_V)$ включает аксиальную и радиальную жёсткости (k_a, k_r) переднего шарнира и соответствующие жесткости (k_S, k_V) заднего шарнира. Задний шарнир может иметь два основных исполнения – как цилиндрическая втулка, соосная с передним шарниром рычага, или как дискообразный резинометаллический шарнир, который на ходе сжатия-отбоя подвески работает не на кручение, а на перекося. В обоих случаях задний шарнир имеет полости, так что его жесткости в двух перпендикулярных направлениях различны: k_S есть жёсткость сплошной части, а k_V – полый.

Матрица H_{pn} (4x4) рычага подвески формируется подобно рассмотренным выше матрицам $H_2 - H_5$, с той лишь разницей, что необходимо учесть ориентацию оси рычага (угол β) и полости заднего шарнира (угол γ) по отношению к координатным осям (0xy):

$$H_{pn} = \begin{bmatrix} R_f H_f \\ R_r H_r \end{bmatrix}, \quad H_f = [Z \quad V_9 \quad V_8 \quad V_2 \quad V_f], \quad H_r = [Z \quad V_9 \quad V_8 \quad V_2 \quad V_r],$$

где матрицы поворота для оси нижнего рычага

$$R_f = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix},$$

и полости заднего шарнира

$$R_r = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma \\ -\sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}.$$

Матрица демпфирования формируется по аналогии с матрицей жёсткости, хотя и не совпадает с ней по структуре: $D_q = D_1 + D_2$. Здесь первое слагаемое описывает трение в рулевой колонке и рейке, шарнирах рулевых тяг и шаровых опор:

$$D_1 = \begin{bmatrix} d_{pk} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{pp} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_8 & -d_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_2 & -d_2 \end{bmatrix},$$

где d_{pk}, d_{pp} – коэффициенты, характеризующие трение в рулевой колонке и рейке, а d_9, d_8, d_2 – потери в шарнирах. Это преимущественно сухое трение, которое по техническим условиям для сферических шарниров устанавливается при их изготовлении в интервале 2 – 8 Нм, а в процессе эксплуатации автомобиля снижается до уровня 0.5 – 3 Нм. В данной работе используется линейный подход, и сухое трение, как существенная нелинейность, линеаризуется по методу гармонической линеаризации, т.е. заменяется эквивалентным вязким трением, которое обеспечивает эквивалентное рассеяние энергии за один период колебаний на произвольной частоте. Если обозначить через M_f максимальный момент трения сферического шарнира, то эквивалентный коэффициент демпфирования будет

$$d = \frac{4M_f}{\pi A \omega},$$

где A – амплитуда углового перемещения в шарнире на частоте ω .

Матрица $D_2 = H'_{pn} D_{pn} H_{pn}$, где диагональная матрица $D_{pn} = \text{diag}(d_a, d_r, d_s, d_v)$ характеризует потери в резинометаллических шарнирах рычага подвески, а матрица H_{pn} уже встречалась при вычислении матрицы жёсткости.

Математическая модель системы в матричной форме имеет вид

$$A_q \ddot{\bar{q}} + D_q \dot{\bar{q}} + S_q \bar{q} = \bar{Q}(t), \quad (1)$$

где $\bar{Q}(t)$ - вектор обобщённых сил. Единственным возмущением является тормозной момент, который создает тормозную силу $X_C = X_C^0 + A_X \sin(V \cdot t / r_K)$, здесь V - скорость автомобиля, r_K - радиус качения. Эта сила имеет постоянную и гармоническую составляющие.

Вектор обобщённых сил определяется из выражения возможной работы и равен

$$\bar{Q} = X_C \bar{u},$$

где вектор столбец $\bar{u} = (0, 0, y_9 - y_8, y_8 - y_C, 0)'$.

Для проведения анализа в частотной области в расчет принимается только гармоническая составляющая тормозной силы, амплитуда которой определяется в Ньютонах по эмпирической формуле $A_X = 3 \cdot \delta / r_d$, в которой δ - неравномерность толщины тормозного диска в мкм, а r_d - динамический радиус шины в метрах.

Применив преобразование Лапласа к обеим частям уравнения (1), получим

$$\mathcal{L}\{A_q \ddot{\bar{q}} + D_q \dot{\bar{q}} + S_q \bar{q}\} = \mathcal{L}\{\bar{Q}(t)\} \Rightarrow (A_q p^2 + D_q p + S_q) \cdot \tilde{\bar{q}} = \tilde{\bar{Q}},$$

откуда передаточная функция системы

$$W(p) = \frac{\tilde{\bar{q}}}{\tilde{X}_C} = (A_q p^2 + D_q p + S_q)^{-1} u.$$

Положив $p = j\omega$, получим комплексную частотную характеристику системы как вектор КЧХ для всех пяти степеней свободы системы:

$$\bar{W}(j\omega) = (A_q (j\omega)^2 + D_q j\omega + S_q)^{-1} \bar{u}, \quad \bar{W}(j\omega) = (W_1(j\omega), \dots, W_5(j\omega))',$$

из которой можно получить нужные характеристики для интересующих звеньев системы. Так, амплитуда линейного ускорения периферии рулевого колеса

$$A_{q1}(\omega) = R_S \cdot \left| (j\omega)^2 W_1(j\omega) \right| \cdot A_X, \text{ где } R_S - \text{ радиус рулевого колеса.}$$

Частота ω связана со скоростью движения автомобиля, так что $\omega = V / r_k$. Приведенные выше формулы были реализованы в среде Матлаб для расчета ускорений периферии руля при следующих исходных данных. Координаты точек в мм приведены в Табл.1, массово-инерционные параметры и жёсткости - в Табл.2. Радиус качения шины 328 мм, радиус начальной окружности шестерни рулевой рейки 8,756 мм, коэффициент сопротивления боковому уводу шины 1475 Н/град.

Таблица 1

	Точка	x	y
Центр колеса	C	-25,0	790,0
Шаровая опора	2	-36,0	756,0
Внешний шарнир	8	104,0	723,0
Внутренний шарнир	9	165,0	342,0
Передний шарнир	1f	-24,0	420,0
Задний шарнир	1r	249,0	417,0

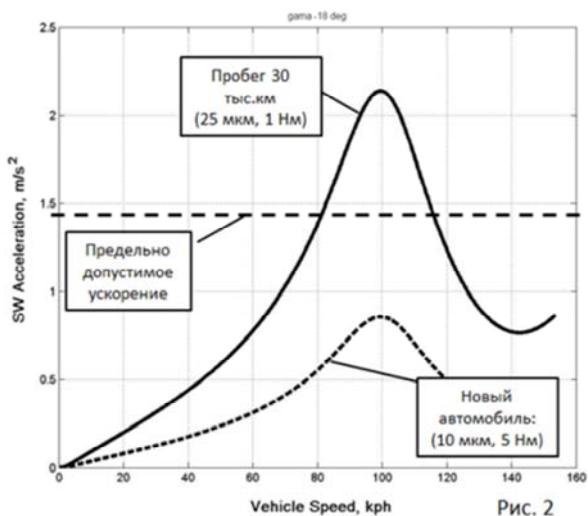
Таблица 2

Масса, кг		Момент инерции, кг-м		Жёсткость	
m2	3,2	J1	0,033	Kт, Н·м/град	1,5
m3	0,65	J3	0,027	Ка, Н/мм	3000
m4	45,5	J4	0,670	Kг, Н/мм	9000
m5	3,24	J5	0,032	Kс, Н/мм	962
				Kv, Н/мм	490

Расчёт проводился в диапазоне частот, 0-25 Гц, что соответствует скоростям движения 0-140 км/ч.

Неравномерность толщины тормозного диска принималась 10 мкм и 25 мкм, соответствующие значения трения в шаровой опоре и наконечниках рулевой тяги 5 Нм и 1 Нм. Угол ориентации полости заднего шарнира рычага подвески принят равным -18град. Этот угол может оказывать некото-

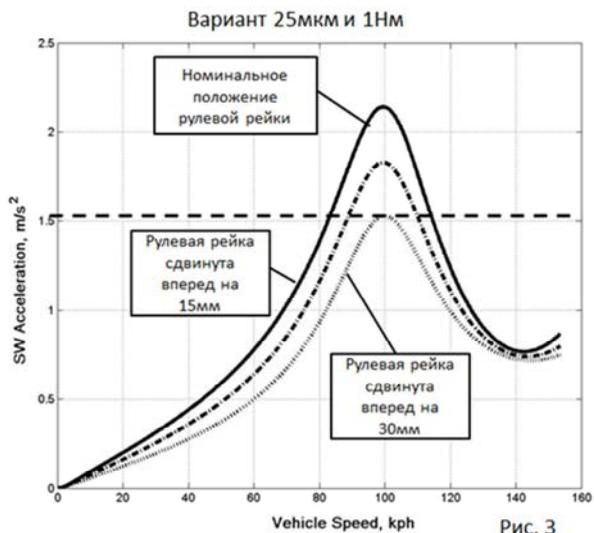
рое влияние на передаваемость вибраций на рулевое колесо, но эффект не превышает 5-10%. На рис.2 показаны графики виброускорений на периферии руля для вариантов (10ммк, 5Нм) и (25ммк, 1Нм). Как видим, в процессе торможения виброускорение на руле для второго варианта превышает более чем в два раза и выходит на уровень 0.22g, в то время как приемлемый уровень не должен превышать 0.15g. Пик достигается при скорости 100км/ч. Рассмотренный вариант подвески имеет серьезный недостаток, который нельзя устранить подбором жесткостей резинометаллических шарниров, можно несколько увеличить предельный момент трения в сферических шарнирах, но тогда новый автомобиль будет неизбежно иметь слишком тугий руль, что также неприемлемо.



Известно два радикальных способа снижения виброускорений руля, вызванных неравномерностью толщины тормозного диска. Можно изменить положение рулевой рейки, сместив ее вперед на 15-20мм. Это приведет к уменьшению угла рулевой тяги α (см. рис.1), и уменьшит передачу продольных колебаний колеса на рулевую систему. Второй способ требует увеличения демпфирования в рычаге подвески, задний шарнир заменяется гидро-бушингом, внутренний гидравлический контур которого настраивается на диапазон частот (12-16 Гц), в котором эффективно подавляются нежелательные вибрации.

На рис. 3 показаны варианты расчёта (25ммк, 1Нм) со сминутой вперёд на 15мм и 30мм рулевой рейкой. Угол рулевой тяги α для номинального положения $9,1^\circ$, при сдвиге на 15мм – $6,9^\circ$, а при 30мм – $4,7^\circ$. Если уровень

ускорений выше допустимого на 15-20%, иногда удается достичь его снижения за счёт подбора материалов тормозных накладок.



Список использованных источников:

1. **Singh, A. and Lukianov, G.** Simulation process to investigate suspension sensitivity to brake judder. SAE paper 2007-01-0590, 2007.
2. **Jacobsson, H.** Analysis of brake judder by use of amplitude functions. SAE paper 1999-01-1779, 1999.

Содержание

Пленарные доклады

Карпиевич Ю.Д. СОЗДАНИЕ, СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КАФЕДРЫ «АВТОМОБИЛИ»-----	4
Егоров А.Н. САМОСВАЛЫ БЕЛАЗ-----	10
Поддубко С.Н. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ НА ТРАНСПОРТЕ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ В 2016–2020 ГОДАХ ---	18
Сырокваш Ю.Д. АВТОБУСЫ И ТРОЛЛЕЙБУСЫ МАЗ-----	28
Мальцев Н. Г. АВТОМОБИЛЬ ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА. СОСТОЯНИЕ, ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ-----	34
Шабанов П.Э. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ РЫНКА-	39

Доклады

Галямов П.М. СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРОЛЛЕЙБУСА МАЗ 103Т ПУТЁМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТИРИСТОРНО-ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ -----	44
Сидоров С.А., Сонич О.А., Лукьянчук А.Д. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В ОБЛАСТИ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В СТРАНАХ ЕАЭС -----	50
Молибошко Л.А. К РАСЧЁТУ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ -----	54
В.А. Сергеенко АНАЛИЗ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ АВТОПОЕЗДА НА ЭВМ-----	58
Бусел Б.У., Заболоцкий М.М. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АЛГОРИТМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЗАГРУЗКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА---	65

Дыко Г.А., Поляков В.И. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ВЕРХНЕЙ ЧАСТИ КУЗОВА АВТОБУСА РАСЧЁТНЫМ МЕТОДОМ-----	70
Руктешель О.С. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ-----	73
Михальцевич Н.Р. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХКОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ -----	78
Бобровник А.И., Поздняков Н.А., Варфоломеева Т.А., Гедроить Г.И. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДА СДВОЕННЫХ КОЛЁС КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА -----	82
Руктешель О.С., Кусяк В.А., Филимонов А.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ АДАПТИВНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ СУХИМ ФРИКЦИОННЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ НА СТЕНДЕ-----	89
Руктешель О.С., Кусяк В.А., Филимонов А.А. АДАПТИВНЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ СУХИМ ФРИКЦИОННЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА-----	92
Карпиевич Ю.Д., Баханович А.Г., Бондаренко И.И. БОРТОВОЙ МОНИТОРИНГ СТЕПЕНИ ИЗНОСА И ВЕЛИЧИНЫ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН-----	97
Бойков В.П., Жданович Ч.И., Калинин Н.В., Мамонов М.И. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩЕГО ОТ БРЕВНА НА ТРЕЛЁВОЧНУЮ УСТАНОВКУ -----	101
Опейко А.Ф. ВИБРАЦИИ РУЛЕВОЙ СИСТЕМЫ, ВЫЗВАННЫЕ НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ТОЛЩИНЫ ТОРМОЗНОГО ДИСКА-----	114

Научное издание

**СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Материалы Международной научно-технической
конференции, посвящённой 75-летию
кафедры «Автомобили»

29–30 октября 2015 г.

Ответственный за выпуск *Б.У. Бусел*
Компьютерная вёрстка *Н.В. Калинина*

Подписано в печать 14.12.2015. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 7,21. Уч.-изд. л. 5,64. Тираж 60. Заказ 950.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных
изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.