ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 4 • апрель • 2015

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

АНАЛИТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СМИ КАК ИНСТРУМЕНТ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**, **Е.С. ПОЛЯКОВА**,
кандидаты техн. наук **Д.И. ПАНЮКОВ** и **Н.В. АФИНОГЕНТОВА**
Поволжский ГУ сервиса (8.482. 63-71-40)

Представлены результаты исследования и разработки аналитических моделей информации СМИ как инструмента управления качеством продукции и услуг в автомобилестроении.

Ключевые слова: *качество, надежность, удовлетворенность потребителей, автомобилестроение.*

Kozlovsky V.N., Polykova E.S., Panyukov D.I., Afinogentova N.V.
ANALYTICAL MODEL OF THE MEDIA AS A MANAGEMENT TOOL AUTOMOTIVE QUALITY

The results of the research and development of analytical models to the media as a tool for quality control of products and services in the automotive industry.

Keywords: *quality, reliability, customer satisfaction, automotive.*

Проводя анализ развития как мирового, так и российского автомобильных рынков, можно сделать вывод о том, что современный автомобиль в сегменте массового производства является, с одной стороны, инновационным высокотехнологичным продуктом, обладающим в основном приемлемым уровнем качества и надежностью, а с другой — становится все более доступным по стоимости для потребителей. Поэтому появляются все новые и новые производители АТС, и прежде всего, в странах с растущей экономикой. Одновременно стремительно развиваются фирменные сервисно-сбытовые сети автотомобилестроителей, обеспечивающие полный комплекс услуг, которые необходимы для эффективной эксплуатации АТС. Естественно, при этом конкуренция на автомобильных рынках ужесточается, поскольку происходит их насыщение, что заставляет производителей постоянно расширять спектр моделей и модификаций своей продукции. Однако новые АТС различных производителей, как правило, имеют примерно равные технико-экономические показатели, что обостряет проблему выбора для потенциального потребителя. И решать эту проблему приходится самому, так как информационных инструментов, обеспечивающих такой выбор, сейчас практически нет. В итоге ему приходится опираться на личный опыт; опыт и советы родственников и друзей, рекламу и информацию СМИ; Интернет-форумы и т.д. То есть они ориентируются на внешние информационные источники. При этом роль таких источников в основном играют автомобильные издания, ориентированные на автолюбителей и публикующие пресс-релизы, результаты независимых оценок при проведении самых различных сравнительных тестов, отзывы экспертов и простых автолюбителей. В настоящее время их очень много, и они чаще всего определяют потребительские тренды рынка.

Такова реальная картина. Но её, к сожалению, не всегда учитывают производители автомобильной техники, и многое на этом теряют. Ведь публикации в СМИ — это, по существу, инструмент обратной связи независимой оценки потребительских свойств их продукции. Кроме этого, информация СМИ расширяет возможности реализации более глубоких аналитических исследований в области стратегии развития качества в компании, может использоваться для реализации комплексных программ улучшения продукции и услуг.

Конечно, чтобы грамотно воспользоваться таким инструментом, производитель должен уметь анализировать публикации в СМИ. И в этом ему, по мнению авторов, могут помочь рассматриваемые ниже результаты разработки и реализации моделей исследования информации СМИ, ориентированных на аналитический сектор служб управления качеством автомобилестроительных корпораций.

Дирекция по внешним связям

Обзор СМИ

07.04.2014, понедельник

СОДЕРЖАНИЕ:

Государственные структуры. Законодательство. ГК «Ростех». Фондовый рынок	*4*
Деятельность и партнеры	*16*
«Рено—Ниссан»	*20*
Российский автопром	*22*
Зарубежный автопром	*37*
Спорт	*40*

Рис. 1. Содержание первичного аналитического обзора СМИ

При разработке таких моделей решались задачи, заключающиеся в создании и реализации: аналитического инструмента поиска публикаций по ключевым параметрам; классификатора и кодификатора публикаций; систематизированной электронной базы данных; информационно-аналитических карт, определяющих частоту и значимость информационных событий и обеспечивающих возможность совместного анализа данных из различных публикаций. Для этой цели авторы еще в 2009 г. начали формировать первичную базу публикаций российских СМИ, отражающих события на автомобильном рынке. Это были ежедневные обзоры, ежемесячные и ежегодные отчеты. В спектр анализируемых СМИ вошли почти 50 ведущих российских журналов и газет, публикующих информацию о развитии автомобильного рынка и нацеленных на соответствующую потребительскую среду (журналы "За рулем", "Автомир", "Авторевю", "Клаксон"; газеты "Семь верст", "Комсомольская правда", "Коммерсант", "Московский комсомолец"; Интернетиздания Ladaonline.ru, Lenta.ru, Avto.ru, Autonews.ru, Avto.ru, Автодилер.ру и т.д.).

Данная задача, как показал опыт, наиболее эффективно решается в сети Интернет, с помощью автоматизированных систем, таких как "Галактика", "Е-ам", "Лексис-Нексис" и т.д. По этому пути авторы и пошли. При этом ключевые параметры информации заносились и до сих пор заносятся в поисковую строку соответствующей системы. В результате получается полная информационная картина дня, которая и служит объектом более глубоких аналитических исследований в области качества. Пример такого документа одного из ведущих производителей легковых автомобилей на российском рынке, ОАО "АвтоВАЗ", приведен на рис. 1. Из него видно, что содержание аналитического обзора СМИ за один день охватывает самые различные стороны деятельности компаний и включает информацию государственных структур, обзор внутреннего и внешнего рынков, деятельность партнеров и т.д. Однако следует отметить проблематичность прямого использования обзора для анализа показателей качества продукции и услуг. Именно поэтому базовые ключевые параметры информационного поиска необходимо дополнять уточняющими ключами, для роли которых больше всего подходит информация об инновациях, внедряемых автомобилестроительными компаниями и направленных на повышение качества (безотказности) и удовлетворенности потребителей серийно выпускаемой продукцией и комплексом сопутствующих услуг. Только она обеспечивает формирование соответствующего классификатора публикаций.

Выбор данных параметров поиска не случаен и продиктован перспективным видением менеджмента процессов анализа качества и надежности автомобилей и определения перспектив развития проектов, пирамида которого представлена на рис. 2. (На нем экспертный уровень оценки удовлетворенности качеством продукции и услуг определяется нижней частью, а перспективы развития проекта — верхней частью пирамиды.) Такие дополнительные уточняющие ключи составляют базу кодификации публикаций СМИ, отражающих вопросы развития качества на предприятиях.

Для создания электронной базы публикаций СМИ авторы предлагают использовать стандартный программный пакет Microsoft Office Excel. В электронной базе информация должна постоянно пополняться с тем, чтобы обеспечить возможность разработки соответствующих целевых, а также итоговых, за определенный интервал времени, отчетов.

К сожалению, лингвистических программных продуктов, позволяющих на хорошем уровне проводить автоматизированную аналитическую работу и ведение базы данных, до сих пор нет. Сегодня эксперт-аналитик должен самостоятельно исследовать крупные объемы инфор-

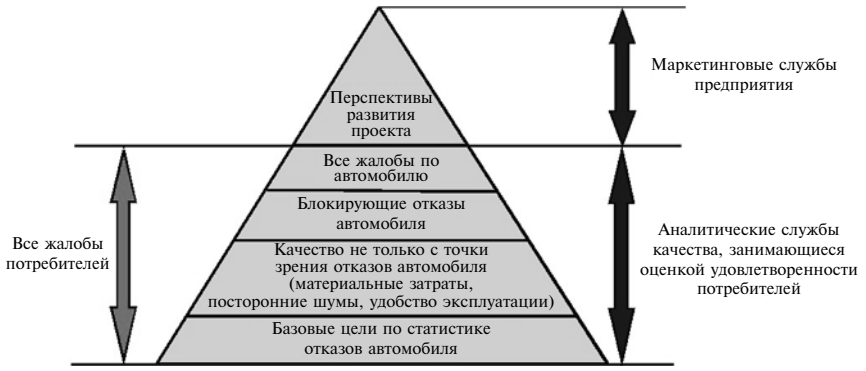
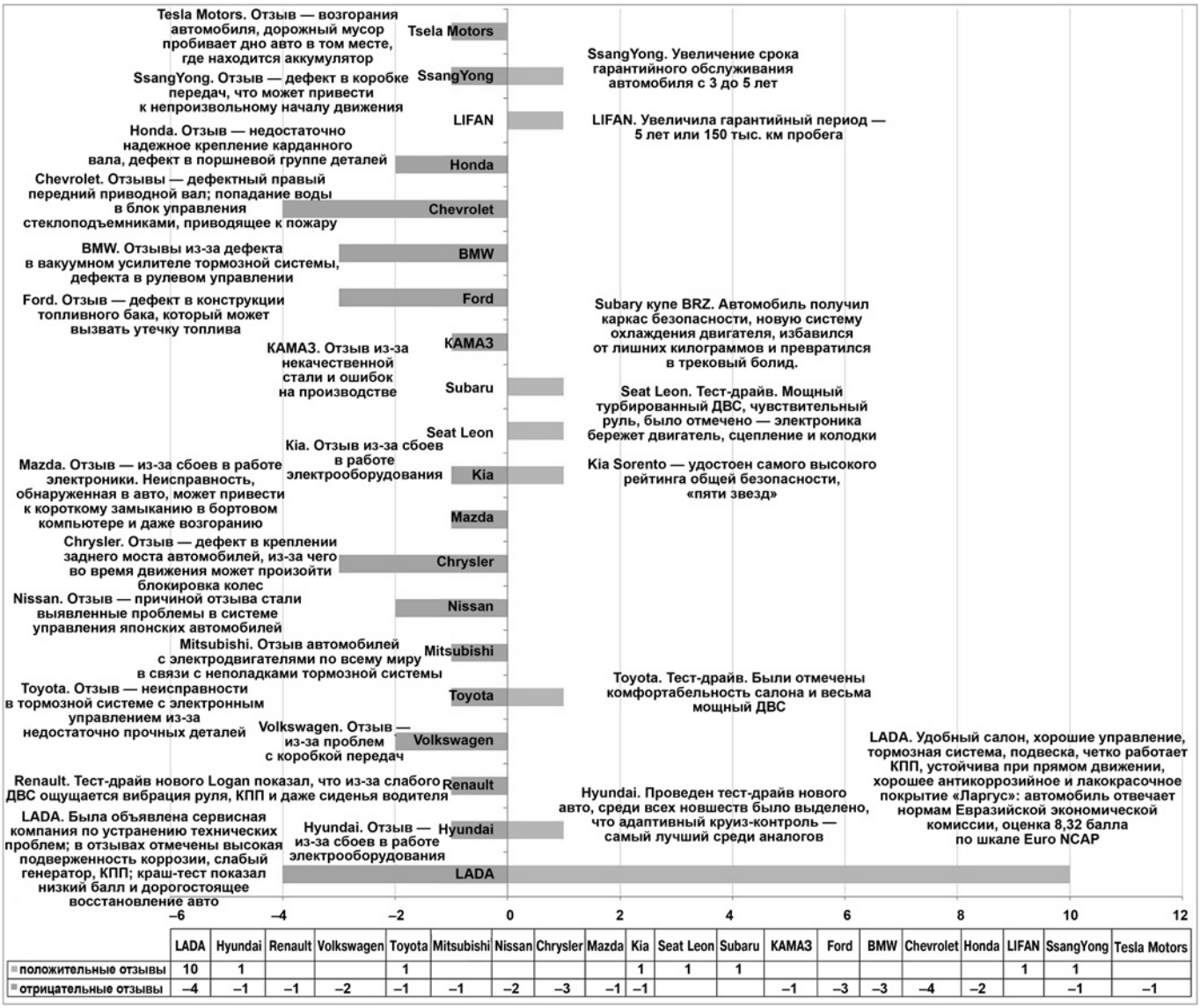


Рис. 2. Пирамида менеджмента процессами анализа качества и надежности автомобиля и определения перспектив развития проекта

Рис. 3. Первичный отчет по результатам анализа СМИ

мации с целью выделения наиболее важных аспектов, пополнять электронный массив наиболее значимыми с его точки зрения информационными событиями. Именно системный подход к реализации такой деятельности наиболее эффективен. Кроме того, опыт авторов показывает, что для крупных автомобильных корпораций нужны не только специальные целевые отчеты по конкретным задачам, но и еженедельное (первичное), ежемесячное, а также как минимум один ежегодный итоговый аналитический отчет по результатам исследования публикаций СМИ.

Предлагаемая авторами структура аналитической электронной базы



	LADA	Hyundai	Renault	Volkswagen	Toyota	Mitsubishi	Nissan	Chrysler	Mazda	Kia	Seat Leon	Subaru	КАМАЗ	Ford	BMW	Chevrolet	Honda	LIFAN	SsangYong	Tesla Motors
положительные отзывы	10	1			1					1	1	1						1	1	
отрицательные отзывы	–4	–1	–1	–2	–1	–1	–2	–3	–1	–1			–1	–3	–3	–4	–2		–1	–1

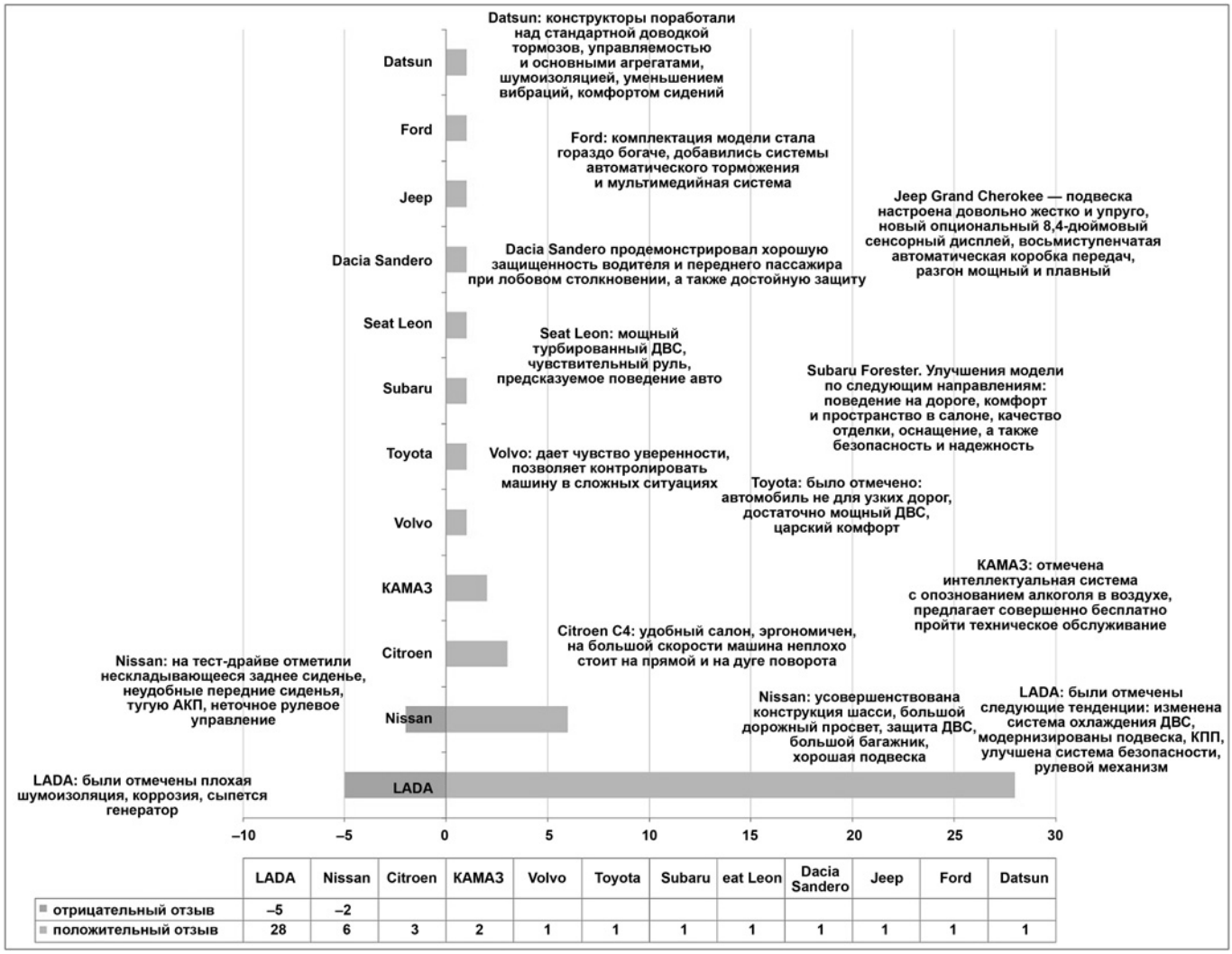
Рис. 4. Информационно-аналитическая карта СМИ по вопросам качества автомобилей

данных разработана с учетом кодификации информации по следующим направлениям: наименование бренда автопроизводителя; эмоциональный окрас информации (положительный, отрицательный); дата и источник информации; объем информации, представленный в качественном виде.

Первичные отчеты отражают наиболее важные информационные события и могут быть посвящены аналитике одной или нескольких публикаций. В качестве примера на рис. 3 представлен слайд, отражающий результаты анализа публикаций в журнале "За рулем" за август 2010 г. Структура этого слайда охватывает несколько информационных областей, наиболее важные из которых: краткие выводы о достоинствах и недостатках автомобиля с эмоциональным окрасом, включающие балльную оценку экспертных отзывов о конкретной особенности автомобиля (если это возможно), а также наиболее яркий, по мнению аналитика, тезис публикации.

В процессе накопления электронной базы появляется возможность более глубоких исследований с помощью статистических и экспертных инструментов, а также инструментов сопоставления и перекрестного анализа.

На рис. 4 и 5 представлены разработанные авторами информационно-аналитические карты, отражающие наиболее важные публикации в СМИ за 2013 г. по развитию автомобильного рынка. Как видим, карта представляет собой аналитическую диаграмму, где с одной стороны выделены события с отрицательным, а с другой — с положительным эмоциональным окрасом. На ней по вертикали обозначены бренды и марки автомобилей, которые попали в публикации СМИ, а по горизонтали — абсолютная частота информационных событий с различным эмоциональным окрасом. В частности, на рис. 4 приведена диаграмма с анализом публикаций, отражающих вопросы качества и удовлетворенности потребителей автомобилями и фирменными услугами. При этом большинство событий отражают пресс-релизы автомобильных корпораций и связаны с организацией индивидуальных отзывов об автомобиле. Эти события, действительно, должны рассматриваться как негативные, соответствующим образом влияющие на потенциальных потребителей. Однако за-



	LADA	Nissan	Citroen	КАМАЗ	Volvo	Toyota	Subaru	eat Leon	Dacia Sandero	Jeep	Ford	Datsun
отрицательный отзыв	–5	–2										
положительный отзыв	28	6	3	2	1	1	1	1	1	1	1	1

Рис. 5. Информационно-аналитическая карта СМИ по результатам внедрения улучшений в конструкции автомобилей

частую корпорации проводят кампании по изучению отзывов с целью демонстрации своего внимания к проблемам, волнующим клиентов. Иными словами, такие кампании можно с осторожностью рассматривать как часть рекламных акций автопроизводителей.

Анализ рис. 4 также показывает, что абсолютное большинство информационных событий как положительных, так и отрицательных, связано с брендом "Лада". При этом значительное число нейтральных или негативных публикаций по итогам 2013 г. относятся к "Шевроле" и "Крайслер", а исключительно положительные — "Субару", "СЕАТ" "Лифан".

На рис. 5 представлена информационно-аналитическая карта, отражающая публикации СМИ по результатам внедрения улучшений в конструкции автомобилей по итогам 2013 г. Его анализ также показывает наличие как положительных, так и отрицательных отзывов СМИ по результатам внедрения автопроизводителями новых конструкторско-технологических решений. Как и в предыдущем случае, больше всего публикаций связано с брендом "Лада" и "Ниссан".

Информационно-аналитические карты помогают экспертам в области качества выделять наиболее значимые для потребителей факторы удовлетворенности, освещаемые СМИ и касающиеся собственных достижений и неудач в сравнении с конкурентами. Кроме того, они обеспечивают возможность перехода от статистики отзывов к конкретным материалам, отражающим исследуемую тему — будь то качество, надежность, удовлетворенность, или проектно-технологическое развитие.

Важный инструмент в исследовании СМИ — метод перекрестного анализа публикаций, сущность которого заключается в обеспечении системного определения наиболее важных достижений и проблем бренда или конкретной марки автомобилей путём сопоставления информации из разных источников. В их ходе определяется частота проявления исследуемого фактора в общем информационном объеме анализируемых СМИ. При этом если аналитические исследования проводятся на протяжении нескольких лет, то перекрестный анализ проблем можно провести по годам. Например, для перекрестного анализа проблем и достижений по автомобилю ведущего автопроизводителя России авторы использовали материалы СМИ за период с 2009 по 2011 г. Его результаты представлены в табл. 1 (анализ проблем) и 2 (качество продукции и услуг). В них курсивом выделены факторы, повторившиеся в публикациях в течение трех лет, жирным шрифтом — проблемы, повторяющиеся в течение двух лет. Отдельно внесены количественные значения (в %) показателей, отражающих частоту повторяемости того или иного фактора.

Таблица 1

№ п/п	2009 г.		2010 г.		2011 г.	
	Позиция	Оценка	Позиция	Оценка	Позиция	Оценка
1	*Тугое, нечеткое переключение передач КПП*	17,6	Невысокое качество сборки	18,75	*Плохая шумоизоляция*	25
2	**Недостаточно места для водителя**	12	*Тугое, нечеткое переключение передач КПП*	12,5	Посредственное качество сборки	25
3	Трудности при трансформации салона (сборка/разборка заднего сиденья)	12	**Неинформативный руль**	12,5	*Тугое, нечеткое переключение передач КПП*	25
4	*Плохая шумоизоляция*	12	*Плохая шумоизоляция*	12,5	*Вибрация*	25
5	Боковые стекла не опускаются до конца	8,8	Вибрация	12,5		
6	*Вибрация*	6,6	**Недостаточно места для водителя**	6,25		
7	Маленький размер очечника	6,6	Ненадежные электростеклоподъемники	6,25		
8	**Длинный руль**	4,4	Невысокое качество окраски	6,25		
9	**Неинформативный руль**	4,4	Невысокое качество сервиса	6,25		
10	На пятой двери отсутствует ручка	2,2	Скрип обивки салона	6,25		
11	Некачественный материал рулевого колеса	2,2	**Тесный салон**	6,25		
12	Неудобное расположение подрулевых переключателей	2,2	**Длинный руль**	6,25		
13	Слишком высокий передний подлокотник	2,2				
14	Убогая ниша под мусор в центральной панели	2,2				
15	Неприятный запах в салоне	2,2				
16	**Тесный салон**	2,2				
17	Капот лишен газовых упоров	2,2				

Таблица 2

№ п/п	2009 г.		2010 г.		2011 г.	
	Позиция	Оценка	Позиция	Оценка	Позиция	Оценка
1	*Мощный, динамичный, экономичный ДВС*	24,97	*Мощный, динамичный, экономичный ДВС*	27	*Мощный, динамичный, экономичный ДВС*	30
2	**Хорошее оснащение (наличие климатической установки)**	20,43	**Эффективная, живучая подвеска**	11,55	**Эффективные тормоза**	20
3	**Эффективная, живучая подвеска**	13,62	Хорошая управляемость	11,55	**Привлекательная цена**	20
4	**Неплохое качество материалов салона**	9,08	Вместительный багажник	11,55	Низкие затраты на ремонт	10
5	**Приемлемый уровень безопасности**	6,81	Приличная плавность хода	7,69	Приличный дорожный просвет	10
6	**Приемлемая цена**	6,81	**Сравнительно с 2110 невысокий уровень шума**	3,85	**Хорошее оснащение (наличие климатической установки, АБС)**	10
7	Приличная устойчивость при движении	4,54	Удобство посадки/высадки через задние двери	3,85		
8	**Хорошая шумоизоляция**	4,54	**Неплохое качество материалов салона**	3,85		
9	Просторный салон	2,27	**Эффективные тормоза**	3,85		
10			Приемлемый уровень комфорта	3,85		
11			Эргономичная панель приборов	3,85		
12			**Приемлемый уровень безопасности**	3,85		

Перекрестный анализ позволяет, как видим, выявлять наиболее значимые, по мнению экспертного сообщества СМИ, факторы, влияющие на удовлетворенность потребителей.

Таким образом, анализ СМИ дает возможность производителю оперативно и углубленно анализировать собственные продукцию и услуги, проводить, бенчмаркинговые исследования с позиций качества, вскрывать наиболее важные информационные события, позволяющие влиять на удовлетворенность и лояльность потребителей. Следовательно, создает предпосылки для более обоснованной разработки, реализации программ и мероприятий, направленных на улучшение качества продукции и услуг и достижение успехов в конкурентной борьбе на внутреннем и внешнем рынках.

АСМ-факты

"Группа ГАЗ" поставила в Самару 49 автобусов ЛиАЗ-529370, работающих на компримированном природном газе. Закупка машин — часть программы обновления парка города, в котором пройдут матчи Чемпионата мира по футболу 2018 г. Всего в Самару до конца марта будет поставлено 82 экологически чистых автобуса марки ЛиАЗ. По требованию Международной федерации футбола автобусы имеют низкий уровень пола, пассажировместимость — от 85 человек, а также специально оборудованные места для транспортировки маломобильных граждан.

Автобус большого класса ЛиАЗ-529370 предназначен для городских перевозок. Машина рассчитана на транспортировку 100 пассажиров, включая 24 посадочных места, а также специально оборудованное место для перевозки людей с ограниченными возможностями передвижения. ЛиАЗ-529370 комплектуется двигателем "Камминз" экологического стандарта "Евро-4" мощностью 255 л.с. Автобус оборудован автоматической коробкой передач и механической аппарелью для беспрепятственного въезда/выезда инвалидных колясок. Низкий уровень пола у передней и средней дверей увеличивает скорость пассажирообмена. Просторная накопительная площадка и антивандальные сиденья позволяют чувствовать себя комфортно всем категориям пассажиров.

УДК 629.11(088.8)

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ВЕЗДЕХОД

Канд. техн. наук **М.В. КАНДЕЛЯ**,
канд. физ.-мат. наук **В.Л. ЗЕМЛЯК**
Приамурский ГУ имени Шолом-Алейхема (8. 924. 640-73-14)

Рассмотрена новая конструкция универсального вездехода, предназначенного для работы в труднодоступных почвенно-климатических условиях при выполнении спасательных операций, геологоразведке, строительстве новых нефтегазопроводов.

Ключевые слова: *вездеход, роторно-винтовой движитель, бездорожье, заболоченные местности, водные преграды.*

Kandelia M.V., Zemliak V.L.
UNIVERSAL ALL TERRAIN VEHICLE

New structure of the universal all-terrain vehicle, designed to operation in difficult to reach soil and climate conditions when performing rescue operations, geologic exploration, and construction of new oil and gas pipelines are considered.

Keywords: *all-terrain vehicle, rotary screw propeller, lack of road, soft ground, water barriers.*

Освоение северных территорий страны давно уже стало задачей государственной важности. Её техническое решение — геологоразведка, строительство нефтегазопроводов, их эксплуатация и выполнение комплекса природоохранных мероприятий по защите окружающей природной среды, которые требуют привлечения специализированной мобильной техники. Причём ведущая роль среди такой техники принадлежит автомобильному транспорту, и прежде всего автомобилям высокой проходимости, способным работать в труднодоступных почвенно-климатических условиях.

Поэтому наши автозаводы создают все более совершенные "северные" варианты и осваивают их выпуск. Схема одного из таких вездеходов (пат. № 2498922, РФ и 2496676, РФ) приведена на рис. 1 и 2.

Как из них видно, в его состав входят кабина *5* водителя, салон *7*, ДВС *23*, водонепроницаемый корпус *6*, телескопическая карданная передача *19* с двумя (*21* и *20*) ведущими мостами и колёсами *8*, сцепление *24*, коробка *25* диапазонов, раздаточная коробка *26* и дополнительный роторно-винтовой движитель *15* с винтовыми гребнями *14*. То есть вездеход может перемещаться как с помощью роторно-винтового движителя *15* (см. рис. 1, *а*), так и на колесах (см. рис. 1, *б*). Таким образом, у него кроме традиционных колёс есть и дополнительный движитель с винтовыми гребнями *14*, установленными побортно роторов, имеющих возможность вращаться с помощью передней (*16*) и задней (*11*) подвесок, которые верхним концом *10* шарнирно закреплены снизу корпуса *6* на одинаковом расстоянии *A* от центра *13* масс вездехода в продольной плоскости и с помощью опоры *27* — с цапфами *28*. Опора же шарнирно установлена на другом, нижнем, конце *17* передней *16* и задней *11* подвесок. Передний выходной вал *18* роторно-винтового движителя *15* с помощью телескопической карданной передачи *19* соединён с выходным валом *1* бортового редуктора *2*, жёстко закреплённого спереди корпуса *6* и приводимого гидромотором *3*, объединённым с гидронасосом *22*, имеющим привод от переднего носка ДВС *23*. В передней части корпуса *6*, ближе к его борту, шарнирно закреплён гидроцилиндр *4* двустороннего действия, второй конец которого также шарнирно закреплён на передней подвеске *16*. Оси верхних (*9*) и нижних (*12*) шарниров передних (*16*) и задних (*11*) подвесок параллельны между собой и горизонту, а их проекции на горизонтальную плоскость перпендикулярны продольной оси *30* вездехода и продольной оси *29* роторно-винтового движителя *15*. При этом оси верхних (*9*) и нижних (*12*) шарниров передних (*16*) и задних (*11*) подвесок правого и левого бортов попарно соосны между собой, а ось нижнего (*31*) шарнира подвески совпадает с осью цапф *28* опоры *27*, установленной на другом (нижнем) конце *17* передней (*16*) и задней (*11*) подвесок.

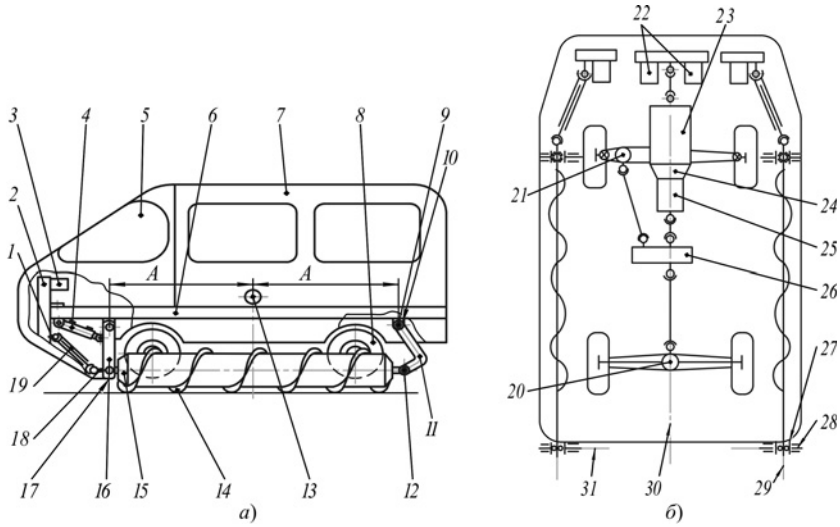


Рис. 1. Схема универсального вездехода (вид слева — а) при движении на роторно-поршневом движителе на колесах (вид слева — б):

1 — выходной вал редуктора; *2* — бортовой редуктор; *3* — гидромотор; *4* — гидроцилиндр; *5* — кабина; *6* — водонепроницаемый корпус; *7* — салон; *8* — колесо; *9*, *12* — шарнир; *10* — верхний конец подвески; *11* — задняя подвеска; *13* — центр масс; *14* — винтовой гребень; *15* — винтовой движитель; *16* — передняя подвеска; *17* — нижний конец подвески; *18* — передний выходной вал; *19* — телескопическая карданная передача; *20*, *21* — ведущий мост; *22* — гидронасос; *23* — ДВС; *24* — сцепление; *25* — коробка диапазонов; *26* — раздаточная коробка; *27* — опора; *28* — цапфа; *29* — продольная ось роторно-винтового движителя; *30* — продольная ось вездехода; *31* — ось нижнего шарнира

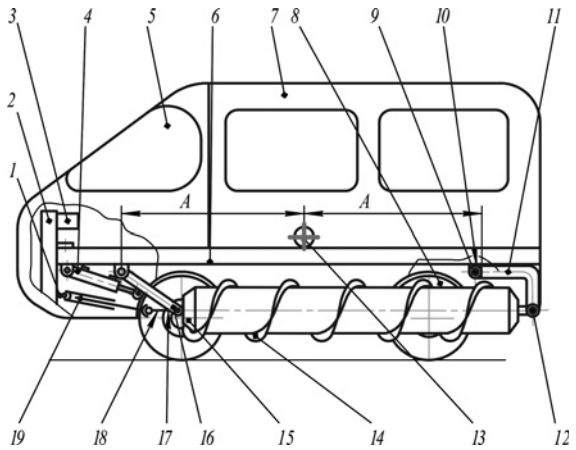


Рис. 2. Схема универсального вездехода (вид сбоку, движение на колесах) с комбинированным движителем (позиции те же, что и на рис. 1)

Перед тем, как начать движение на вездеходе по дорогам с твёрдым покрытием, роторно-винтовой движитель *15* с винтовыми гребнями *14* необходимо привести в верхнее положение с помощью гидроцилиндров *4* двустороннего действия, одним концом шарнирно закреплённого в передней части корпуса *6*, ближе к его борту, а вторым (также шарнирно) — на передней *16* подвеске.

При выдвижении штока гидроцилиндра *4* передняя (*16*) и задняя (*11*) подвески, шарнирно закреплённые одним верхним (*10*) концом снизу корпуса *6* на одинаковом расстоянии *A* от центра *13* масс вездехода в продольной плоскости, будут поворачиваться против часовой стрелки вокруг оси верхних (*9*) шарниров, увлекая за собой и нижний конец *17* подвески, на котором с помощью опоры *27* с цапфами *28*, шарнирно установленной на другом (нижнем) конце *17* передней (*16*) и задней (*11*) подвесок, установлен роторно-винтовой движитель *15*, который вместе с нижним концом *17* передней (*16*) и задней (*11*) подвесок будет перемещаться назад вверх, сохраняя параллельное положение своей продольной оси (*29*) к горизонту и к продольной оси *30* вездехода. При этом оси верхних (*9*) и нижних (*12*) шарниров передних (*16*) и задних (*11*) подвесок правого и левого бортов вездехода остаются попарно соосными между собой, а ось нижнего (*12*) шарнира подвески постоянно совпадает с осью цапф *28* опоры *27*, установленной на нижнем конце *17* как передней, так и задней подвески.

Движение вездехода на колёсах (см. рис. 2) осуществляется так же, как и обычного АТС. Привод его ведущих колес от ДВС осуществляется с помощью трансмиссии с двумя (*20* и *21*) ведущих мостов, сцепления *24*, коробки *25* диапазонов и раздаточной коробки *26*. Вездеход передвигается на колесах до тех пор, пока они начнут пробуксовывать. В этом случае водитель с помощью джостика или педали (на рис. 1 и 2 не показано) включает гидронасос *22* и гидромотор *3*. Последний через бортовой редуктор *2*, его выходной вал *1*, телескопическую карданную передачу *19* и передний выходной вал *18* приводит во вращение роторно-винтовой движитель *15*, что позволяет вездеходу продолжить движение. Причем он может двигаться с одновременно включенными приводами колёс *8* и роторно-винтовых движителей *15,* которые компенсируют пробуксовывание колёс. Бездорожье же, заболоченную местность, водные преграды вездеход преодолевает на роторно-винтовых движителях.

Работа выполнена в рамках проекта № 487 задания на выполнение государственных работ в сфере научной деятельности в рамках базовой части государственного задания вузу № 2014/422.

УДК 629.113.62

ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ТЯГОВЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

Канд. техн. наук **А.И. САФОНОВ**
Белорусский НТУ (8.017. 292-84-37)

Предложена классификация, проанализированы кинематические схемы и конструкции трансмиссий троллейбусов. Рассмотрены особенности режимов нагружения трансмиссий троллейбусов. Рассмотрены тенденции и определены задачи развития трансмиссий троллейбусов.

Ключевые слова: *тяговая трансмиссия, троллейбус, нагруженность трансмиссии.*

Safonov A.I.

FEATURE OF LOADING MODE AND DIRECTIONS OF IMPROVEMENT OF TROLLEYBUS TRACTION TRANSMISSIONS

Classification was proposed and kinematic schemes and designs of trolleybus transmissions were analyzed. Features of loading modes of trolleybus transmissions were considered. Trends were analyzed and tasks of development of trolleybus transmissions were identifyed.

Keywords: *transmission, trolleybus, loading transmission.*

Один из наиболее экологически чистых видов городского пассажирского транспорта — троллейбус. Причем это утверждение соответствует истине даже с учетом полного энергетического цикла (см. таблицу) [1].

Три четверти троллейбусных транспортных сетей находятся в странах Центральной и Восточной Европы и странах СНГ. В Республике Беларусь семь таких транспортных сетей, которые являются важной частью транспортной системы страны. Минск занимает второе место в мире по длине троллейбусных контактных сетей (698 км), а с помощью троллейбусов там перевозится более 200 млн пассажиров в год [2]. Поэтому исследования, направленные на повышение эффективности и безопасности пассажирских перевозок с помощью троллейбусов, а также вопросы развития самих троллейбусов весьма актуальны для Минска и Республики Беларусь в целом. Следует также отметить, что предприятие "Белкоммунмаш" — одно из крупных производителей троллейбусов в странах ближнего и дальнего зарубежья.

После завершения процесса формирования концепции троллейбуса необходимо решить ряд вопросов, связанных с выбором типа,

конструкции и параметров тяговой трансмиссии, основываясь при этом на анализе ее функциональной эффективности, экономичности и надежности.

Как известно, к трансмиссии транспортной машины предъявляются следующие требования: возможность реализации требуемого диапазона изменения скорости выходного звена при минимальных размерах и массе; высокие компоновочные и коммутационные возможности; минимальные потери мощности при ее трансформации и передаче; относительная простота и невысокая стоимость изготовления и технического обслуживания; высокие значения показателей надежности; минимальный шум.

По способу передачи и трансформирования энергии трансмиссии транспортных средств и городского транспорта в частности делятся на механические, гидромеханические и электромеханические. Механические трансмиссии содержат лишь шестерённые и фрикционные устройства и обладают рядом преимуществ: высокий КПД, более высокие значения показателей надежности, относительная простота в изготовлении и техническом обслуживании. К их недостаткам относятся ступенчатость изменения скорости выходного звена и, как следствие, более частая эксплуатация двигателя внутреннего сгорания не на номинальном режиме, а также относительная сложность компоновки и коммутации элементов трансмиссии. В основе гидромеханических трансмиссий — либо гидродинамический преобразователь энергии (гидротрансформатор) и механические редукторы, либо объемные гидромеханические передачи. Гидродинамическая передача, как известно, снижает динамические нагрузки, действующие на агрегаты трансмиссии и двигатель, повышая тем самым их надёжность, однако сама обладает невысоким КПД и малым диапазоном изменения скорости выходного звена. Это вынуждает применять совместно с гидротрансформатором механические трех- или четырехдиапазонные коробки передач. Кроме того, для таких трансмиссий необходимо иметь специальную систему охлаждения и подпитки гидроагрегата, что увеличивает общие габариты трансмиссии и усложняет ее техническое обслуживание, а без специальных фрикционов эти трансмиссии не могут обеспечить торможение двигателем. В объемных гидромеханических трансмиссиях отсутствуют недостатки, присущие механическим и гидродинамическим агрегатам. Их основа — объемная передача, обеспечивающая достаточно широкий диапазон бесступенчатого изменения скорости выходного звена. Она позволяет отказаться от муфты сцепления и коробки передач. Однако меньший (по сравнению с механическими) КПД и относительно высокая стоимость сдерживают их широкое применение.

Загрязняющие вещества	Глобальные выбросы, г/км		
	автобус	троллейбус[1]	троллейбус[2]
SO_2	1,7	0,86	0,43
NO_2	24,2	1,31	0,66
CO	4,8	0,61	0,31
CO_2	1314	912	456
Сажа	0,5	0,25	0,13

[1] — электрическая энергия произведена на ТЭЦ;
[2] — электрическая энергия произведена на ГЭС.

Рис. 1. Классификационная схема тяговых трансмиссий

Электромеханическая трансмиссия состоит из тягового электродвигателя (электродвигателей), получающего энергию от дизель-генераторной, аккумуляторной или конденсаторной установки либо от контактной сети, и механических редукторных узлов. Этим трансмиссиям присущи те же положительные качества, что и гидромеханическим трансмиссиям. Кроме того, их проще автоматизировать и включать в состав объединенных автоматических систем управления и обеспечения активной безопасности транспортной машины. А интенсивное развитие электротехнической промышленности в части создания электрических накопителей, асинхронных электроприводов существенно упрощает задачу создания высокоэкономичных гибридных транспортных средств с электромеханическими трансмиссиями.

Таким образом, очевидно превосходство электромеханических тяговых приводов, применяемых не только в троллейбусах и трамваях, но и в составе гибридных трансмиссий автобусов. Именно электромеханические трансмиссии позволят в конечном итоге повысить экономичность и безопасность городского транспорта прежде всего за счет минимальных потерь энергии при ее трансформации и накоплении в режиме рекуперативного торможения.

Из-за различий вариантов общей структуры тягового привода основу современных трансмиссий троллейбусов могут составлять либо ведущий мост (мосты) с пониженной (портальной) или непониженной балкой, содержащий механический дифференциал, колесный или бортовой редуктор и главную передачу, имеющую центральное или смещенное (боковое) расположение; либо конструкции "мотор-колесо", содержащие колесные и бортовые редукторы.

В этой связи тяговые трансмиссии троллейбусов можно классифицировать (рис. 1) по числу ведущих

мостов или колес; применимости для низкопольных машин; типу и расположению элементов механических редукторов; типу дифференциальной связи между ведущими колесами.

В схемах с механическим дифференциалом крутящий момент тягового электродвигателя через карданную и главную передачи, дифференциал, полуоси и планетарные колесные редукторы передается на ведущие колеса моста (рис. 2). Следует отметить, что использование компактных планетарных колесных редукторов с относительно большим передаточным числом позволяет уменьшить размеры главной передачи. Для мостов с непониженной балкой характерно центральное расположение дифференциала, одинаковые полуоси и, как следствие, практически симметричная динамическая нагруженность элементов трансмиссии по бортам. Однако такой мост и соответствующая схема не могут быть применены для более современных низкопольных троллейбусов, так как требуют для своего размещения одноуровневое расположение осей ведущих колес и балки моста.

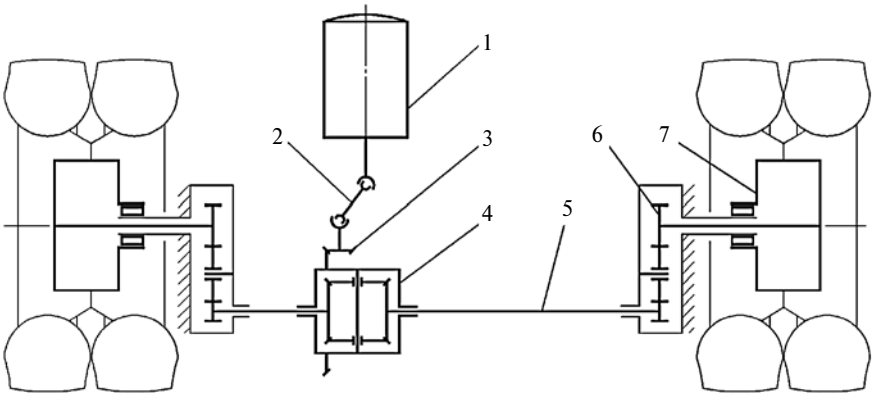


Рис. 2. Схема привода колес с механическим дифференциалом:
1 — тяговый электродвигатель; *2* — карданная передача; *3* — главная передача; *4* — межколесный дифференциал; *5* — полуось; *6* — планетарный колесный редуктор; *7* — ведущее колесо

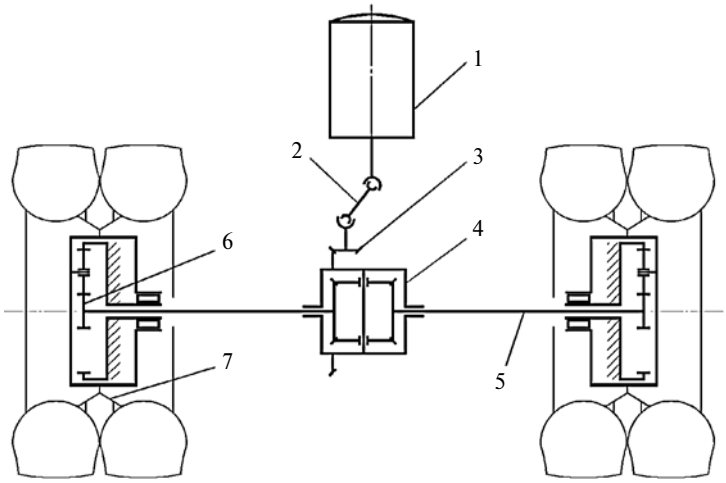


Рис. 3. Схема привода колес портального моста с механическим дифференциалом:
1 — тяговый двигатель; *2* — карданная передача; *3* — главная передача; *4* — дифференциал; *5* — длинная полуось; *6* — бортовая цилиндрическая передача; *7* — ведущее колесо

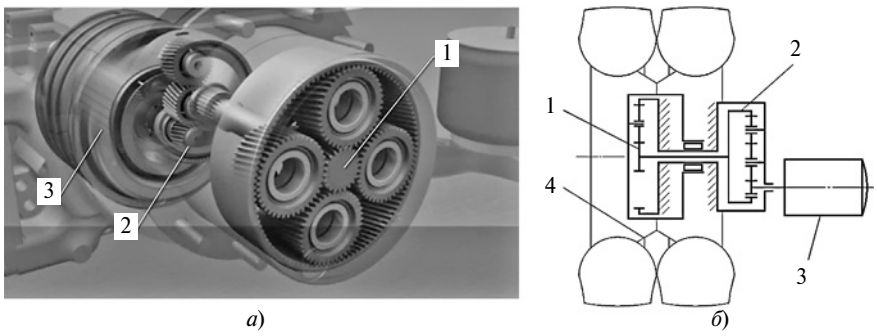


Рис. 4. 3D модель (а) и схема (б) привода мотор-колесной конструкции для портального моста:
1 — колесный планетарный редуктор; *2* — бортовая цилиндрическая передача; *3* — тяговый электродвигатель; *4* — ведущее колесо

В настоящее время все производители городского подвижного состава перешли на низкопольные модели машин, практически "вытеснившие" машины с высоким уровнем пола. Это заставило конструкторов существенно изменить компоновку подвижного состава, конструкцию и схемные решения (рис. 3, 4) его ведущих мостов. Так, в схемах с механическим дифференциальным приводом тяговый электродвигатель сместили с осевой линии машины к левому борту, иногда его размещают не перпендикулярно оси ведущего моста, а под некоторым углом. Балки мостов получили так называемую портальную форму за счет применения бортовой цилиндрической передачи *6* (см. рис. 3), что позволило понизить уровень пола над ведущим мостом. Центральный конический редуктор, как и тяговый электродвигатель, сместился к левому ведущему колесу (см. рис. 3). Кроме того, благодаря бортовой передаче в этой схеме предоставилась возможность отказаться от дорогостоящих планетарных колесных редукторов.

В схемах с электрической дифференциальной связью крутящий момент на каждое ведущее колесо передается от отдельного тягового электродвигателя через бортовую цилиндрическую передачу и планетарный колесный редуктор (см. рис. 4), однако связь (согласование) между двигателями колес осуществляет электрическая система управления. Наличие здесь и бортового, и колесного редукторов обусловлено необходимостью обеспечения относительно большого передаточного числа (20...25) всей передачи при требуемой компактности мотор-колесной

конструкции. Такое передаточное число вызвано невысокими на сегодняшний день значениями отношения тягового момента к единице объема и массы электродвигателей. В противном случае увеличение момента "приведёт" к повышению размеров двигателя, что также недопустимо в компактном мотор-колесном узле. В данной схеме бортовая передача также позволяет расположить двигатель ниже оси колес, тем самым получить конструкцию портального моста.

По числу ведущих мостов наибольшее распространение как на двухосных, так и на трехосных троллейбусах получили тяговые передачи с одним ведущим мостом. Для повышения тягово-сцепных свойств прежде всего сочлененных машин применяются схемы с двумя ведущими мостами с непониженной балкой (см. рис. 2), портальной формы (см. рис. 3) или используется мотор-колесный привод (см. рис. 4). В схемах привода колес двух ведущих мостов с механическими дифференциалами дифференциальная связь между ведущими колесами — электромеханическая (механическая — между колесами каждого моста и электрическая — между двигателями мостов).

Очевидно, что наиболее прогрессивной по степени универсальности, компоновочным качествам, легкости интеграции в автоматические системы управления и системы рекуперации энергии, обеспечению экономичности и безопасности движения троллейбуса является схема привода ведущих колес, в которой колесо, тяговый электродвигатель, редуктор и другие узлы объединяются в один агрегат — электромотор-колесо или просто мотор-колесо (см. рис. 4). Общий вид индивидуального колесного привода предыдущего поколения фирмы "Цанрадфабрик" представлен на рис. 5, *а*, а с новой конструкцией портального моста с мотор-колесным приводом можно ознакомиться на сайте компании [3].

Альтернативой мотор-колесному приводу, по утверждению некоторых авторов [4], может стать колесный вариатор специальной конструкции. В схеме с вариатором (рис. 5, *б*) благодаря малым осевым размерам конструкции, при сохранении низкого уровня пола, можно увеличить примерно на 300 мм ширину прохода в салоне. При этом не используются тяговые двигатели мотор-колесного привода, повышается диапазон изменения крутящего момента, обеспечивается высокое передаточное число, что позволит использовать быстроходные малогабаритные двигатели и главную передачу с малыми радиальными габаритами [4].

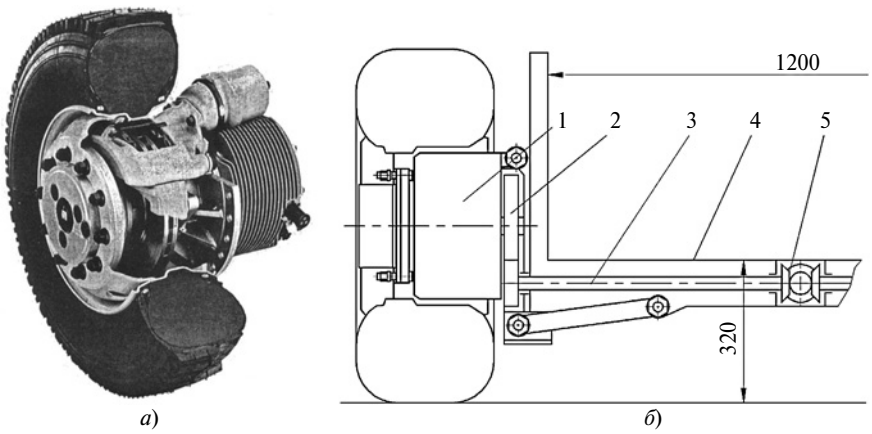


Рис. 5. Мотор-колесо для транспортных машин (а) и схема компоновки автобуса с колесным вариатором (б):

1 — колесный вариатор; *2* — качающийся цилиндрический редуктор; *3* — полуось; *4* — кузов; *5* — главная передача

Как показал анализ возможных вариантов применения вспомогательных силовых установок на троллейбусах (дизель-генераторные, аккумуляторные, конденсаторные установки), их использование не требует изменения рассмотренных выше схем и конструкций тяговых трансмиссии, а в автономном режиме движения они снижают нагруженность элементов передачи.

Следует отметить, что в настоящее время наблюдается устойчивая тенденция в разработке различных конструкций колесного узла, содержащего не один, а набор электродвигателей, расположенных в ступице колеса. Электродвигатели, помимо обеспечения тягового привода колес, способствуют замене традиционных пневмо- и гидроприводов электроприводами системы подрессоривания, рулевого управления и тормозных систем, тем самым повышая степень унификации и снижая потери энергии, затрачиваемой на привод этих узлов. Однако такие конструкции в силу их малой удельной мощности пока планируются к применению только на легковых автомобилях. Так, компанией "Вольво" предложена конструкция автономного колесного узла (Autonomous Corner Module) [5, 6]. В ней ступица активно управляется с помощью трех рычагов, закрепленных на кузове автомобиля (рис. 6). Верхний рычаг управляет вертикальной нагрузкой на колесо, а два нижних отвечают за функции рулевого управления и величину углов установки колеса. Верхний рычаг при этом соединен с упругим *1* и демпфирующим *2* (амортизатором) элементами, регулирующими жесткость подвески в зависимости от загрузки автомобиля. Два нижних рычага соединены с линейными системами позиционирования (двигатель постоянного или переменного тока, редуктор и выдвижной шток) и перемещаются перпендикулярно продольной оси автомобиля.

Рис. 6. Конструкция автономного колесного узла "Вольво":

1 — упругий элемент с изменяемой жесткостью; *2* — амортизатор; *3* — тормозной механизм; *4* — ступица колеса с тяговым электродвигателем; *5* — привод рулевого управления; *6* — рессора

а) *б*) *в*)

Рис. 7. Колесный узел фирмы "Сименс" (а), автономное колесо "Мишлен" (б), мотор-колесо PD18 (в):
1 — обод колеса; *2* — встроенный электромотор; *3* — тормозной механизм Electronic Wedge Brake — EWB; *4* — активная подвеска; *5* — электропривод рулевого управления

В 2006 г. компания "Сименс" представила похожую концептуальную разработку автономного колесного узла eCorner (рис. 7, *а*) [7]. Электродвигатель в этом колесном узле располагается непосредственно на ободе самого колеса и способен работать не только при разгоне, но и при торможении (как генератор — регенерируя электроэнергию и заряжая батареи). По информации компании, КПД у подобного электродвигателя может достигать 96 %.

Если тормозного момента двигателя недостаточно, то остановить автомобиль помогут дисковые тормозные механизмы с электронным управлением (EWB). Подвеска у колесного узла также встроенная. Она снабжена датчиками, которые постоянно следят за давлением в шинах и определяют уровень сцепления колеса с опорной поверхностью. В соответствии с показателями этих датчиков электроника настраивает подвеску так, чтобы автомобиль сохранял устойчивость и высокую плавность хода. При этом подвеска узла снабжена компактными электродвигателями, которые поворачивают колеса вокруг вертикальной оси независимо друг от друга. Например, все четыре колеса автомобиля можно повернуть в одну сторону, и автомобиль поедет боком. Кроме того, возможность управлять каждым колесом отдельно значительно повышает устойчивость автомобиля при маневрировании.

Компания "Мишлен" также активно работает в этом направлении, и уже представила свой прототип конструкции автономного колесного узла (Michelin Active Wheel System) (рис. 7, *б*) [8].

Компания "Протен Электрик" разрабатывает и производит полностью интегрированные электрические безредукторные мотор-колеса PD18 размером 18 дюймов семейства "Протен Драйв" (рис. 7, *в*) [9]. Каждое мотор-колесо оснащается встроенным инвертором и процессором, который через шину CAN связан с блоком управления системой (System ECU), синхронизирующей работу всех четырех мотор-колес шасси. В случае отказа одного, двух и даже трех колес компьютер мгновенно перераспределяет нагрузку на оставшиеся. При этом электромобиль не столь динамичен, но сохраняет приемлемую управляемость. Процесс торможения управляется встроенным электронным блоком. Когда водитель нажимает на тормозную педаль, контроллер тормозной системы определяет возможность торможения за счет переключения мотор-колес в режим генератора. Работая в этом режиме, мотор-колесо может быть также задействован в процесс рекуперации энергии. Механические тормозные механизмы при необходимости обеспечивают дополнительное тормозное усилие или полностью заменяют электрические компоненты при их отказе. Инженеры "Протен" утверждают, что каждое колесо предлагаемого привода, работая в индивидуальном режиме в зависимости от внешних условий и нагрузки, обеспечивает наилучшую управляемость электромобиля и эффективность регенеративного торможения в сравнении с традиционными механическими приводами, имеющими один ведущий электромотор.

Очевидно, что при наличии автономных колесных узлов, подобных рассмотренным, можно поворачивать и замедлять каждое колесо в максимальном соответствии с дорожными условиями и ситуацией, дополнительно задействуя при этом системы подрессоривания, тягового привода, рулевого управления.

Работы по применению так называемых автономных движителей, в частности при создании магистрального автопоезда модульной конструкции, ведутся и в Объединенном институте машиностроения Национальной академии наук Беларуси [10, 11].

Таким образом, очевидна перспективность применения, в том числе на троллейбусах, электромеханического привода на базе автономных мотор-колесных редукторных конструкций. Однако, наряду с этим, в настоящее время весьма актуальны вопросы повышения эффективности широко применяемых классических конструкций и схем, подобных приведенным на рис. 2 и 3. Эти приводы из-за относительно невысокой стоимости и приемлемой на сегодняшний день способности обеспечения требований, предъявляемым к трансмиссиям, остаются весьма востребованными в производстве

нерельсового городского транспорта. В этой связи актуальны анализ проблем, связанных с их использованием, и выявление путей их решения.

Следует отметить, что ведущие мосты троллейбусов и автобусов унифицированы. Их основное конструктивное отличие — большее передаточное число конической пары главной передачи троллейбуса из-за отсутствия коробки передач. Возможность бесступенчатого регулирования скорости ведущих колес и, как следствие, отсутствие в трансмиссии троллейбуса таких характерных для автобуса узлов, как сцепление и коробка передач, очевидно снижают динамическую нагрузку на элементы трансмиссии. Однако, с другой стороны, это делает трансмиссию троллейбуса более "жесткой" (с меньшим числом податливых элементов), что повышает динамическую составляющую ее нагрузки. Следует также учесть, что трансмиссия троллейбуса работает и в тормозном режиме, обеспечивая замедление двигателем почти до полной остановки машины, что также дополнительно нагружает элементы трансмиссии, к тому же, обратными по знаку моментами. Как показал дальнейший анализ работ, влияние этих очевидных особенностей на показатели эффективности и надежности трансмиссии всесторонне не исследовалось, и тем более не учитывалось при проектировании именно троллейбусной трансмиссии.

Так, в работе [10] в качестве одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей дифференциального механизма ведущего моста троллейбуса называется воздействие дополнительных динамических нагрузок в трансмиссии. К причинам их возникновения авторы относят особенности устройства трансмиссии городского электрического транспорта (например, отсутствие муфты сцепления), а также характер электрических процессов, происходящих в тяговом электродвигателе. Со ссылкой на опыт эксплуатации указывается, что тяговая передача может подвергаться воздействию хотя и кратковременных, но значительных по абсолютной величине вращающих моментов (например, пуск тягового электродвигателя, резкий разгон или торможение и др.). Авторы отмечают, что мероприятия по повышению надежности дифференциального механизма должны быть направлены на увеличение работоспособности, прежде всего, полуосевых шестерен и их опорных шайб путем совершенствования конструкции и технологии их изготовления.

При расчетах для реальных условий эксплуатации первоочередной задачей является установление эксплуатационных нагрузочных режимов. Для этого используются квазистатические, кинематические и динамические модели машины [11].

Очевидно, что степень адекватности любой модели напрямую зависит от полноты и качества установления и описания вышеупомянутых эксплуатационных нагрузочных режимов, учитывающих или не учитывающих особенности конструкции, тягово-сцепные условия, скорость движения, интенсивность разгона и торможения, осевые нагрузки и число ведущих мостов, взаимодействие звеньев в шарнирно-сочлененных машинах, режим работы, особенности кинематической схемы трансмиссии, характеристики двигателя и элементов привода. В этой связи анализ нагруженности тягового привода автомобиля в зависимости от степени точности, адекватности и экономичности математической модели возможно проводить по трем расчетным режимам [12, 13]. В основе первого — расчётный момент на рассматриваемом валу трансмиссии, определяемый через максимальный момент двигателя. Во втором режиме расчётный момент находят по максимальному сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью. Третий расчётный режим, наиболее адекватно учитывающий реальные динамические нагрузки, наблюдающиеся при переходных режимах движения машины, предусматривает определение момента с учетом коэффициента динамичности.

Если параметры первого и второго нагрузочных режимов могут быть определены достаточно просто, то расчёт максимальных динамических нагрузок (коэффициента динамичности) является сложной, но в то же время необходимой задачей, требующей моделирования реальных процессов, происходящих в трансмиссии и зависящих от перечисленных факторов.

Изучение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля давно базируется на моделировании трансмиссии в виде упругой крутильной системы с сосредоточенными параметрами. Теоретические исследования, накопленные экспериментальные данные и усовершенствованные расчётные методы позволили решить на базе этих моделей ряд важных практических задач проектирования трансмиссий автомобилей и тем самым повысить их эксплуатационные свойства.

Широко известен разрабатываемый в ОИМ НАН Беларуси комплекс методик и пакетов программ по автоматизированному построению и расчётам трансмиссий мобильных машин [11, 14]. В их основу положены известные принцип регулярности структурных схем и методика применения базовых (типовых) элементов, которые нацелены на создание именно универсальных и автоматизированных продуктов по проектированию.

Работы по исследованию нагруженности именно троллейбусных трансмиссий начали проводится практически с момента создания первых троллейбусов. Наиболее известные среди них исследования 1950—1960-х годов И.С. Ефремова, В.Л. Марковникова и др. В них, в частности, отмечается, что для более полной, по сравнению со статическими методами, оценки действительных нагрузок, возникающих в трансмиссии троллейбуса при пуске, необходимо учитывать ударные моменты, связанные с поглощением кинетической энергии якоря тягового электродвигателя при выборе люфтов тяговой передачи. Наличие ударных моментов при этом объясняется, прежде всего, несовершенством преобладающих на тот момент реостатно-контакторных систем управления тяговым двигателем, обеспечивающих скачкообразное (ступенчатое) нарастание тягового момента. Для подвижного состава, оборудованного системами плавного бесступенчатого изменения тяговой характеристики двигателя (тиристорно-импульсные системы управления), ударные нагрузки тяговой передачи практического влияния на прочность не имеют. Данные систе-

мы, вытесняемые в настоящее время еще более экономичными и совершенными цифровыми системами управления на IGBT-матрицах, позволяют задавать практически любой закон, в том числе любую бесступенчатую интенсивность изменения тока двигателя, сводя на нет влияние люфтов в передаче на ее нагруженность и обеспечивая при этом необходимые тягово-скоростные качества троллейбуса.

Один из вариантов решения проблемы динамической нагруженности трансмиссии троллейбуса, обозначенной вышеуказанными авторами, предлагается в работах [15, 16]. Объектом исследования в них также является троллейбус, оборудованный устаревшей реостатно-контакторной системой управления. При этом учитываются люфты в трансмиссии троллейбусов, регламентируемые с 1970—1980-х годов, используется упрощенная двухмассовая расчетная схема с одним суммарным люфтом трансмиссии, не учитывающая рассеивание кинетической энергии в промежуточных звеньях передачи, накопленной при выборке отдельных люфтов.

Из сказанного выше следует, что исследования, посвященные снижению динамической нагруженности трансмиссии современных троллейбусов, оборудованных актуальными системами управления тяговым двигателем и учитывающих специфику работы трансмиссии не только в тяговом, но и в тормозном режимах, практически отсутствуют. А в отличие от нагрузочных режимов автомобилей в нагрузочных режимах, троллейбусов, как уже отмечалось, присутствуют так называемые отрицательные (тормозные) моменты, доля которых составляет не менее 50 % от их общего количества, диапазон нагружающих моментов достигает значений от минус 1,8 до плюс 2 кН · м, а отдельные пиковые значения моментов — до 8 кН · м [17]. В связи с этим требуется корректировка существующих методик оценки надежности зубчатых зацеплений и других элементов трансмиссий троллейбусов.

Таким образом, в развитии тяговых трансмиссий троллейбусов очевидны следующие направления:

— применение конструкций портальных мостов и соответствующих кинематических схем тяговой передачи;

— разработка и применение мотор-колесного привода как наиболее универсального, с высокими компоновочными качествами, "способного" к легкой интеграции в автоматические системы управления и системы рекуперации энергии, повышающего экономичность эксплуатации и безопасности движения троллейбуса;

— увеличение числа функций мотор-колесной конструкции и создание на ее основе "автономного колеса", являющегося, по сути, единой конструкцией, которая объединяет и согласует функции тяги, торможения, рекуперации энергии, подрессоривания и рулевого управления с целью повышения их эффективности при совместной реализации;

— повышение надежности трансмиссии за счет ее "адаптации" к "жесткости" тяговой передачи и к тормозному режиму эксплуатации.

Отмеченные направления, в свою очередь, потребуют от разработчиков согласование действий различных систем. Так, в первую очередь, возникает необходимость в объединенной системе управления и алгоритмах ее работы по совместному управлению тяговым двигателем, рабочей тормозной системой и системой рекуперации энергии. Следовательно, потребуются методики и модели для расчета нагруженности элементов трансмиссии, работающих в этих условиях эксплуатации (нагружения).

Проведенный в этой связи анализ работ в данном направлении показал, что в зависимости от целей исследований в известных математических моделях тяговых трансмиссий учитываются те или иные конструктивные особенности автомобиля, автомобиля-тягача, автобуса (число ведущих мостов, наличие межколесных дифференциалов, работа системы подрессоривания, схема межосевого привода, наличие прицепа или полуприцепа и др.) и их свойства. В то же время недостаточно полно разработаны математические модели, учитывающие одновременно указанные свойства. Практически отсутствуют математические модели, позволяющие исследовать тягово-скоростные качества троллейбуса, эффективность торможения троллейбуса тяговым электродвигателем и торможения в режиме совместного использования тягового электродвигателя и рабочей тормозной системы. А дополнительные (в сравнении с автобусными) динамические нагрузки в трансмиссии троллейбуса вследствие обозначенных выше особенностей ее устройства и режимов эксплуатации подтверждают актуальность исследований и выявления путей снижения нагруженности элементов тяговой передачи.

Литература

1. Tica S. Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities / S. Tica [and others] // International Journal for Traffic and Transport Engineering, 2011. — Vol. 1(4). — P. 196—205.
2. Khassiev, Y. Push forward your trolleybus system — Development and Trends / Y. Khassiev // Proc. of Trolley Marketing Symposium. — Lviv, Ukraine, 2011.
3. Electric Drive for Commercial Vehicles // ZF Friedrichshafen AG [Electronic resource]. — 2014. — Mode of access: http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/hybrid_technology/electric_drive_cv/electric_drive_cv.html. — Date of access: 20.05.2014.
4. Гулиа Н.В. Механическая бесступенчатая передача для грузовых автомобилей и автобусов. Перспективы использования / Н.В. Гулиа, А.Е. Власов, С.А. Юрков // Грузовик &. 1999. №12. С. 7—12.
5. Jonasson M. Autonomous Corner Modules as an Enabler For New Vehicle Chassis Solutions / M. Jonasson, S. Zetterström, A. Trigell. // Proc. of FISITA 2006 World Automotive Congress. — Yokohama, Japan. 2006. — 21 pp.
6. Wheel suspension arrangement in a vehicle: patent WO 00/38939 World Intellectual Property Organization / S. Zetterström; applicant Zetterström, Sigvard. — International Application Number PCT/SE99/02476; International Filling Date 23.12.1999; International Publication Date 06.07.2000 // International Bureau of World Intellectual Property Organization. — 2000. — 28 pp.
7. Воскресенский А. Изобрести колесо / А. Воскресенский, С. Знаемский // Авторевю. 2006. № 16. С. 11.
8. Michelin Active Wheel. Press Kit / Paris Motor Show. — Paris: WHO, 2008. — 56 pp.
9. The Effect of Hub Motors on Vehicle Dynamics // Protean Electric [Electronic resource]. — 2013. — Mode of access: http://www.proteanelectric.com/wp-content/uploads/2012/10/The-Effect-of-Hub-Motors-on-Vehicle-Dynamics.pdf. — Date of access: 17.03.2013.
10. Скойбеда А.Т. Анализ надежности деталей дифференциального механизма ведущего моста городского троллейбуса / А.Т. Скойбеда, А.В. Илларионов // Республиканский межведомственный сборник научных трудов. — Минск: Машиностроение, 2005. — Том 2. — С. 29—32.
11. 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. С. 17 — 23.

12. Высоцкий М.С. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский. — М.: Машиностроение, 1995. — 256 с.
13. Ефремов И.С. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И.С. Ефремов, Б.П. Гущо-Малков. — М., 1970. — 450 с.
14. Альгин В.Б. Кинематический и динамический расчет трансмиссионных систем на основе регулярных структурных компонентов / В.Б. Альгин [и др.] // Теоретическая и прикладная механика: межвед. сб. науч.-метод. ст. / БНТУ. — Минск, 2006. — Вып. 21. — С. 67—77.
15. Галямов П.М. Совершенствование алгоритма и системы управления тяговым электродвигателем троллейбуса с целью снижения динамических нагрузок в трансмиссии при трогании / П.М. Галямов, В.Б. Альгин // Современный транспорт и транспортные средства: проблемы, решения, перспективы. Материалы МНТК, посвященные 55-летию автотракторного факультета БНТУ. — Мн., 2007 — С. 15—19.
16. Галямов П.М. Система управления тяговым электродвигателем, снижающая динамическую нагруженность трансмиссии троллейбуса / П.М. Галямов, А.Г. Ярусов // Автомобильная промышленность, 2008. № 5. С. 14—18.
17. Руктешель О.С. Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / О.С. Руктешель [и др.] // Вестник БНТУ. — 2006. № 6. С. 48—51.

УДК 658.14

НОВАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **Х.А. ФАСХИЕВ**, **В.В. ВОЛОШКО**,
кандидаты техн. наук **И.Р. МАВЛЕЕВ** и **И.И. САЛАХОВ**
Уфимский ГАТУ, Финуниверситет,
Казанский (Приволжский) ФУ (347) 251-08-23

Рассматривается новая многоступенчатая коробка передач для грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *трансмиссия, грузовой автомобиль, коробка передач, дифференциальный механизм, редуктор, планетарная передача, тормозное устройство, демультипликатор.*

Faskhiev Kh.A., Voloshko V.V., Mavleev I.R., Salakhov I.I.
BOX OF CHANGE OF TRANSFERS OF THE TRUCK

A new multistage transmissions for trucks is considered.

Keywords: *transmission, truck, transmission, differential mechanism, reducer, planetary transfer, brake mechanism, demultiplicator.*

Одной из основных задач производителей автомобильной техники является постоянное обновление её модельного ряда с тем, чтобы обеспечить её конкурентоспособность на рынке. Это обновление связано и с созданием новых, более совершенных узлов и агрегатов, в том числе автомобиля. Типичный тому пример — рассматриваемая ниже коробка передач, предназначенная для грузовых автомобилей (пат. № 2384773, РФ).

В существующих в настоящее время коробках таких автомобилей — многоступенчатые, сочетающие механические рядные редукторы с планетарными передачами. В качестве типовой их конструкции можно привести многоступенчатую коробку передач "Цанрадфабрик Экосплит". Она состоит из основного четырехступенчатого редуктора, двухступенчатых делителя передач, встроенного в основной редуктор, и демультипликатора, образованного трехзвенным планетарным механизмом. Но такая схема имеет, как минимум, пять недостатков.

Во-первых, её делитель (две пары зубчатых колёс и синхронизатор) размещается в корпусе основного редуктора, что увеличивает длину и массу вторичного и промежуточного валов, а значит, и габаритные размеры основного редуктора. Во-вторых, основной редуктор для обеспечения задней передачи имеет дополнительный ряд шестерен, что ведет к тем же результатам. В-третьих, этот ряд, в силу конструктивных особенностей, не обеспечивает передачу полной мощности двигателя в случае необходимости использования её при эксплуатации автомобиля. В-четвертых, синхронизатор, служащий для переключения делителя, при управлении движением автомобиля переключается в 4 раза чаще, чем каждый синхронизатор основной коробки, что практически во столько же раз ускоряет его износ. В-пятых, каждое переключение делителя осуществляется с выключением-включением сцепления, что ускоряет износ трущихся деталей сцепления, сопровождается разрывом потока мощности, передаваемого на ведущие колеса автомобиля. При этом, естественно, уменьшаются коэффициент использования мощности двигателя и КПД коробки, ухудшается комфортность управления автомобилем.

Учитывая все перечисленное, авторы статьи попытались создать надежную и жесткую конструкцию многоступенчатой коробки передач с меньшими, чем у существующих коробок, габаритными размерами и массой; повышенными быстродействием и плавностью переключения диапазона передач делителя, но без разрыва потока мощности и выключения сцепления. Кроме того, они хотели обеспечить возможность испытания отдельно узлов коробки (дифференциального делителя, основного редуктора и дифференциального демультипликатора) с тем, чтобы повысить качество общей сборки в условиях крупносерийного производства.

Попытка удалась: коробка спроектирована и воплощена в металле. Её схема (рис. 1) включает три функциональных узла: дифференциальный делитель A_1, основной четырехскоростной редуктор A_2 и дифференциальный демультипликатор A_3 с интегрированной задней передачей, а также корпус *5* основного редуктора, к которому с переднего торца крепится картер *24* сцепления, являющегося одновременно картером дифференциального делителя, а с заднего торца — картер *9* дифференциального демультипликатора. Корпус *5* с картером *24* сцепления образуют замкнутую полость, в которой находятся первичный (*22*), промежуточный (*21*) и вторичный (*7*) валы основного редуктора коробки. При этом первичный вал *22* представляет собой вал-шестерню, которая опирается на роликоподшипник, установленный в отверстие картера *24* сцепления, промежуточный вал *21* — на два роликоподшипника в отверстиях корпуса *5* и картера 2*4* сцепления. Вторичный же вал одним концом опирается на роликоподшипник первичного вала *22*, а вторым концом — на роликоподшипник в корпусе основного редуктора *5*. Дифференциальный делитель содержит входной вал-шестерню *2*, который находится в зацеплении с двухвенцовыми сателлитами *23* осей, запрессованных в водило *3* дифференциального делите-

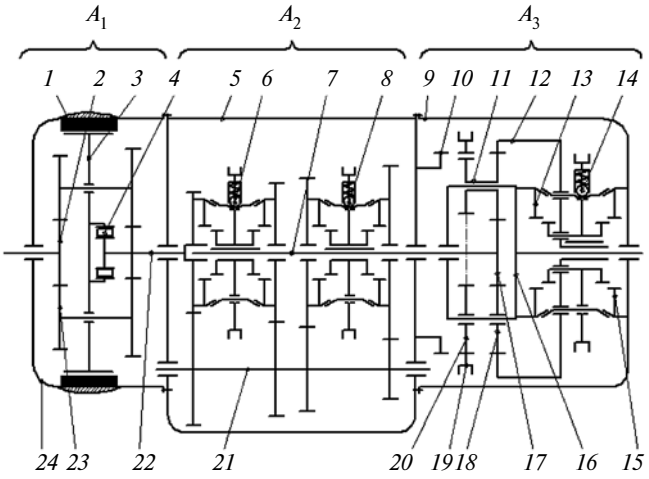


Рис. 1. Кинематическая схема многоступенчатой коробки передач:

1 — ленточные тормоза; *2* — входной вал-шестерня дифференциального делителя; *3* — водило дифференциального делителя; *4* — муфта свободного хода; *5* — корпус основного редуктора; *6* и *8* — синхронизаторы соответственно первой—второй и третьей—четвертой передач основного редуктора; *7* — вторичный вал основного редуктора; *9* — картер дифференциального демультипликатора; *10* — зубчатый венец блокировки муфты заднего хода; *11* — двухвенцовые сателлиты дифференциального демультипликатора *12* — коронное колесо дифференциального демультипликатора; *13* — зубчатый венец блокировки дифференциального демультипликатора; *14* — синхронизатор дифференциального демультипликатора; *15* — зубчатый венец блокировки коронного колеса дифференциального демультипликатора; *16* — водило дифференциального демультипликатора (выходной вал коробки передач); *17* — ведущий зубчатый венец дифференциального демультипликатора; *18* — паразитные сателлиты дифференциального демультипликатора; *19* — коронное колесо (муфта заднего хода) дифференциального демультипликатора; *20* — сателлиты дифференциального демультипликатора; *21* — промежуточный вал основного редуктора; *22* — первичный вал основного редуктора; *23* — двухвенцовые сателлиты дифференциального делителя; *24* — картер сцепления (картер дифференциального делителя)

ля, которое опирается на шарикоподшипники картера сцепления и крышки дифференциального делителя и блокируется ленточным тормозом *1*. Между водилом *3* и первичным валом *22* основного редуктора установлена роликовая муфта *4* свободного хода.

В состав дифференциального демультипликатора входят ведущий зубчатый венец *17*, нарезанный на вторичном валу основного редуктора; сателлиты *20* и двухвенцовые сателлиты *11*, паразитные сателлиты *18*; коронное колесо *19*, которое одновременно является муфтой заднего хода; водило *16* демультипликатора (одновременно выходной вал коробки), а также коронное колесо *12*, на шлицах ступицы которого установлен синхронизатор *14* демультипликатора. Водило *16* опирается на шарикоподшипник, установленный в картере *9* демультипликатора.

К корпусу *5* основного редуктора прикреплен зубчатый венец *10*, предназначенный для блокировки коронного колеса *19*, на картере демультипликатора — зубчатый венец *15* (для блокировки коронного колеса *12*), а на водиле *16* — зубчатый венец *13*, служащий для блокировки демультипликатора.

Последовательное переключение диапазона дифференциального демультипликатора, передач основного редуктора и диапазона дифференциального делителя происходит так, как показано на рис. 2 (темные прямоугольники — прямые передачи делителя, светлые — его повышающие передачи).

Дифференциальный демультипликатор A_3 с интегрированной передачей заднего хода имеет две передачи переднего хода, нейтральное положение и одну передачу заднего хода. При движении груженого автомобиля в тяжелых дорожных условиях включается его понижающая передача, а при переходе с понижающей передачи на повышающую зубчатая муфта синхронизатора *14* (см. рис.1) перемещается в крайнее левое положение и после выравнивания угловых скоростей соединяемых блокирующим кольцом деталей вводится в зацепление с зубчатым венцом *13*. Передача заднего хода включается перемещением коронного колеса *19*, одновременно являющегося муфтой заднего хода, в крайнее левое положение и введением его в зацепление с зубчатым венцом *10*, при этом муфта *14* синхронизатора находится в нейтральном положении.

Основной редуктор A_2 коробки имеет четыре передачи, которые переключаются с помощью синхронизаторов *6* и *8*. При этом синхронизатор *8* включает первую и вторую передачи основного редуктора, а синхронизатор *6* находится в нейтральном положении. Включение третей и четвертой передач осуществляется синхронизатором *6*, при этом синхронизатор *8* находится в нейтральном положении. Четвертая передача основного редуктора — прямая, включается перемещением муфты синхронизатора *6* в крайнее левое положение, при котором первичный вал *22* блокируется с вторичным валом *7*.

Дифференциальный делитель A_1 имеет две передачи — ускоряющую и прямую. Первая из них включается блокировкой водила *3* делителя на картер *24* сцепления с помощью ленточных тормозов *1*, а вторая — автоматически при растормаживании ленточных тормозов блокировкой водила *3* на роликовую муфту *4* свободного хода, установленной на валу *22*, благодаря особенностям дифференциальных механизмов с положительным передаточным числом меньше единицы, при котором все звенья дифференциального механизма вращаются в одну сторону, причём водило *3* имеет большую угловую скорость вращения нежели угловые скорости входного и выходного валов.

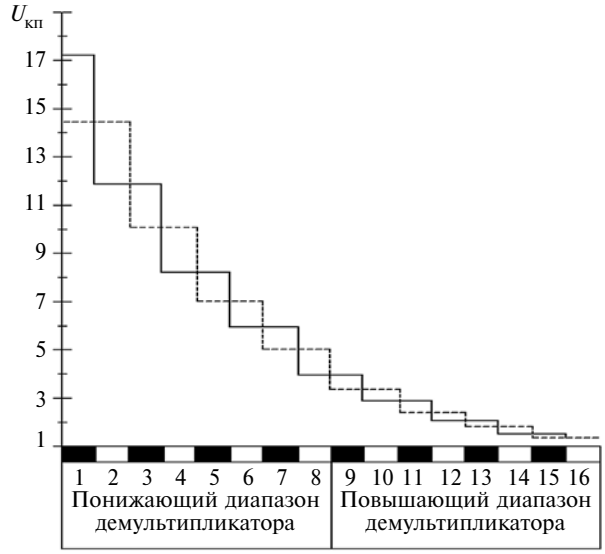


Рис. 2. Диаграмма передаточных чисел многоступенчатой коробки передач

Диапазон дифференциального делителя переключается без выключения сцепления и, следовательно, без разрыва потока мощности. При этом тормозной момент на ленточных тормозах составляет часть передаваемого на выходной вал крутящего момента двигателя. Например, при передаточном числе *i* дифференциального делителя, равном 0,75, на ленточный тормоз действует 0,25 момента ДВС, а на выходной — 0,75.

Небольшая разница передаточных чисел соседних передач коробки позволяет выбрать оптимальный режим движения в экономичном диапазоне частоты вращения коленчатого вала двигателя и, кроме того, облегчает управление коробкой и снижает уровень её шума.

В отличие от прототипа, коробки "Цанрадфабрик", у которой переключение диапазона делителя осуществляется с помощью синхронизатора, в рассматриваемой коробке ускоряющая передача включается торможением водила дифференциального делителя ленточными тормозами. Для включения же прямой передачи ленточные тормоза освобождаются, и водило дифференциального делителя блокируется через муфту свободного хода на выходной вал делителя.

Все новые решения, примененные в рассматриваемой коробке, дают ей те преимущества, о которых сказано выше.

Так, из конструкции основного редуктора исключены зубчатые передачи и синхронизатор, образующие делитель коробки передач; дифференциальный делитель позволяет существенно уменьшить осевые размеры и массу вторичного и промежуточного валов, а дифференциальный демультипликатор с интегрированной задней передачей вместо дополнительного ряда зубчатых шестерен заднего хода в основном редукторе значительно усиливает этот эффект. Сокращение осевых размеров промежуточного и вторичного валов повышает их жесткость, уменьшая амплитуды крутильных колебаний и моментов инерции, что, в свою очередь, способствует более быстрому выравниванию угловых скоростей вращающихся масс, следовательно, меньшему износу блокирующих колец синхронизаторов основного редуктора при переключении передач.

Дифференциальный делитель позволяет плавно и без разрыва потока мощности переключать делитель без выключения сцепления. В результате чего уменьшается износ трущихся деталей сцепления, повышаются коэффициент использования мощности и топливная экономичность двигателя, так как в момент переключения делителя, что в эксплуатации происходит в 4 раза чаще, чем переключение передач основного редуктора, двигатель не переходит в режимы частичных нагрузок.

Управление дифференциальным делителем происходит без выключения сцепления с помощью гидропривода, который включается клавишей, расположенной на рычаге переключения передач, что облегчает управление транспортным средством, повышает комфорт и снижает физическую нагрузку на водителя.

Дифференциальный демультипликатор с интегрированной задней передачей дает возможность передавать полную мощность двигателя в случае необходимости при эксплуатации автомобиля на различных скоростях его движения задним ходом, что особенно важно для автомобилей специального назначения. В целом эта коробка передач надежнее, поскольку технологический процесс её сборки может быть осуществлен после предварительных стендовых испытаний отдельных её узлов.

Таким образом, предлагаемая многоступенчатая коробка передач, в отличие от той же коробки "Цанрадфабрик", обладает более высокими техническими характеристиками. Следовательно, её внедрение в производство — один из способов повышения конкурентоспособности отечественных грузовых автомобилей.

УДК 629.113:629.11.0128

ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ, ИНТЕГРИРОВАННЫЙ С КОНСТРУКЦИЕЙ ДИСКОВОГО ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

Д-р техн. наук **И.М. РЯБОВ**, кандидаты техн. наук **А.М. КОВАЛЕВ** и **К.В. ЧЕРНЫШОВ**, **Т.М. РАСУЛОВ**
Волгоградский ГТУ (8.442. 24-84-66),
Махачкалинский филиал МАДИ (8.722. 64-31-74)

Рассматривается разработанный авторами статьи динамический гаситель вертикальных колебаний колеса автомобиля, интегрированный с конструкцией дискового тормозного механизма.

Ключевые слова: *колебания колеса, динамический гаситель, дисковый тормоз, суппорт, упругий элемент, гидравлический амортизатор.*

Riabov I.M., Kovalev A.M., Chernyshov K.V., Rasulov T.M.

DYNAMIC ABSORBER VERTICAL OSCILLATIONS CAR WHEELS INTEGRATED WITH THE DESIGN OF THE DISK BRAKE MECHANISM

The dynamic absorber vertical oscillations car wheels integrated with the design of the disk brake mechanism, which developed by authors of article is considered.

Keywords: *vibrations wheels, dynamic absorber, disc brake caliper, the elastic member, a hydraulic shock absorber.*

В последнее время на легковых автомобилях все шире используются низкопрофильные шины. С их помощью конструктор решает многие проблемы, связанные с ростом скоростей движения. Однако у таких шин есть один существенный недостаток: их жесткость больше жесткости обычных шин. Это ведет к усилению резонансных колебаний колес, ухудшает плавность хода, устойчивость, управляемость и тормозные свойства автомобиля. Чтобы убедиться в этом, достаточно взглянуть на рис. 1, где приведены амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений кузова и вертикальных перемещений колес при различной жесткости шин. Так, сравнение кривых *1* и *2* показывает, что при повышении жесткости шин в 2 раза максимальные ускорения кузова тоже возрастают более чем в 2 раза, а из сравнения кривых *3* и *4* следует, что максимальные вертикальные перемещения колес при этом увеличиваются более чем в 1,5 раза. Поэтому такие колебания нужно уменьшить одним из хорошо известных способов: использование в конструкции подвески динамических гасителей колебаний колес (ДГКК) [1, 4, 6...9].

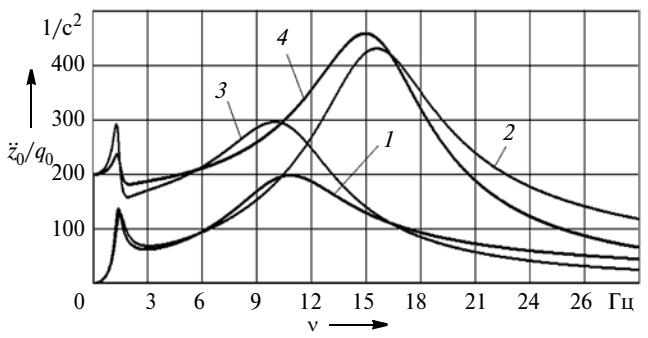


Рис. 1. Расчетные амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений кузова (кривые 1 и 2) и вертикальных перемещений колес (кривые 3 и 4), полученные при различной жесткости шин

Следует заметить, что интерес к ДГКК в последнее время повысился, хотя широкого применения они не получили, так как усложняют и утяжеляют подвеску автомобиля. Однако опыт показывает: без них не обойтись. Поэтому приводимая ниже технология и конструкция должны представлять интерес для разработчиков новых автомобилей.

При расчетах динамических гасителей высокочастотных колебаний обычно используют коэффициент $\mu = m_г/m$ относительной массы, т.е. отношение инерционной массы $m_г$ гасителя к массе m объекта виброзащиты [2]. И величину коэффициента μ рекомендуется выбирать в пределах 0,05...0,25 [3, 4]. На автомобиле объектом виброзащиты является неподрессоренная масса, которая включает массу колеса, ступицы, тормозного диска, суппорта, половину массы рычагов и упругого элемента и составляет ~10 % общей массы автомобиля. Но учитывая, что ДГКК, кроме элементов, составляющих инерционную массу, имеет и другие детали, которые в зависимости от конструкции могут увеличивать его массу до 50 %. Общее повышение массы легкового автомобиля при установке ДГКК с $\mu = 0{,}25$ на все колеса может достигать 3,75 %, что и отпугивает конструкторов.

Но выход из данной ситуации есть. Это интеграция динамического гасителя с существующими элементами неподрессоренной массы автомобиля. Например, в качестве инерционной массы ДГКК можно использовать суппорт дискового тормоза колеса, который у современных легковых автомобилях устанавливается как на передних, так и на задних колесах (рис. 2). Для этого суппорт *4* устанавливают на поворотном рычаге *3* так, чтобы он имел возможность углового перемещения относительно оси колеса, и соединяют со стойкой *8* подвески колеса с помощью блокируемой при торможении упругодемпфирующей связи, включающей упругий элемент *6* и блокируемый гидравлический амортизатор *5*. При этом неподрессоренная масса уменьшается на массу суппорта, а сама масса суппорта становится инерционной массой ДГКК, достаточной для эффективного гашения колебаний колес во время движения автомобиля. Кроме того, при торможении автомобиля под действием давления рабочей жидкости тормозной системы гидравлический амортизатор блокируется, поэтому тормозные свойства автомобиля не изменяются.

Безусловно, такая конструкция ДГКК вносит определенные коррективы в общую конструкцию дискового тормоза и подвески, но при правильном расчете и выборе параметров эта идея вполне реализуема и даёт существенный эффект.

Работает этот ДГКК следующим образом.

При движении автомобиля неровности дороги вызывают колебания колеса и стойки *8* подвески, которые, в свою очередь, приводят в колебательное движение суппорт *4*. При этом пружина *6*, работающая как на растяжение, так и на сжатие, сжимается и разжимается, а колебания колеса и суппорта гасятся гидравлическим амортизатором *5*. При нажатии на педаль тормоза давление жидкости в тормозной магистрали увеличивается. Оно через шланг *7* и полый шток передается блокирующему механизму, смонтированному на поршне амортизатора. Этот механизм прекращает перемещение суппорта относительно стойки *8* подвески, и процесс торможения происходит в штатном режиме без перемещения суппорта. После отпускания педали тормоза давление рабочей жидкости в тормозной магистрали снижается, и гидравлический амортизатор *5* разблокируется, что дает возможность суппорту *4* совершать угловые перемещения относительно оси колеса и выполнять функцию инерционной массы ДГКК.

Исследования ДГКК проводились с помощью специально разработанной для этой цели математической модели (рис. 3) [5]. При этом в качестве исходных данных были взяты следующие параметры: собственная частота ν_0 колебаний кузова автомобиля ($\nu_0 = 1{,}5$ Гц), собственные частоты $\nu_{0к}$ и $\nu'_{0к}$ колебаний колес при обычных ($\nu_{0к} = 10$ Гц) и низкопрофильных шинах ($\nu'_{0к} = 15$ Гц); собственная частота $\nu_{0г}$ колебаний массы ДГКК ($\nu_{0г} = 6$ Гц) и она же ($\nu'_{0г}$) при низкопрофильных шинах ($\nu'_{0г} = 11$ Гц), относительные коэффициенты затухания подвески ($\psi = 0{,}2$), шин ($\psi_ш = 0{,}01$) и инерционной массы гасителя ($\psi_г = 0{,}27$).

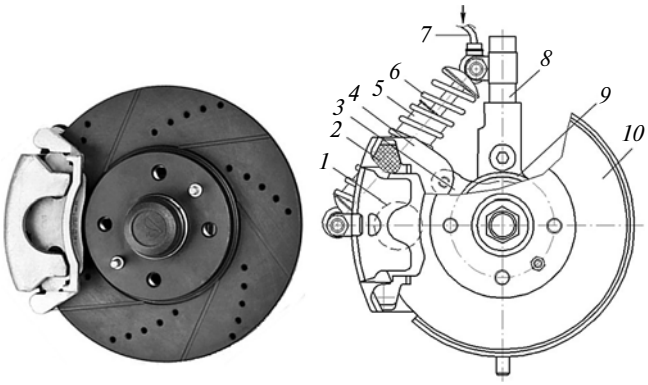


Рис. 2. Конструкция дискового тормозного механизма и ДГКК, интегрированного с этой конструкцией:

1 — тормозной цилиндр; *2* — тормозные колодки; *3* — поворотный рычаг крепления суппорта; *4* — суппорт; *5* — блокируемый гидравлический амортизатор; *6* — пружина; *7* — шланг; *8* — стойка подвески автомобиля; *9* — ступица колеса, *10* — тормозной диск

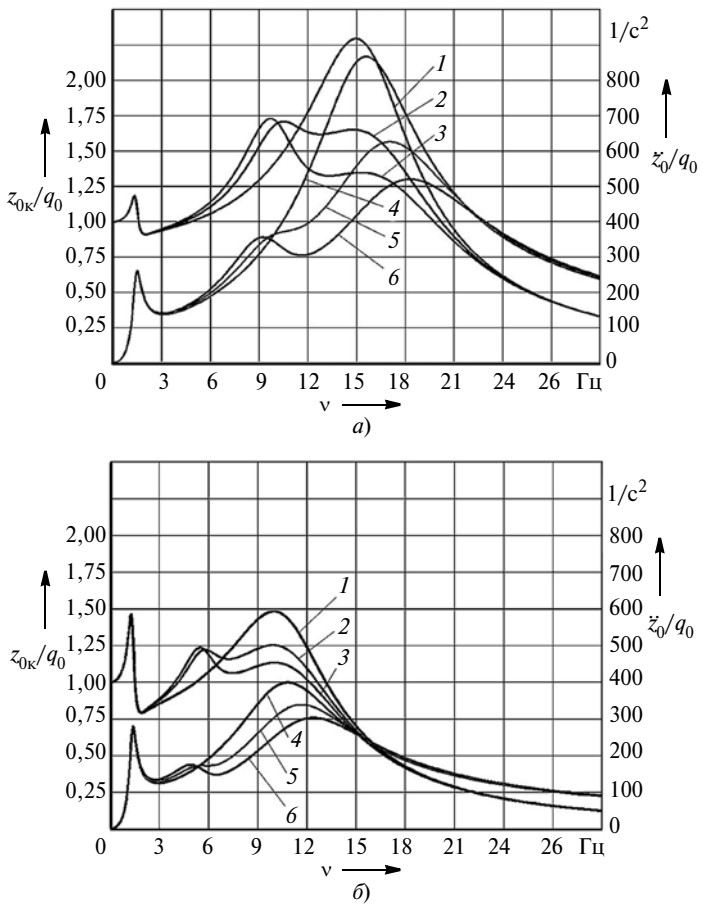


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики перемещений колес (кривые 1, 2, 3) и ускорений подрессоренной массы (кривые 4, 5, 6) при отсутствии гасителя (кривые 1 и 4), при μ = 0,125 (кривые 2 и 5) и при μ = 0,25 (кривые 3 и 6) для обычных (а) и низкопрофильных (б) шин

Результаты расчетов приведены на рис. 3. Их анализ показывает, что при использовании ДГКК перемещения колес (кривые *2* и *3*) и ускорения кузова (кривые *5* и *6*) существенно меньше, чем без него (кривые *1* и *4*), причем ДГКК наиболее эффективен именно при использовании низкопрофильных шин.

Таким образом, рассмотренный динамический гаситель колебаний колеса, интегрированный в конструкцию дискового тормозного механизма автомобиля, работоспособен во всех режимах движения автомобиля. Он незначительно, не более чем на 0,05 %, увеличивает массу автомобиля, а его установка позволит существенно улучшить плавность хода, устойчивость, управляемость и тормозные свойства АТС.

Литература

1. Динамика системы дорога—шина—автомобиль—водитель / А.А. Хачатуров, Л.В. Афанасьев, В.С. Васильев и др.; Под ред. А.А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 535 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) — М.: Машиностроение, 1980 — Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под. ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. — 544 с.
3. Рябов И.М. Выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учётом изменения жёсткости шины в процессе эксплуатации / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.М. Ковалев // Грузовик. — 2011. — № 3. — С. 2—5.
4. Рябов И.М. Выбор массы динамического гасителя колебаний колеса / И.М. Рябов, А.М. Ковалев, К.В. Чернышов, Т.М. Расулов // Автомобильная промышленность. — 2013. — № 8. — С. 15—17.
5. Рябов И.М. Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колёс / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.М. Ковалев // Автомобильная промышленность. — 2010. — № 12. — С. 13—16.

УДК 629.113.066

ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ МАЛООБОРОТНЫЙ ДАТЧИК ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Д-р техн. наук **Е.Д. СВИЯЖЕНИНОВ**
Санкт-Петербургский ИПМаш РАН (905. 227-64-65)

Рассматриваются способ и устройство для непрерывной коммутации и многократного снижения частоты вращения ротора фотоэлектрического датчика зажигания ДВС.

Ключевые слова: *роторный бесконтактный датчик зажигания ДВС, оптоэлектронные сенсоры, вращающийся световой экран.*

Svijazheninov E.D.
PHOTOELECTRIC INTERNAL COMBUSTION ENGINE IGNITION LOW-RPM TRANSDUCER

Technique for ignition photoelectric transducer rotational speed multiple reduction and permanent switching is considered.

Keywords: *rotary contactless pickups for ICE, optical sensors, light shield.*

На современных автомобильных ДВС используются системы независимого (многоканального) зажигания EFS (от нем. Einzel Funken Spule), в которых, в отличие от систем синхронного зажигания, каждый цилиндр имеет не только свечу, но и датчик зажигания, а также коммутатор и катушку зажигания. Вариантов компоновочных схем таких систем довольно много, но наиболее популярная — так называемая COP-система (от англ. Coil on Plug — "катушка на свече"), где катушка зажигания устанавливается непосредственно на свечу, что позволяет полностью избавиться еще от одного недостаточно надежного компонента традиционной системы зажигания — высоковольтных проводов.

Важнейшее достоинство таких систем заключается в том, что у них электрическая нагрузка между несколькими ветвями системы зажигания распределяется поровну, в результате чего токовая нагрузка, износ, температурный уход характеристик ее элементов оказываются меньше. При выходе же из строя датчика или катушки перестает работать только один цилиндр двигателя, а система в целом сохраняет работоспособность [1, 2].

Автор статьи тоже занимается исследованием и разработкой систем зажигания, аналогичных COP-сис-

темам. При этом в качестве базовой он взял обычную бесконтактную роторную систему зажигания, которая, как известно, состоит из неподвижного статора и вращающегося ротора, расположенного внутри статора по его оси симметрии. В таких системах [3] функция статора — размещение лишь одной сенсорной пары, а ротора — экранирующего экрана с прорезями, разделяющего два элемента этой сенсорной пары. Датчик формирует импульсы низкого напряжения первичной цепи системы зажигания, управляющие коммутатором для включения и выключения катушки зажигания (импульсного трансформатора). Число прорезей экрана равно числу цилиндров ДВС, так что за один полный оборот ротора датчик вырабатывает полный цикл сигналов для всех цилиндров. Что, в свою очередь, отвечает двум полным оборотам коленчатого вала четырехтактного ДВС.

Таким образом, для традиционной роторной системы зажигания частота вращения ротора датчика зажигания только в 2 раза меньше частоты вращения коленчатого вала. Что, в общем-то, ненормально. Дело в том, что эти частоты постоянно возрастают и в настоящее время достигают 5000...8000 мин$^{-1}$ [3]. Это обусловлено исключительно особенностями функционирования ДВС: максимумы вырабатываемых ДВС мощностей и крутящих моментов лежат в достаточно узких высокочастотных диапазонах оборотов коленчатого вала [4]. Значит, частоты вращения ротора датчика также высоки (2500...4000 мин$^{-1}$), что совершенно не требуется для его оптимального функционирования. Более того, они вредны и даже опасны.

Например, высокая частота вращения ротора-экрана резко сокращает промежуток времени, в течение которого прорезь проходит через единственную сенсорную пару, что аналогично сокращению времени замкнутого состояния контактов в контактной системе зажигания, а это — снижение надежности процесса воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндре.

Во-вторых, единственная сенсорная пара традиционной системы зажигания, последовательно обслуживающая все свечи цилиндров ДВС, непрерывно испытывает весьма интенсивные высокочастотные переменные токовые нагрузки, вызывающие джоулево тепловыделение и температурный уход электрических свойств. В-третьих, при выходе из строя датчика полностью прекращается работа всей системы зажигания. В-четвертых, высокая частота вращения ротора вызывает повышенный износ подшипниковых узлов ротора и высокий уровень вибраций, снижающий точность устройства и приводящий к усталостным разрушениям и механическим тепловыделениям. В-пятых, большая часть времени вращения ротора расходуется вхолостую лишь для поворота очередной прорези экрана к единственной сенсорной паре, а не на совершение главной функции — выработку управляющих сигналов. Время прохождения прорези экрана через сенсорную пару меньше непроизводительного времени, требуемого всего лишь для подвода этой прорези к ней, что дополнительно сокращает время работы сенсорной пары.

Таким образом, если для коленчатого вала ДВС высокооборотность — необходимое эксплуатационное условие, то для роторного устройства его системы зажигания — существенный конструктивный недостаток. Поэтому разработчики ДВС все чаще отказываются от роторных датчиков в пользу систем зажигания, не имеющих вращающихся частей вовсе [5]. В частности, в пользу цифровых электронных и микропроцессорных систем зажигания с зашитой программой, которая управляется входными сигналами, снимаемыми с многочисленных датчиков. Что, очевидно, не лучшее из решений. Ведь сложность и многокомпонентность таких систем отрицательно сказывается на надежности и ремонтопригодности. Кроме того, классический роторный датчик зажигания не подвержен радиационному, электромагнитному или тепловому воздействию как все сложные микроэлектронные компоненты. Он не требует электронных прошивок, зачастую дающих сбои. А при непредвиденных обстоятельствах его можно починить вне ремонтной базы.

Вывод напрашивается сам собой: нужны датчики, сочетающие достоинства роторных, механических и микропроцессорных датчиков и не имеющие их недостатков.

Возможность решения данной задачи есть (см. "АП", 2014, № 4). Это — многократное снижение частоты вращения ротора датчика зажигания за счет того, что полный цикл выдачи датчиком зажигания управляющих импульсов низкого напряжения на коммутатор и, далее, высокого напряжения по свечам зажигания всех цилиндров в порядке их работы осуществляется за время не полного его оборота, а за время весьма малого его поворота. Но и это не всё. Решение, опубликованное в "АП", 2014, № 4, предусматривает, что каждая оптическая пара датчика содержит источник света и фоточувствительный элемент. Другими словами, датчик должен иметь столько таких пар, сколько цилиндров в ДВС. Однако исследования показали, что в датчике можно применить один общий источник света, расположенный в центре статора, и несколько фоточувствительных элементов, равномерно установленных по окружности статора (пат. № 2362242, РФ). При этом низкое управляющее напряжение снимается с фотоэлементов последовательно и подается на цепи свечей зажигания всех цилиндров в порядке их работы за время не полного оборота ротора-экрана, а только за время его поворота на угол $2\pi/(n + 1)$ или $2\pi/(n - 1)$ в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора (прямое искрообразование) или с противоположным направлением (обратное искрообразование). Следовательно, требуемая частота вращения ротора снижается по сравнению с традиционным датчиком зажигания, снабженным одной сенсорной парой и экраном с n прорезями, в $n + 1$ или $n - 1$ раз, а время замкнутого состояния, равное времени прохождения прорези экрана между сенсорной оптической парой, увеличивается в то же число раз.

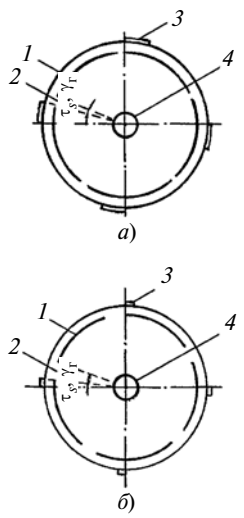


Рис. 1. Схема фотоэлектрического малооборотного датчика зажигания четырехцилиндрового ДВС для варианта исполнения, когда угол прорези светового экрана меньше (а) и больше (б) угла фотоэлемента:

1 — светоэкранирующая цилиндрическая оболочка-ротор; *2* — равномерно распределенные по окружности ротора прорези; *3* — равномерно распределенные по окружности статора фотоэлементы; *4* — центральный источник света

Изложенная сущность поясняется чертежами, где схемы фотоэлектрического датчика зажигания показаны на рис. 1, *а*, последовательность работы фотоэлектрических сенсоров управляющих сигналов низкого напряжения для прямого и обратного искрообразования — на рис. 2. Прямое искрообразование для четырехцилиндрового ДВС приведено на рис. 2, *а*, тогда как обратное, для шестицилиндрового, — на рис. 2, *б*. При этом в обоих случаях используется ротор с пятипрорезным световым экраном. Рис. 3 иллюстрирует временные развертки управляющих низковольтных сигналов, снимаемых с каждого фотоэлемента, и высоковольтных напряжений, поступающих на свечи каждого из *n* цилиндров (вариант прямого непрерывного искрообразования), а рис. 4 — частоты вращения роторов традиционного *n*-щелевого датчика зажигания по прототипу (n + 1)-, (n − 1)-щелевого по предлагаемой схеме устройства как функции частот вращения коленчатого вала ДВС.

Теперь обратимся к схеме нового фотоэлектрического датчика зажигания. Как видно из рис. 1, включается ротор *1* со светоэкранирующей цилиндрической оболочкой (далее — экран) с равномерно распределенными по окружности прорезями *2* углов γ_r, отделяющей равномерно установленные по окружности статора *n* фотоэлементов *3* углов γ_s от расположенного в центре источника света *4*. Экран содержит n + 1 или n − 1 прорезей *2*.

Обозначим через γ полный (суммарный) угол прорези и фотоэлемента. Тогда можно записать, что $\gamma = \gamma_r + \gamma_s$. При этом угол γ_r может быть как меньше угла γ_s (см. рис. 1, *а*), так и больше его (см. рис. 1, *б*). Экран содержит n + 1 прорезей *2* для реализации прямого искрообразования и n − 1 прорезей *2* — для обратного.

Для раздельной отработки каждого датчика по времени, чтобы временные циклы срабатывания соседних датчиков не перекрывали друг друга, полный угол γ должен удовлетворять следующим условиям: $\gamma \leqslant \delta = 2\pi/n/(n + 1)$ — при реализации прямого искрообразования, $\gamma \leqslant \delta = 2\pi/n/(n - 1)$ — при реализации обратного искрообразования, а число фотоэлементов, как сказано выше, равно *n*, где *n* — число цилиндров ДВС.

Принцип работы фотоэлектрического датчика зажигания, а также принципы прямой и обратной коммутации характеризует рис. 2. Рассмотрим их.

Пусть в начальный момент времени передний край одной из n + 1 (см. рис. 2, *а*) или n − 1 (см. рис. 2, *б*) прорезей *2* экрана *1* совпадает с пе-

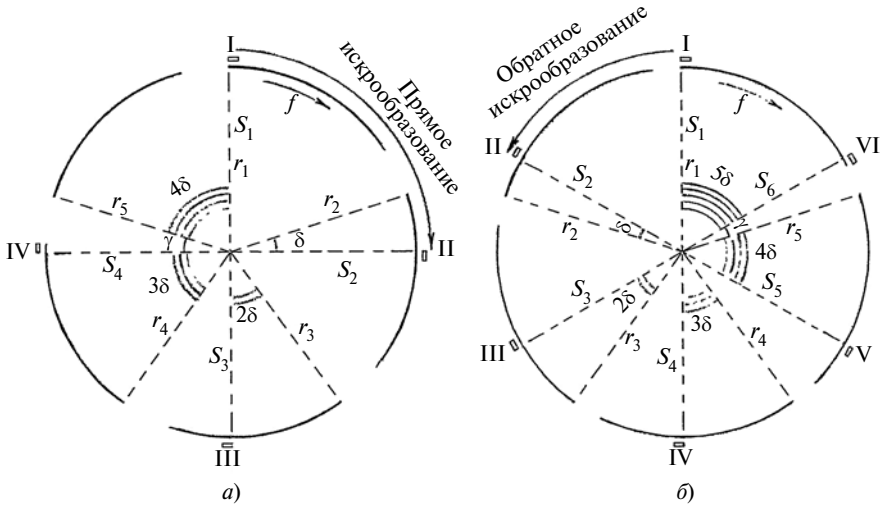


Рис. 2. Схема прямого (а) и обратного (б) искрообразования для четырех- и шестицилиндрового ДВС соответственно

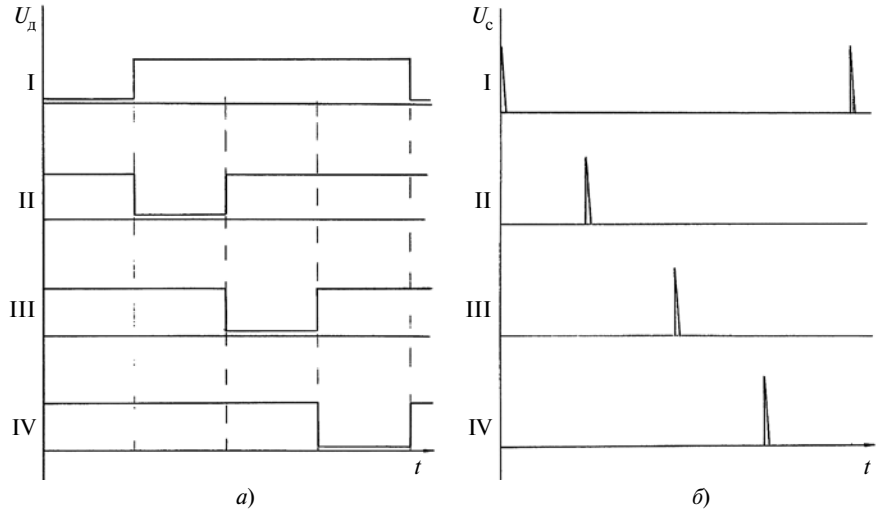


Рис. 3. Временные развертки управляющих низковольтных сигналов, снимаемых с каждого из n сенсоров при непрерывной коммутации (а), и высоковольтных напряжений, поступающих на свечи каждого из n цилиндров ДВС (б)

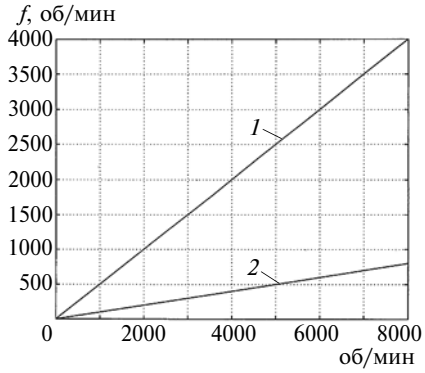


Рис. 4. Зависимость частоты вращения ротора датчика зажигания от частоты вращения коленчатого вала ДВС и типа датчика:

1 — традиционный бесконтактный датчик зажигания; *2* — фотоэлектрический малооборотный датчик

редней кромкой одного из n фотоэлементов *3*. В этом случае световой поток постоянного источника *4* открывается, и фотоэлемент начинает срабатывать. Его работа будет продолжаться до тех пор, пока задний край прорези *2* экрана *1* достигнет задней кромки фотоэлемента, и падающий на него световой поток закроется. При повороте экрана *1* на угол $\delta = 2\pi/n/(n + 1)$ (при прямом искрообразовании) или на угол $\delta = 2\pi/n/(n - 1)$ (при обратном) открывается световой поток центрального источника света на соседний фотоэлемент. Благодаря этому частота коммутации при той же частоте вращения экрана будет в $n + 1$ или $n - 1$ раз выше, чем в традиционном датчике зажигания, в котором включение сенсора (открытие на него светового потока) происходит за поворот ротора на угол $2\pi/n$.

Итак, полный цикл коммутации управляющих импульсов происходит не за полный период вращения экрана, как в традиционном датчике, а только за $(n + 1)$-ю или $(n - 1)$-ю его часть. Поэтому при повороте экрана на угол $2\pi/(n + 1) = n\delta$ или на угол $2\pi/(n - 1) = n\delta$ произойдет последовательное срабатывание всех фотоэлементов в прямом или обратном направлении. Следовательно, требуемая частота вращения $(n + 1)$-щелевого или $(n - 1)$-щелевого экрана будет соответственно в $(n + 1)$ или в $(n - 1)$ раз меньше частоты вращения n-щелевого экрана, дающего ту же частоту коммутации. То есть, экран по предложенной схеме устройства выполняет функцию мультипликатора (умножителя) частоты искрообразования в $(n + 1)$ или в $(n - 1)$ раз, и его частота вращения будет во столько же раз снижена. В итоге при том же угле прорези во столько же раз увеличивается время замкнутого состояния — время работы оптического сенсора, пока между ним и центральным источником света проходит прорезь экрана.

Частота ν коммутации связана с частотой f вращения экрана следующими соотношениями: для прямой коммутации: $\nu = f(n + 1)$, для обратной: $-\nu = f(n - 1)$.

Условию $\gamma = \delta$ соответствует непрерывная коммутация, когда последовательные срабатывания датчиков происходят непрерывно, без разрывов во времени, или слитно, а условию $\gamma < \delta$ — дискретная коммутация, когда последовательные срабатывания датчиков происходят с определенными разрывами по времени, или раздельно, т.е. между последовательными срабатываниями датчиков происходит некоторая временная пауза (пат. № 2413347, РФ).

Время замкнутого состояния (время срабатывания одного фотоэлемента) составляет $1/(\nu n)$ при непрерывной ($\gamma = \delta$) коммутации, и $(\gamma/\delta)/(\nu n)$, то есть меньше, — при дискретной ($\gamma < \delta$) коммутации. Возможность непрерывной коммутации, при которой все время вращения ротора датчика зажигания полностью расходуется только на выполнение его главной функции — выработку управляющих сигналов, — важнейшее преимущество предлагаемой схемы устройства. Непроизводительное холостое вращение ротора только лишь для поворота очередной прорези экрана к сенсору может быть абсолютно исключено. В традиционном же датчике зажигания, в силу его конструкции, непрерывная коммутация принципиально невозможна.

Итак, главный эффект нового варианта датчика заключается в том, что полный цикл коммутации управляющих импульсов происходит не за полный период вращения экрана, а только за $(n + 1)$-ю или $(n - 1)$-ю его часть. Это объясняется тем, что введенное вращающееся устройство имеет осевую симметрию $(n + 1)$ или $(n - 1)$ порядка, т.е. при повороте его вокруг оси вращения на угол $2\pi/(n + 1)$ или на угол $2\pi/(n - 1)$ оно совмещается само с собой, а углы между краями прорезей и соседних сенсоров образуют натуральную последовательность.

При прохождении экрана между источником света и фотоэлементом световой поток периодически прерывается, и на выходе каждого оптического датчика формируется в виде прямоугольных импульсов низкого напряжения сигнал углового положения коленчатого вала, поступающий далее в электронный коммутатор. Когда свет от источника *4* (см. рис. 1) попадает на фотоэлемент *3*, последний переходит в состояние насыщения. Если фототранзистор закрыт экраном, поток падающего на него света блокируется, тогда выход фототранзистора подключается к высокому уровню. В результате при срабатывании датчика (прохождении прорези *2* экрана *1* внутри сенсорной пары *3*, *4*) устройство выдает прямоугольный импульс с низким уровнем, а при его закрытии (экранировании) — с высоким. Разумеется, возможен и инверсный вариант реализации устройства: с высоким уровнем сигнала при срабатывании фотоэлемента *3* и низким — при его экранировании.

Электронный коммутатор формирует токовый импульс, подаваемый к первичной обмотке катушки зажигания, обеспечивая тем самым заданный уровень высокого напряжения и энергии искры.

Отметим, что оптические датчики — более высокоточные и безынерционные, чем многие другие электрические измерители. Кроме того, они могут функционировать как в видимом, так и в инфракрасном спектре, а также при высоких, вплоть до 398 °K, или 125 °C, температурах [6, 7].

В качестве примера расчета частоты вращения ротора фотоэлектрического датчика зажигания ДВС для прямого и обратного искрообразования рассмотрим схему прямого искрообразования для четырехцилиндрового двигателя ($n = 4$) и обратного искрообразования для шестицилиндрового двигателя ($n = 6$), используя в обоих случаях экран *1* с одинаковым числом прорезей *2*,

равным 5. Если учесть всё, что сказано выше, то требуемая частота вращения ротора такого экрана будет ровно в 5 раз ниже частоты вращения ротора датчика с *n*-прорезным экраном-ротором. Таким образом, если для традиционного датчика, принятого за прототип, частота вращения ротора только в 2 раза ниже частоты вращения коленчатого вала, то для предлагаемого — в 10 раз. Благодаря этому устраняются проблемы механических вибраций и тепловыделения, а также износа подшипниковых узлов ротора. Главное, в 5 раз увеличивается, по сравнению с прототипом, время замкнутого состояния, что повышает надежность отработки искрового разряда на контактах свечей и, следовательно, надежность процесса воспламенения топливовоздушной смеси. Кроме того, многократно уменьшается джоулево тепловыделение и температурный уход электрических характеристик, а следовательно, и износ элементов системы зажигания ДВС.

Литература

1. Соснин Д.А. Электрическое, электронное и автотронное оборудование легковых автомобилей. М.: Солон-Пресс, 2010. — 384 с.
2. Дентон Т. Автомобильная электроника. М.: NT Press, 2008. — 576 с.
3. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М.: Горячая линия-Телеком, 2009. — 440 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
5. Демидович Р. Система зажигания легковых автомобилей. Минск: РА "Автостиль", 1998. — 112 с.
6. Автомобильный справочник BOSH. М.: Изд-во "За рулем", 2012. — 1280 с.
7. Сысоева С. Актуальные классические принципы оптоэлектроники в автоэлектронике // Компоненты и технологии. 2006. № 5.

УДК 629.017

УСТОЙЧИВОСТЬ ТРИЦИКЛА С НАКЛОНЯЮЩИМСЯ КУЗОВОМ

Д-р техн. наук **М.С. ЛЬЯНОВ**, канд. техн. наук **Э.К. ГУТИЕВ**, **А.О. ЗОКОЕВ**
Горский ГАУ (867. 253-28-84)

Приведены результаты испытаний трицикла с наклоняющимся кузовом.

Ключевые слова: *трицикл, крен кузова, устойчивость, критическая скорость.*

Lyanov M.S., Gutiev E.K., Zokoev A.O.
SUSTAINABILITY OF TILTING TRICYCLE

The results of the tests of the tilting tricycle.

Keywords: *tricycle, body roll, stability, critical speed.*

В последние годы интерес к небольшим автотранспортным средствам, безусловно, растет. Это связано с их топливной экономичностью, малыми габаритными размерами и массой, доступной ценой. Причем особо большой спрос находят трехколесные мотоциклы. Однако у трициклов классической конструкции есть серьезный недостаток — малая устойчивость против опрокидывания. Это объясняется небольшой площадью опоры по сравнению с четырехколесными транспортными средствами — автомобилями и квадрациклами.

Кроме того, посадка водителя на мотоцикл ("верхом") при относительно небольшой массе трицикла приводит к довольно высокому расположению центра масс системы "человек—машина". Хотя известно, что двухколёсные мотоциклы, имеющие очень маленькую площадь опоры и высокое расположение центра масс, могут успешно двигаться в поворотах, причём на довольно большой скорости — благодаря тому, что при движении мотоциклист может наклонять двухколесную машину в сторону поворота, компенсируя тем самым центробежную силу инерции, что давно уже наводит специалистов на мысль использовать такой же принцип для повышения устойчивости трициклов. Например, на гоночных трициклах (рис. 1) ведущий мост, расположенный сзади, остается параллельным поверхности дороги, а остальная часть трицикла вместе с передним управляемым колесом имеет возможность наклоняться вправо и влево. В сочетании с автоматической системой, наклоняющей корпус трицикла в сторону поворота пропорционально центробежной силе инерции, получается машина с высокой устойчивостью против опрокидывания в повороте.

Однако эта идея, как оказалось, перспективна не только для спортивных, но и грузовых трициклов, число которых во многих странах, прежде всего в Китае, очень велико.

Оснащение таких трициклов системой, наклоняющей кузов (остов), не требует больших затрат и переделок, но выгоду дает большую — производить доступные и безопасные трехколесные машины, повысить их скорость на поворотах, следовательно, и средние скорости движения.

Есть и еще один важный аргумент в пользу трицикла с наклоняющимся кузовом. При движении по склону он может сохранять вертикальность остова (кузова), что значительно повышает его устойчивость

Рис. 1. Гоночный трицикл с наклоняющимся кузовом

против опрокидывания, уменьшает буксование и сползание вниз по склону, а это очень актуально для горной местности.

Учитывая перечисленные факторы, есть все основания утверждать, что трициклы с наклоняющимся кузовом будут очень востребованы. Именно поэтому специалисты автомобильного факультета Горского ГАУ (г. Владикавказ) давно уже занимаются созданием такого трицикла. При этом за основу они взяли трицикл

Рис. 2. Серийный трицикл классической конструкции

Рис. 3. Механизм наклона кузова трицикла

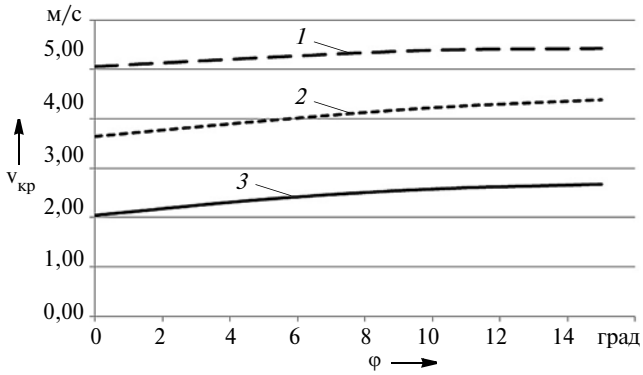


Рис. 4. Графики изменения критических скоростей трицикла в зависимости от угла наклона его кузова (остова):
1 — φ = 55°; *2* — φ = 28,5°; *3* — φ = 19,9°

Угол поворота, град.		Критическая скорость трицикла, м/с (км/ч), при заездах:				Среднее значение
колеса	кузова	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	
55°	0	2,22 (7,9)	1,78 (6,4)	2,07 (7,5)	2,11 (7,6)	2,05 (7,4)
	5	2,39 (8,6)	2,25 (8,1)	2,5 (9,0)	2,33 (8,4)	2,37 (8,5)
	10	2,53 (9,1)	2,28 (8,2)	2,81 (10,1)	2,69 (9,7)	2,58 (9,3)
	15	2,64 (9,5)	2,53 (9,1)	2,69 (9,7)	2,83 (10,2)	2,67 (9,6)
28,5°	0	3,31 (11,9)	3,74 (13,5)	3,51 (12,6)	4,01 (14,4)	3,64 (13,1)
	5	3,74 (13,5)	4,08 (14,7)	4,12 (14,8)	3,89 (14,0)	3,96 (14,3)
	10	4,27 (15,4)	4,41 (15,9)	4,27 (15,4)	3,95 (14,2)	4,23 (15,2)
	15	3,98 (14,3)	4,35 (15,7)	4,34 (15,6)	4,87 (17,5)	4,39 (15,8)
19,9°	0	5,31 (19,1)	5,17 (18,6)	4,69 (16,9)	5,06 (18,2)	5,06 (18,2)
	5	5,22 (18,8)	5,97 (21,5)	4,69 (16,9)	5,08 (18,2)	5,24 (18,9)
	10	5,03 (18,1)	4,89 (17,6)	6,42 (23,1)	5,22 (18,8)	5,39 (19,4)
	15	5,53 (19,9)	6,14 (22,1)	4,97 (17,9)	5,06 (18,2)	5,43 (19,5)

XY250ZH китайского производства (рис. 2) и смонтировали на нем оригинальный механизм, наклоняющий его кузов относительно ведущего моста вправо и влево (рис. 3).

В настоящее время разработанная таким образом машина подверглась экспериментальным исследованиям, цель которых — определение критических скоростей, при которых начинается опрокидывание трицикла при его движении по криволинейной траектории. Их результаты приведены в таблице и на рис. 4.

Испытания проводились для трех (19,9; 28,5; 55°) значений угла поворота переднего колеса. По каждому из них выполнялись заезды со следующими значениями угла наклона кузова в сторону поворота: 0; 5; 10; 15°. Для каждого из 12 вариантов было проведено не менее четырех заездов.

Как видно из таблицы и рис. 4, среднее значение скорости начала опрокидывания трицикла при угле поворота его руля на 55° и наклоне кузова на 15° возрастает на 30 %; при угле поворота руля на 28,5° — на 20 % и при угле поворота руля на 19,9° — на 7,3 %. То есть прослеживается четкая тенденция: скорость начала опрокидывания трицикла возрастает с увеличением угла наклона его кузова, что подтверждает теоретические предположения.

УДК 629.113

РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНОГО СНОСА НОРМАЛЬНОЙ РЕАКЦИИ НА КОЛЕСО ИЗ-ЗА УПРУГИХ УГЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ШИНЫ

Д-р техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА**, канд. техн. наук **Н.М. ЗОТОВ**
Волгоградский ГТУ (902. 311-78-47)

Рассматривается математический аппарат для расчета основной части продольного сноса нормальной реакции твердой опорной поверхности на колесо вследствие упругих угловых деформаций шины.

Ключевые слова: *шина, пятно контакта, расположение нормальной реакции.*

Balakina E.V, Zotov N.M.

CALCULATION OF LONGITUDINAL POSITION THE NORMAL REACTION TO THE WHEEL BECAUSE OF ELASTIC ANGULAR DEFORMATIONS OF THE TIRE

The mathematical model for calculation of the basic part of longitudinal moving normal reaction of a firm basic surface on a wheel owing to elastic angular deformations of the tire is considered.

Keywords: *tire, spot of contact, position of normal reaction.*

При математическом моделировании траектории движения автомобиля по твердой поверхности необходимо определять значения реакций в пятне контакта каждого колеса со стороны дороги. Однако здесь возникают некоторые трудности. Дело все в том, что положение точек приложения сосредоточенных сил со стороны кузова и других элементов автомобиля на оси колес всегда неизменно, а положение точек приложения реакций в пятне контакта является функциями условий движения. Кроме того, если все составляющие сосредоточенных сил, действующих на каждую ось колеса со стороны кузова и других элементов автомобиля, проходят через одну точку, то точки приложения реакций со стороны дороги различны для реакций разного направления (нормальная, боковая, продольная).

Все это давно и хорошо известно. Более того, доказано, что при решении статических задач по определению нормальных (вертикальных) реакций при неподвижной оси колеса (на горизонтальной поверхности) точка приложения вертикальной реакции всегда располагается в центре пятна контакта. Не секрет и то, что в ведомом режиме колеса вертикальная реакция смещена в сторону движения на величину $a = fr_д$, где f — коэффициент сопротивления качению, а $r_д$ — динамический радиус колеса [1]. Причина тому — необходимость преодоления различных потерь энергии как непосредственно в зоне контакта, так и в самом материале шины, участки которой при качении колеса подвергаются постоянно периодически меняющимся по направлению деформациям.

Более поздние исследования [2] показали, что картина смещения точки приложения вертикальной составляющей реакции определяется не только потерями в зоне пятна контакта и в материале шины, но упругими связями колеса, из-за чего положение его оси оказывается не неизменным в продольном направлении, а зависит от величины продольных сил.

Что касается точки приложения боковой реакции, то здесь можно отметить, что для неподвижного колеса эта точка располагается в центре пятна контакта, т.е. так же, как и точка приложения нормальной реакции. При движении же колеса в зависимости от величины и знака момента, действующего на колесо, в зоне контакта начинают возникать участки с продольным проскальзыванием, что снижает трение покоя на этих участках, перемещая тем самым положение боковой реакции, приложенной к середине участка с трением покоя в пятне контакта.

Чтобы учесть все перечисленные выше обстоятельства, специалисты в настоящее время делят продольный снос в нормальной реакции опорной поверхности [2] на две составляющие. Однако авторы данной статьи считают, что делить его надо на три составляющие. Одна из них, как обычно, характеризует радиальные и тангенциальные гистерезисные потери, связанные с качением колеса; вторая — продольное упругое перемещение оси колеса относительно геометрического центра пятна контакта, а третья, дополнительная, — упругие угловые деформации шины, вызывающие несимметричность эпюры нормальных напряжений в зоне пятна контакта.

Для того, чтобы математически описать продольный снос нормальной реакции, обозначим эти составляющие соответственно буквами a, c и e.

Очевидно, что соотношение этих параметров по принципу суперпозиций определяет общую величину продольного сноса b нормальной реакции опорной поверхности. При этом за положительное направление смещений a, b, c, e удобнее всего принять направление, совпадающее с направлением поступательной скорости v_a оси колеса. Направление же продольного упругого перемещения c оси колеса относительно геометрического центра пятна контакта может быть как положительным, так и отрицательным — все зависит от направления толкающей силы колеса. Продольный снос a нормальной реакции вследствие гистерезисных потерь в колесе всегда положителен и определяет сопротивление качению колеса. Что же касается направления общего продольного сноса b нормальной реакции от геометрического центра пятна контакта, то оно положительно во всех режимах, кроме тормозного (в тормозном режиме оно отрицательно). Максимальная величина продольного сноса e_{max} нормальной реакции приблизительно на порядок превышает другие составляющие b, т.е. a_{max} и c_{max}.

Таковы общие соображения. Но для практических целей чаще всего необходимо знать величину e_{max}, поэтому речь дальше пойдет именно о ней.

Чтобы получить математический аппарат для расчета e_{max}, обратимся к рис. 1 и рассмотрим участок $l_{пк}$ на длине пятна контакта. При этом действие тормозного момента $M_т$ заменим парой сил ΔP_z или моментом $M'_т$, приведенным к пятну контакта. А чтобы пятно контакта оставалось горизонтальным, для противодействия моменту $M'_т$ нормальная реакция R_z смещается на величину e (формула № 1 в табл. 1)

Теперь возьмём произвольную точку A на периферии диска с координатой X_i относительно оси колеса. Здесь касательная сила, подсчитанная по формуле № 2, имеет две составляющие, одна из которых — F_z рассчитывается по формуле № 3. Эта сила и создает силу

ΔP_z, значение которой при $X_i = l_{пк}/2$ дает формула № 4. $\Delta P_{z_{max}}$, в свою очередь, создает момент $M'_т$ (формула № 5). Правая часть этой формулы есть не что иное, как произведение $R_z e_{max}$ (формула № 6), откуда получается формула № 7, а входящее в нее значение $M_{т\,max}$ рассчитывается по формуле № 8. Тогда эта формула преобразуется в формулу № 9, в которую, как видим, входит параметр $l_{пк}$. Его величину дает формула Хедекеля (формула № 10). После несложных алгебраических преобразований получается формула № 11.

У шин современных автомобилей отношение r_0/r практически постоянно: у легковых автомобилей оно составляет 1,7...1,8, а для грузовых — 1,8...2,0. Значит, для шин легковых автомобилей формула № 11 становится формулой № 12, а для грузовых — формулой № 13.

На рис. 2 приведена итоговая классификация составляющих общего продольного сноса b нормальной реакции опорной поверхности, составленная по результатам выполненных авторами исследований, а в табл. 2 — формулы для его расчета.

Из полученных формул следует, что продольный снос e нормальной реакции опорной поверхности определяется упругими и сцепными свойствами шины.

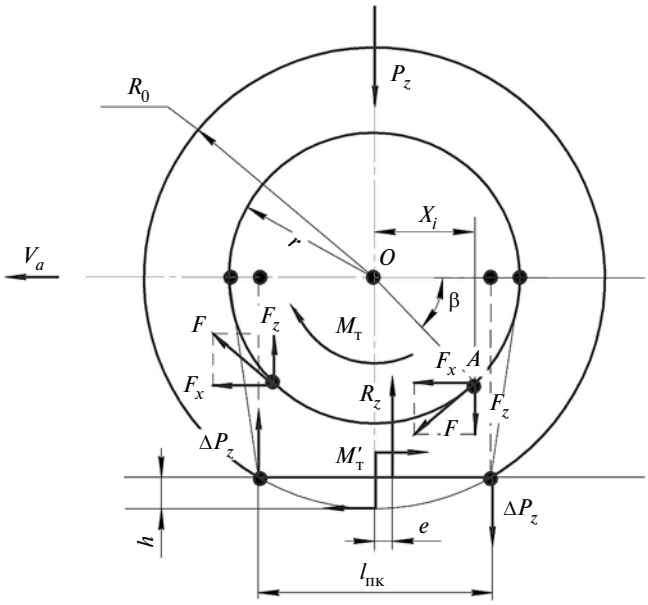


Рис. 1. Расчетная схема для определения e_{max}

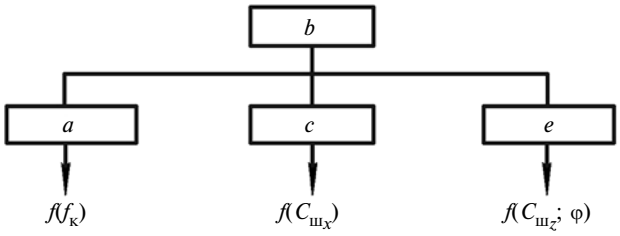


Рис. 2. Классификация составляющих сноса нормальной реакции опорной поверхности

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M'_т = R_z e$	—
2	$F = \frac{M_т}{r}$	r — посадочный радиус шины
3	$F_z = F\cos\beta = \frac{FX_i}{r} = \frac{X_i M_т}{r^2}$	β — угол между линией, проведенной из центра колеса в точку А, и горизонтальной плоскостью
4	$\Delta P_{z_{max}} = \frac{l_{пк} M_т}{2r^2}$	$l_{пк}$ — длина пятна контакта
5	$M'_т = 2\Delta P_{z_{max}} \frac{l_{пк}}{2} = \frac{M_т}{2}\left(\frac{l_{пк}}{r}\right)^2$	—
6	$\frac{M_т}{2}\left(\frac{l_{пк}}{r}\right)^2 = R_z e_{max}$	—
7	$e_{max} = \frac{M_т}{2R_z}\left(\frac{l_{пк}}{r}\right)^2$	—
8	$M_{т_{max}} = P_z \varphi_{max} r_д$	φ_{max} — максимальное значение коэффициента сцепления; $r_д$ — динамический радиус колеса
9	$e_{max} = \frac{r_д \varphi}{2}\left(\frac{l_{пк}}{r}\right)^2$	—
10	$l_{пк} = 2\sqrt{h(2r_0 - h)} = \sqrt{\frac{R_z}{C_{шz}}\left(2r_0 - \frac{P_z}{C_{шz}}\right)}$	r_0 — свободный радиус колеса; h — вертикальный прогиб шины; $C_{шz}$ — ее радиальная жесткость
11	$e_{max} \approx 4h\varphi\left(\frac{r_0}{r}\right)^2$	—
12	$e_{max} \approx 12h\varphi$	—
13	$e_{max} \approx (13...16)h\varphi$	—

Таблица 2

Режим	Формула
Ведомый	$\lvert b\rvert \approx \lvert a\rvert + \lvert c\rvert$
Ведущий	$\lvert b\rvert = \lvert a\rvert - \lvert c\rvert + \lvert e\rvert$
Нейтральный	$\lvert b\rvert = \lvert a\rvert + \lvert c\rvert + \lvert e\rvert$
Тормозной	$\lvert b\rvert = \lvert e\rvert - \lvert c\rvert - \lvert a\rvert$

Причем его максимальное значение e_{max} на асфальтобетонном покрытии приблизительно на порядок больше радиального прогиба.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — М.: Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы, 1950. — 343 с.
2. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. — 352 с.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований. Проект № 14-08-00042.

УДК 629.353.027.45

ОБЗОРНОСТЬ АТС — ВАЖНЕЙШИЙ ИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Канд. техн. наук **А.А. БАЙБАКОВА**
Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск (4212. 37-51-99)

Рассмотрен один из факторов, закладываемых в понятие "опасная ситуация в дорожном движении" — обзорность АТС.

Ключевые слова: *автомобиль, активная безопасность, светопропускание, дорожно-транспортное происшествие, энтропия системы.*

Baibakova A.A.

OBSERVATION OF ATS — IMPORTANT INDICATOR OF ITS ACTIVE SAFETY

Observation is one of factors laid in the concept of a dangerous situation in road traffic, is considered.

Keywords: *automobile, active safety, observation, traffic accident, system entropy.*

Термин "опасность для движения" в тексте "Правил дорожного движения" (ПДД) упоминается многократно. Он относится к ситуациям, при которых продолжение движения в том же направлении и с той же скоростью создает угрозу возникновения ДТП. Качественную характеристику этого понятия дает ч. 2 п. 10.1 ПДД: "При возникновении опасности для движения, которую водитель в состоянии обнаружить, он должен принять возможные меры к снижению скорости вплоть до остановки транспортного средства".

То есть в данной трактовке налицо деление опасности на две категории: ту, которую водитель может и не может обнаружить. Кстати, в зарубежной литературе тоже различают возможное и фактическое восприятие опасности для движения. Например, точка, из которой опасность может быть замечена, называется точкой возможного восприятия; время и место, откуда опасность фактически может быть замечена, — точкой фактического восприятия опасности. Эти точки могут совпадать, что широко используется при сопоставлении возможных и фактических действий водителя в случае расследования ДТП.

Однако совершенно очевидно, что опасность для движения водитель выявляет тогда, когда у него появляется возможность понимания вероятности неблагоприятного исхода в развитии цепи дорожно-транспортных ситуаций. Это означает, что понятие "опасность для движения" можно рассматривать двояко — как ситуацию, которую водитель в принципе должен обнаружить, и когда обнаруживает фактически.

Чтобы избавиться от такой двойственности, автор предлагает рассматривать "опасность для движения" как сигнал состояний неупорядоченности системы и вероятности их наступления, характеризующий уровень энтропии системы "участник движения—окружающая обстановка". То есть подход, позволяющий определять численное значение энтропии системы и решать на этой основе вопрос о возникновении опасности: если величина энтропии возрастает, то возрастает и "опасность для дорожного движения".

При таком подходе "момент возникновения опасности" представляет собой не что иное, как начало возможности воспринимать водителем сведения об ее источнике. Следовательно, в данном случае, по существу, правильно говорить не о фактическом моменте возникновения опасности для движения, а о моменте, когда водитель начинает получать информацию о потенциальном источнике опасности.

В связи со всем перечисленным выше возникает вопрос: какие из систем АТС помогают водителю обнаруживать потенциальные источники опасности для движения? Такие системы на определенных АТС есть. Наиболее известные из них — радары, локаторы, видеокамеры. Но это лишь те, что "лежат на поверхности" и усиленно рекомендуются автомобилестроителями. На самом же деле абсолютное большинство решений, принимаемых разработчиками АТС, направлены на обеспечение их активной и пассивной безопасности. Например, водитель, применив торможение, т.е. нажав на педаль тормоза, всегда знает, что тем самым может предотвратить ДТП или хотя бы снизить тяжесть его последствия.

Но есть еще одна сторона решений, о которых либо не говорят, либо упоминают, так сказать, вскользь. Это обзорность — характеристика, определяющая видимость дорожной ситуации с рабочего места водителя, а значит, и разницу между в принципе возможным моментом возникновения опасности для движения и моментом фактического ее восприятия водителем.

Под обзорностью АТС понимают его конструктивное свойство, определяющее объективную возможность для водителя беспрепятственно видеть путь движения и объекты, которые могут помешать. К инструментам улучшения обзорности относятся возможно большие размеры ветрового, заднего и боковых окон и размеры зон, очищаемых стеклоочистителями; эффективные стеклоомыватели, системы обогрева и обдува стекол, а также число и размеры зеркал заднего вида. Но главную роль в рассматриваемой теме (о чем почему-то не принято говорить) играет здесь именно обзорность: она определяет безопасность АТС как источника повышенной опасности для окружающих, поскольку от нее зависит момент, когда водитель обнаруживает наличие потенциального источника опасности. Причем есть случаи, когда обзорность и видимость с рабочего места водителя становятся основной характеристикой безопасности движения. Это, во-первых, движение ночью: фары своего же АТС в какой-то

мере ее увеличивают, но свет фар встречных АТС ее резко уменьшают. Во-вторых, движение в условиях тумана при видимости менее 300 м, при дожде и снегопаде. В-третьих, движение в сумерках, когда фары еще неэффективны, а дневной свет уже исчезает [1].

Все это оговорено в ПДД, поэтому останавливаться на них не стоит. Но есть сложные и нестандартные дорожно-транспортные ситуации, которые называют нетипичными и формализация которых четко не определена ни в ПДД, ни в специальной литературе, а действия участвовавших в них водителей вообще не регламентированы [2].

В этом можно убедиться, если обратиться к нашим нормативным документам — тем же "Правилам дорожного движения", ГОСТ Р 51709—2001 "Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки", ГОСТ Р 51266—00 "Автомобильные транспортные средства. Обзорность с места водителя. Технические требования. Методы испытаний", ГОСТ 27902—88 "Стекло безопасное для наземного транспорта. Общие технические условия", ГОСТ 27902—88 "Стекло безопасное для автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин. Определение оптических свойств" и др.

Так, согласно ГОСТ 5727—88, светопропускание ветрового стекла должно быть не менее 75 %, стекол, которые не являются ветровыми, но входят в нормативное поле обзора, — не менее 70 %. ГОСТ Р 51266—99 устанавливает границы нормативного поля, определяющего переднюю обзорность.

Однако здесь есть одна явная неувязка. И тот и другой нормативный документы регламентируют требования только к передней обзорности АТС, что, на первый взгляд, вполне логично: именно она определяет общую видимость в направлении движения, а в случае возникновения опасности для движения — конкретную видимость препятствия. Но, с другой стороны, хорошо известно: большинство ДТП связано в боковыми наездами и наездами сзади. Так что о безопасности движения нужно говорить в более широком смысле.

При снижении светопропускания не только ветрового, но и остальных стекол в видимом диапазоне приводит к уменьшению общей видимости, а при опасности для движения — видимости конкретного препятствия. Что, безусловно, плохо, но небезопасно. И светопропускание в ультрафиолетовом и инфракрасном диапазонах частот — тоже фактор, которым нужно управлять: ультрафиолет снижает восприятие света, а инфракрасное излучение, их термическое действие — и работоспособность водителя, что увеличивает вероятность ДТП.

Однако тонирование стекол, которым увлекаются многие владельцы АТС, — не лучшее из решений. К сожалению, создать стекло или наносимую на него пленку, абсолютно прозрачные для видимого диапазона и одновременно непрозрачные для ультрафиалетового и инфракрасного диапазонов, пока что не удалось. Хотя решить эту проблему на основе современных технологий, все-таки, можно. Например, применив регулируемое тонирование, а также фары с регулируемыми силой света и направлением светового пучка. В этом случае появляется возможность перейти от формального административно-правового запрета тонирования стекол, входящих в нормативное поле обзора, т.е. стекол, определяющих переднюю обзорность, к более рациональному диспозитивному регулированию.

Высказанные выше соображения — очевидны. Но с инженерной точки зрения хотелось бы оценивать видимость с количественной точки зрения.

Так, экспертная практика показывает: основными причинами ДТП, происходящих, например, при обгоне, являются ошибки водителей в оценке конкретной дорожной обстановки, т.е. несоблюдение п. 11.1 ПДД, который гласит: "Прежде чем начать обгон, водитель обязан убедиться в том, что: полоса движения, на которую он намерен выехать, свободна на достаточном для обгона расстоянии и этим маневром он не создаст помех встречным и движущимся по этой полосе транспортным средствам; следующее позади по той же полосе транспортное средство не начало обгон, а транспортное средство, движущееся впереди, не подало сигнал об обгоне, повороте (перестроении) налево; по завершению обгона он сможет, не создавая помех обгоняемому транспортному средству, вернуться на ранее занимаемую полосу". То есть с технической точки зрения для выполнения перечисленных требований водитель должен оценить поле, определяющее переднюю и заднюю обзорность, что, очевидно, реализовать одновременно физиологически сложно. Доказательство тому — приведенный ниже несложный расчет расстояния, которое необходимо АТС при движении со скоростью 60 км/ч по сухому асфальтированному покрытию дороги.

Так, чтобы надежно выполнить маневр "смена полосы движения", необходимо наличие следующих условий [3]:

$$X_{\text{м}} = t_{\min}\left(\frac{\text{v}_{\text{a}}}{3{,}6} + \frac{K_{\text{м}}}{3{,}6}\right)\sqrt{8\text{v}_{\text{a}}^2\frac{L_{\text{м}}}{9{,}8\varphi_x}},$$

где $t_{\min} = 0{,}15$ с — минимальное время срабатывания рулевого управления; v_{a} — скорость автомобиля; $K_{\text{м}}$ — коэффициент маневра, определяемый коэффициентом φ_x сцепления шин с опорной поверхностью в продольном направлении и скоростью v_{a}. Для сухого асфальта $\varphi_x = 0{,}6$; $L_{\text{м}}$ — расстояние, необходимое для поперечного смещения при объезде или обгоне впереди идущего транспортного средства. Допустим, что это расстояние равно ширине автомобиля, т.е. ~2 м. Тогда

$$X_{\text{м}} = \frac{0{,}15 \cdot 60}{3{,}6} + \frac{1{,}2}{3{,}6}\sqrt{8 \cdot 60\frac{2{,}0}{9{,}8 \cdot 0{,}6}} \approx 3{,}6 \text{ м}.$$

Таким образом, двигаясь со скоростью 60 км/ч только для того, чтобы безопасно сместиться на соседнюю полосу, а затем вернуться на ранее занимаемую полосу, водителю необходимо не менее 4 с $\left(t_{\text{м}} = 3{,}6\frac{2X_{\text{м}}}{\text{v}_{\text{a}}} = 3{,}6 \cdot \frac{2 \cdot 36}{60} = 4{,}3 \text{ с}\right)$. Даже не зная этой конкретной цифры, водитель в своей практике ориентируется

именно на что-то близкое к ней. Поэтому, приступив к выполнению маневра, предполагает, что у него достаточно времени для принятия решения и предотвращения ДТП. Что, к сожалению, получается не всегда.

Отсюда вывод: необходимы технические системы предупреждения и сигнализации о возможной опасности, которые работают на принципах объективной оценки дорожно-транспортных ситуаций. И как бы мы ни улучшали уровень обзорности АТС, решить проблему безопасности дорожного движения не получается. И виной тому — субъективный фактор.

Литература

1. Правила дорожного движения Российской Федерации (в ред. Постановлений Правительства РФ от 08.01.1996 г. № 3 от 31.10.1998 г. № 1272, от 24.01.2001 г. № 67, от 28.06.2002 г. № 472, от07.05.2003 г. № 265, от 25.09.2003 г. № 595, от 14.12.2005 г. № 767). Утверждены Постановлением Совета Министров — Правительства Российской Федерации от 23 октября 1993 г. №1090.
2. Суворов Ю.Б., Чава И.И. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Экспертное исследование обстоятельств дорожно-транспортных происшествий, совершенных в стандартных дорожно-транспортных ситуациях или в особых дорожных условиях. — М.: РФЦСЭ, 2003.
3. Справочно-информационные данные для анализа дорожно-транспортных происшествий. — Алма-Аты: РМНИИ ЦБДД, 1998.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.785.545 + 621.785.532

РАЗВИТИЕ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

Кандидаты техн. наук **Н.И. СВЕТЛИЧНЫЙ** и **З.А. АЮКИН**, **В.И. ИЩЕНКО**, **С.М. ЛЕОНОВ**
КамАЗ (8552. 57-29-71)

Показано развитие упрочняющей технологии коленчатых валов, вызванное необходимостью увеличения мощности двигателей КамАЗ.

Ключевые слова: *коленчатый вал, синэргетический эффект, индукционная закалка, ионное азотирование, стабилизирующий отпуск, комбинированное упрочнение.*

Svetlichniy N.I., Ayukin Z.A., Ichtchenko V.I., Leonov S.M.

DEVELOPMENT OF HARDENING TECHNOLOGY OF KamAZ ENGINES CRANKSHAFTS

Development of crankshaft hardening technology caused by the necessity to increase the power of KamAZ engines is described.

Keywords: *crankshaft, synergistic effect, induction hardening, ion nitriding, stabilizing tempering, combined hardening.*

Коленчатый вал дизелей КамАЗ, как и многих других ДВС, работает в крайне неблагоприятных условиях: на него действуют ударные динамические нагрузки, крутильные колебания и вибрации. Всё это ускоряет износ его шеек, ведет к усталостным повреждениям в местах переходов шеек в щёки, а также выходов масляных каналов. Чтобы обеспечить износостойкость и прочность этих слабых мест, коренные и шатунные шейки вала должны иметь твёрдость поверхности не менее 50 HRC.

Наиболее распространённый способ достижения такой твёрдости — индукционная закалка шеек с последующим низкотемпературным отпуском. Почему — понятно: индукционная закалка не требует больших затрат энергии на нагрев, она быстротечна, её легко включить в поток механической обработки коленчатого вала. Однако она, к сожалению, не обеспечивает однородную и оптимальную температуру закаливаемого металла и равномерное его охлаждение [1]. В итоге общая теплостойкость поверхностного слоя шеек коленчатого вала оказывается недостаточной для противостояния короблению, трещинообразованию и снижению твёрдости при местных перегревах. Так, установлено, что образованию трещин предшествует местный самоотпуск поверхности при её температуре свыше 573 K (300 °C), из-за чего на ней появляются задиры. Твёрдость в этих местах составляет всего лишь 24...42 HRC, а глубина самоотпуска — 0,36...0,45 мм [2]. Трещины же в процессе эксплуатации двигателей возникают из-за наличия температурных напряжений, развивающихся в поверхностных слоях шеек в результате интенсивного тепловыделения, обусловленного недостаточной смазкой подшипников скольжения шатуна и коленчатого вала при низкотемпературных пусках двигателя. Особенно это наблюдается при значительном запаздывании поступления масла в подшипники в первый послепусковой период, а также в результате повреждения масляных фильтров и масляного теплообменника, резкого снижения давления масла в системе, нарушения сплошности масляной плёнки в подшипниках при резкой перемене режимов. Все это подтверждает большая выбраковка коленчатых валов на ремонтных предприятиях. Например, если взять дизель ЯМЗ-238, то из 100 таких ДВС, пришедших в ремонт, по поломкам отбраковывается 10, по трещинам, прижогам и короблению —15. Итого — 25.

Все эти факты хорошо известны. Поэтому отечественные и зарубежные двигателестроители постепенно переходят на более эффективную упрочняющую технологию — азотирование. Оно практически исключает самоотпуск материала шеек коленчатых валов при резком повышении температуры подшипников из-за недостаточной смазки (например, при неоднократных пусках двигателя при отрицательных температурах, резкой смене режима работы двигателя). Азотированные шейки удовлетворительно работают при температуре 773...873 K (500...600 °C), что позволяет избежать поломки валов даже при больших перегрузках

(при разрушении подшипников из-за отсутствия смазки), а также образования и развития трещин. Кроме того, азотирование снимает внутренние напряжения, которые возникают при черновых механических обработках, благодаря чему уменьшается склонность к короблению коленчатых валов в процессе эксплуатации. Наконец, оно увеличивает усталостную прочность и износостойкость шеек, повышает антифрикционные и антикоррозионные свойства поверхности.

Все перечисленное выше учитывалось на стадии проектирования двигателя для автомобилей КамАЗ (начало 1970-х годов). В частности, были проведены эксперименты, в которых участвовали 30 опытных зарубежных самосвалов, оснащенных двигателями с коленчатыми валами, прошедшими традиционную индукционную закалку, и 94 самосвала с азотированными валами. Результат: в первой группе после пробега 16 тыс. км произошла поломка трех коленчатых валов (10 %) а во второй — ни одной. Поэтому в качестве упрочняющей технологии для коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 (номинальная мощность 154 кВт, или 210 л.с., при 2600 мин$^{-1}$) было принято именно азотирование. Хотя по длительности (80...90 ч) оно явно уступает индукционной закалке. Правда, был взят не простой, а наиболее производительный его вариант — ионное азотирование, сущность которого заключается в следующем: в разряжённой азотосодержащей атмосфере между катодом (коленчатым валом) и анодом возбуждается тлеющий разряд. Ионы газа, бомбардируя поверхность вала, нагревают её до температуры насыщения 673...933 К (400...660 °С). При этом скорость насыщения азотом получается в 1,5...2 раза выше, чем у стандартного газового азотирования. Однако для форсированной модели двигателя, КамАЗ-740.10 (номинальная мощность 132 кВт, или 180 л.с., при 2600 мин$^{-1}$), в качестве упрочняющей технологии для коленчатых валов все-таки выбрали более дешевую индукционную закалку, предусматривающую закалку не только шеек, но и галтелей. Кроме того, в качестве материала для изготовления коленчатых валов была выбрана сталь 42ХМФА (углерод — 0,40...0,45 %; ванадий — 0,08...0,12; марганец — 0,50...0,80; кремний — 0,17...0,37; хром — 1,00...1,30; молибден — 0,35...0,45 %; железо — остальное). Принятые меры себя оправдали: если в начале эксплуатации двигателей КамАЗ повышенный износ их цилиндропоршневой группы задир и проворот вкладышей коленчатого вала, поломка масляных насосов, неработоспособность центрифуги для очистки масла, поломка газораспределительного механизма, шатунов были массовым явлением, то к коленчатому валу с упрочнением индукционной закалкой особых претензий не было. Поэтому и его начали устанавливать на все двигатели КамАЗ.

Так продолжалось вплоть до 1973 г., когда грянул топливный кризис, и цена на нефть поднялась в 4 раза. Это стимулировало внедрение в производство энергосберегающих технологий и активизировало работы по резкому снижению вредных выбросов и шумности дизелей. Это заставило ОАО "КамАЗ" заняться модернизацией серийного двигателя: усовершенствовать его рабочий процесс, снизить номинальную частоту вращения коленчатого вала при одновременном повышении среднего эффективного давления, внедрить турбонаддув и охлаждение наддувочного воздуха, применить электронные системы управления и повысить литраж за счёт увеличения хода поршня. И если по первым пяти направлениям никаких сомнений не было, то увеличение хода поршня за счёт увеличения радиуса кривошипа коленчатого вала вызывало неоднозначную реакцию, так как очень не хотелось трогать "священную корову" — коленчатый вал. Ведь линии по изготовлению его поковок на кузнечном заводе и его механической обработке на заводе двигателей работали безупречно. Тем не менее в середине 1980-х годов был разработан проект двигателя с увеличенным на 10 мм ходом поршня, в котором нашли своё воплощение и остальные перечисленные выше направления работы. Причем психологический барьер на пути внедрения этого двигателя сломала ныне ставшая легендарной команда "КАМАЗ-МАСТЕР". Она остро нуждалась в мощном двигателе для своих спортивных автомобилей и, опираясь на энтузиазм разработчиков двигателя, добилась воплощения его в металле в необходимом количестве. Поковки коленчатых валов были изготовлены на автоматической линии кузнечного завода с использованием штампов, доработанных на требуемые размеры.

Успешные выступления этой команды во внедорожных ралли-рейдах в 1989—1992 гг. на автомобилях с новым длиноходным двигателем убедительно показали его перспективность, поэтому проект и получил приоритет на внедрение. И в настоящее время длиноходный дизель КамАЗ.740-360 и его модификации — самые востребованные для автомобилей ОАО.

При проектировании этого двигателя вновь стал вопрос о выборе упрочняющей технологии для коленчатого вала. Анализ коленчатых валов серийных двигателей КамАЗ, приходящих на капитальный ремонт в ОАО "Ремдизель" (г. Набережные Челны), показал, что 35 % коленчатых валов из-за задиров и трещин по шейкам, остаточного прогиба не могут быть восстановлены перешлифовкой шеек на ремонтные размеры.

Данное обстоятельство иллюстрирует рис. 1, на котором показана шатунная шейка коленчатого вала

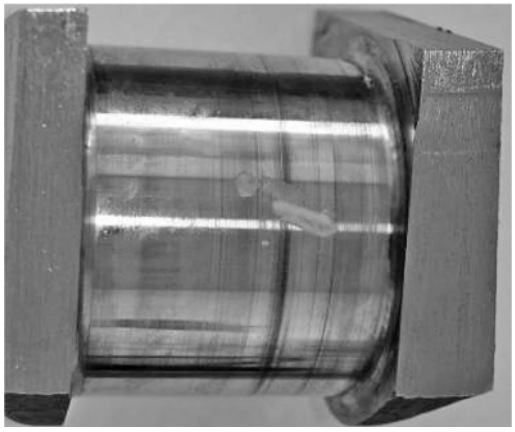


Рис. 1. Внешний вид шатунной шейки коленчатого вала двигателя КамАЗ, прошедшего капитальный ремонт в ОАО "Ремдизель"

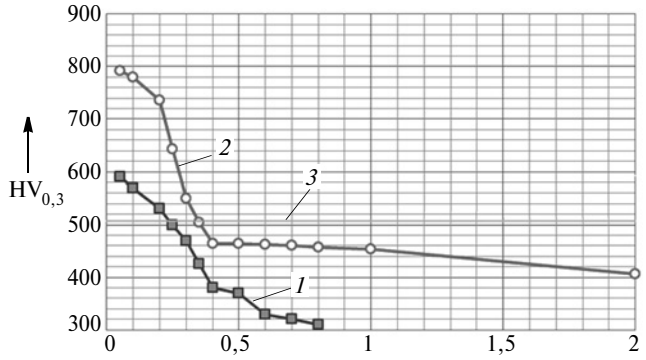


Рис. 2. Распределение микротвёрдости упрочнённого слоя в радиальном сечении коленчатого вала:

1 — упрочнение азотированием; *2* — комбинированное упрочнение; *3* — твёрдость, допустимая для отремонтированных валов

двигателя, проходившего капитальный ремонт в ОАО "Ремдизель". Как из него видно, на её поверхности наблюдаются лёгкие кольцевые следы побежалости, которые свидетельствуют о нарушении теплового режима в шатунном подшипнике. Правда, следов задира вроде нет, что указывает на лёгкую степень перегрева. Однако наружным осмотром продольные трещины на поверхности всё-таки выявлены. Здесь же есть и зоны самоотпуска с твёрдостью на поверхности 43...49 HRC. Как оказалось, коленчатый вал был упрочнён индукционной закалкой.

Все это говорит о том, что недостатки индукционной закалки, проявляющиеся в низкой теплостойкости поверхностного слоя и короблении коленчатых валов, на двигателях КамАЗ есть. Кроме того, ситуацию усугубляет тот факт, что в эксплуатации применяются нештатные топлива и масла. Ко всему прочему, коленчатый вал длиноходного двигателя имеет увеличенный на 5 мм радиус кривошипа и, соответственно, при сохранении диаметров коренных и шатунных шеек перекрытие их уменьшается на 5 мм. Это обстоятельство, а также увеличение мощности и крутящего момента двигателя повышают действующие напряжения в коленчатом вале. Поэтому в качестве упрочняющей технологии для такого вала было принято ионное азотирование при температуре 783...793 К (520 ± 10 °С), продолжительностью 36 ч, а для обеспечения стабильности геометрии шеек перед азотированием предусмотрено их суперфиниширование. В результате надёжность и долговечность длиноходных двигателей существенно повысились.

Но проблему забоин и рисок на шейках эта технология не решила. Дело в том, что перед азотированием твёрдость поверхности шеек равна 248...286 HB. Из-за этого при обработке коленчатого вала на автоматической линии после операции окончательного шлифования шеек и его транспортировке на позицию азотирования на шейках появляются забоины и риски, удаление которых после азотирования — крайне трудоёмкая ручная операция, не гарантирующая необходимого качества. Кроме того, эксплуатация длиноходных двигателей выявила необходимость повышения ремонтопригодности азотированных коленчатых валов.

Так, исследования по сечениям, перпендикулярным к исследуемым поверхностям, показали, что распределение микротвёрдости по глубине упрочнённого при азотировании слоя существенно меняется (кривая *1* на рис. 2). В итоге припуски *l*, которые можно

Таблица 1

Категория ремонтного размера коленчатого вала	Диаметр коренных и шатунных шеек после перешлифовки, мм	Параметры после перешлифовки	Коленчатый вал, упрочненный ионным азотированием		Коленчатый вал, подвергшийся комбинированному упрочнению	
			естественный износ	при задирах на вкладышах	естественный износ	при задирах на вкладышах
0,5	94,75 ± 0,015	Припуск, мм	0,162	0,195	0,162	0,195
		Микротвердость $HV_{0,3}$	547	534	754	740
	79,75 ± 0,015	Припуск, мм	0,202	0,235	0,202	0,235
		Микротвердость $HV_{0,3}$	532	510	736	674
1,0	94,50 ± 0,015	Припуск, мм	0,287	0,320	0,287	0,320
		Микротвердость $HV_{0,3}$	480	454	580	534
	79,50 ± 0,015	Припуск, мм	0,327	0,360	0,327	0,360
		Микротвердость $HV_{0,3}$	450	415	526	495
1,5	94,25 ± 0,015	Припуск, мм	0,412	0,445	0,412	0,445
		Микротвердость $HV_{0,3}$	382	376	466	466
	79,25 ± 0,015	Припуск, мм	0,452	0,485	0,452	0,485
		Микротвердость $HV_{0,3}$	374	372	464	464
2,0	94,00 ± 0,015	Припуск, мм	0,537	0,570	0,537	0,570
		Микротвердость $HV_{0,3}$	354	345	464	464
	79,00 ± 0,015	Припуск, мм	0,577	0,610	0,577	0,610
		Микротвердость $HV_{0,3}$	339	329	464	462

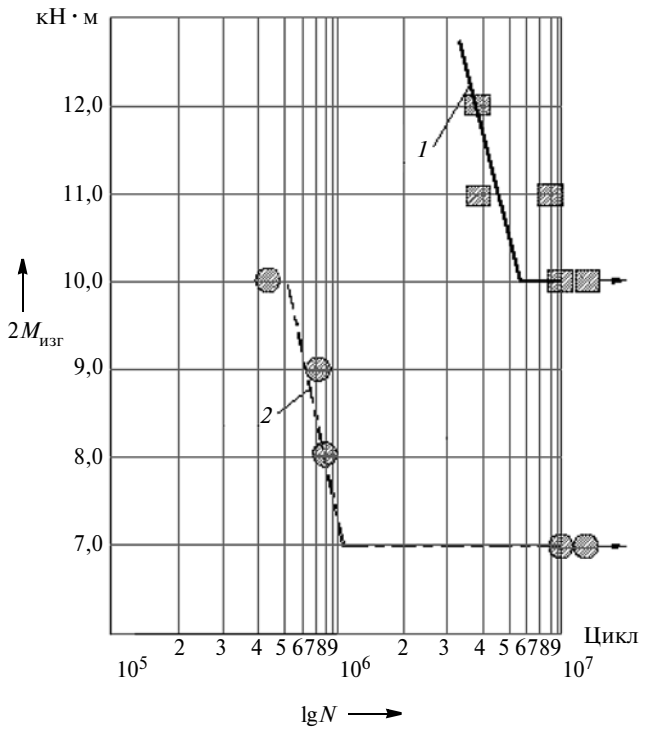


Рис. 3. Кривые усталости коленчатых валов по изгибающему моменту:
1 — упрочнение комбинированное; *2* — упрочнение ионным азотированием

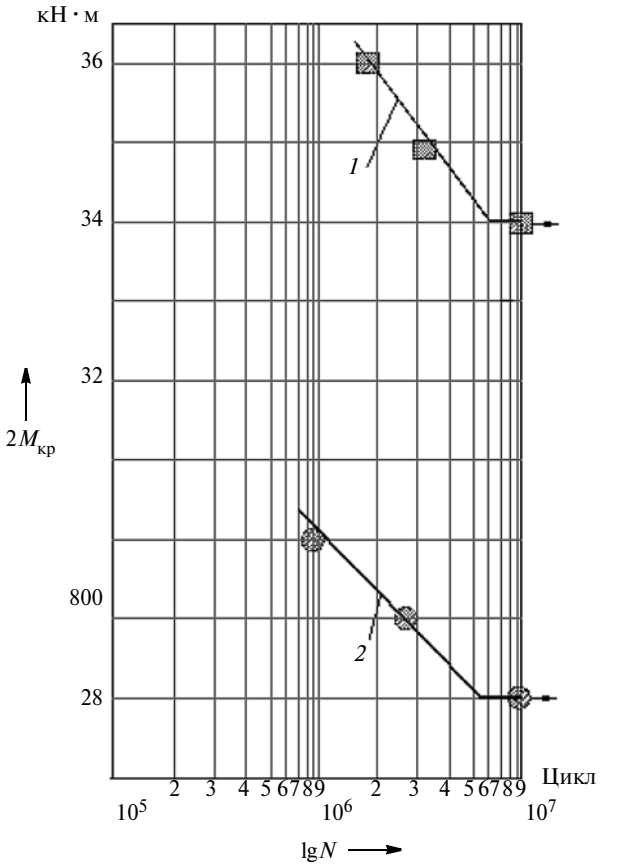


Рис. 4. Кривые усталости коленчатых валов по крутящему моменту:
1 — упрочнение комбинированное; *2* — упрочнение ионным азотированием

снять при перешлифовке шеек на ремонтные размеры, составляют всего 0,2 мм. В противном случае твёрдость поверхности оказывается меньше допустимого значения 50 HRC (508 $HV_{0,3}$).

Чтобы повысить ремонтопригодность и снизить количество забоин и рисок на шейках коленчатых валов, пришлось создавать принципиально новую технологию — комбинированное упрочнение. Её суть — в сочетании индукционной закалки и ионного азотирования (пат. № 2231565, РФ). Для этого коленчатый вал подвергается индукционной закалке, затем стабилизирующему объёмному отпуску при температуре 773 К (500 ± 10 °С) в течение 5 ч. Эти операции создают подслой под ионное азотирование, имеющий теплостойкость на уровне азотированного слоя. Затем вал идет на окончательную механическую обработку и ионное азотирование при температуре 723 К (450 ± 10 °С) в течение 36 ч. И поскольку температура ионного азотирования меньше температуры стабилизирующего объёмного отпуска на ~50 К, то коробления вала не происходит. Не образуются на нем и забоины, и риски, так как после индукционной закалки и стабилизирующего объёмного отпуска шлифованные шейки имеют перед азотированием повышенную до 37...45 HRC твёрдость.

Результаты внедрения новой технологии приведены в табл. 1. Из неё видно, что коленчатые валы с комбинированным упрочнением после естественного износа и задира вкладышей могут быть перешлифованы на категорию ремонтного размера 0,5 и 1,0.

Таблица 2

Измеряемый параметр	Износ, мкм, коленчатого вала, упрочненного ионным азотированием		Износ, мкм, коленчатого вала с комбинированным упрочнением		Уменьшение износа, %	
	средний	максимальный	средний	максимальный	средний	максимальный
Диаметр коренных шеек	10	22	5	8	50	63,6
Диаметр шатунных шеек	11	26	9	16	18,2	38,5
Толщина верхних коренных вкладышей	2	8	2	5	0	37,5
Толщина нижних коренных вкладышей	3	13	1	5	66,7	61,5
Толщина верхних шатунных вкладышей	5	13	1	7	80	46,2
Толщина нижних шатунных вкладышей	5	19	1	5	80	73,7

(Правда, шатунные шейки с задиром вкладышей после перешлифовки на категорию ремонтного размера 1,0 имеют несколько заниженную твёрдость — $HV_{0,3}$ 495 < $HV_{0,3}$ 508.)

Испытания валов показали следующее: пределы выносливости на изгиб и кручение коленчатых валов с комбинированным упрочнением выше аналогичных показателей коленчатых валов с упрочнением ионным азотированием соответственно на 42 и 20 % соответственно (рис. 3 и 4).

Величины износов по коленчатому валу, коренным и шатунным вкладышам для двигателей КамАЗ-740.37-400 после испытаний на безотказность приведены в табл. 2. Анализ этой таблицы говорит о том, не только шейки коленчатых валов с комбинированным упрочнением, но и сопряжённые с ними вкладыши имеют существенно меньший, чем при других технологиях, износ. Отсюда вывод: комбинированное упрочнение повышает и трибологические свойства пары шейка—вкладыш.

В настоящее время ОАО "КамАЗ" разрабатывает новый модельный ряд коммерческих автомобилей, двигатели которых имеют мощность 368 кВт (500 л.с.) и отвечают экологическим требованиям "Евро-5". Коленчатые валы этих двигателей будут обрабатываться по новой технологии, которая не имеет аналогов в мировом двигателестроении. Суть её в соединении индукционной закалки и ионного азотирования с достижением синэргетического эффекта.

Литература

1. Грозин Б.Д. О некоторых случаях появления трещин на поверхностях шеек коленчатых валов, закалённых токами высокой частоты. Сборник АН УССР; М.: Машгиз, 1958.
2. Григорьев М.А., Долецкий В.А. Обеспечение надёжности двигателей. — Издательство стандартов, Москва — 1978. С. 282.

УДК 62-48

НАНОМОДИФИКАЦИЯ ЭПОКСИДНЫХ СВЯЗУЮЩИХ ДЛЯ УГЛЕПЛАСТИКОВ

Кандидаты техн. наук **А.И. ШВЕЁВ**, **Л.Н. ШАФИГУЛЛИН**, **М.И. ГУМЕРОВ** и **А.Ф. ГУМЕРОВ**, **Р.Ф. ФАЙЗУЛЛИНА**
Набережночелнинский институт (филиал)
Казанского (Приволжского) федерального университета
(8552. 58-97-16)

Изложены результаты исследований физико-механических и технологических углепластиков.

Ключевые слова: *углепластик, модификация, эпоксидная смола, фуллереновая сажа.*

Shveyov A.I., Shafigullin L.N., Gumerov M.I., Gumerov A.F., Fayzullina R.F.

MODIFICATION OF NANOPARTICLES EPOXY BINDER FOR CARBON PLASTICS

The results of investigations of physical-mechanical and technological CFRP.

Keywords*: carbon fiber, modification, epoxy, fullerene soot.*

Получаемые на основе углеродных волокон и полимерных матриц углепластики (УП) применяются в самых разнообразных отраслях промышленности, демонстрируя хорошие удельные показатели статической прочности и жёсткости, вибростойкость, выносливость при динамических нагружениях, стабильность размеров в широком температурном диапазоне [1]. Эти материалы применяются для изготовления капотов, кузовов, бамперов, элементов внешней и внутренней облицовки легковых и грузовых автомобилей. Современное автомобилестроение требует уменьшения массы конструкций, а это возможно за счет применения углепластиков на основе эпоксидной смолы и высокопрочного углеродного волокна. Из них могут быть изготовлены диски колес, карданные валы, листовые рессоры, поршневые пальцы, шатуны, штоки толкателей клапанов и другие детали автомобиля. Эти изделия могут эксплуатироваться при статических и динамических нагрузках, высоком уровне вибрации, абразивного износа, трения, в широком температурном диапазоне, действии агрессивных сред и т. д.

Опыт эксплуатации углепластиков показывает необходимость совершенствования состава и структурного состояния полимерной матрицы. Вследствие ее хрупкости наблюдаются пониженное сопротивление развитию трещин, низкая адгезия между углеродным волоком и матрицей [1]. Поэтому для повышения упруго-прочностных их характеристик применяют различные методы модификации их состава и структуры, позволяющие изменять свойства полимерных связующих в широких пределах и значительно расширить области их использования.

Один из современных способов модификации таких связующих — наномодификация, которая заключается во введении малого количества наноразмерных частиц наполнителя в полимерную матрицу. В качестве наномодификаторов используют наноразмерные наполнители: фуллерены, астралены, минеральные модификаторы и т. д.

Природа наночастиц, их геометрические размеры, от которых зависит величина поверхностной энергии, наличие на их поверхности химически активных функциональных групп, способных взаимодействовать с компонентами связующего, существенным образом влияют на процесс формирования, структуру и свойства формирующейся матрицы композита и межфазного слоя на границе раздела "матрица—армирующий наполнитель" [2].

При этом упрочнение полимеров вызвано необходимостью снижения затрат внешней энергии на образование большого числа микротрещин возле частиц модификатора; ограничением роста микротрещин и их ветвлением при встрече с частицами модификатора; повышением модуля упругости матрицы из-за ограничения подвижности части адсорбированных

на модификаторе макромолекул [3]. При введении в эпоксидную матрицу малого количества фуллеренсодержащей сажи появляются образования правильной формы размером около 100 нм. Они обладают более высоким межмолекулярным взаимодействием по сравнению с окружающей матрицей. С увеличением концентрации фуллеренов количество образований увеличивается, они равномерно занимают все пространство матрицы [2], что способствует образованию более эластичной структуры, обладающей повышенными физико-механическими и технологическими свойствами. Модификаторы, встраиваясь в трехмерную сетку полимера, увеличивают межузловое расстояние в отвержденной системе, обеспечивая более свободное движение сшитой структуры под действием приложенных усилий [4].

С целью улучшения физико-механических свойств эпоксидных углепластиков авторы статьи провели их модификацию. При этом процесс приготовления модифицированной полимерной смеси подразумевал получение пяти различных материалов (табл. 1), в состав которых входили эпоксидная смола КДА с 30 масс. ч. (ТУ 6-05-1380—76), отвердитель ЭТАЛ-12 (ТУ 2257-045-18826195—01) и фуллереновая сажа производства ЗАО ИЛИП.

В качестве испытательного оборудования использовали универсальную разрывную машину LRXplus-LloydInstrument, на которой определяли пределы прочности на растяжение (ГОСТ 11262—80), сжатие (ГОСТ 4651—82) и изгиб (ГОСТ 4648—71).

Таблица 1

№ состава	Состав матричного материала	Количество фуллереновой сажи в 100 масс. ч. смолы
1	КДА — 100 масс. ч. ЭТАЛ — 12 30 масс. ч.	0,05
2		0,10
3		0,15
4		0,20
5		0,25

Таблица 2

Показатель	Углепластик на основе немодифицированной эпоксидной смолы	Углепластик на основе модифицированной эпоксидной смолы
Предел прочности при растяжении, МПа	201,00	235,00
Предел прочности при изгибе, МПа	421,30	475,80
Прочность при расслоении, МПа	17,28	19,48

Образцы для испытаний изготавливали методом свободного литья, время отверждения — не менее 24 ч, затем на фрезерно-гравировальном станке BZT PFE500 они обрабатывались для получения ровных граней с отклонением не более 0,1 мм в рабочей части.

В ходе теоретико-экспериментальных исследований определено оптимальное количество модификатора, которое составило 0,2 масс. ч. на 100 масс. ч. эпоксидной композиции. Основные механические характеристики полученного матричного материала приведены ниже.

Предел прочности при растяжении, МПа	41,35
Напряжение сжатия, МПа	121,10
Напряжение изгиба, МПа	87,33
Модуль Юнга, МПа	1509,10

А уже на основе полученного оптимизированного матричного состава методом ручного формования изготовили образцы углепластика, состоящие из трех слоев углеткани. Испытаниям подвергались углепластики на основе немодифицированной эпоксидной смолы и смолы, наполненной фуллеренсодержащей сажей. Их основных физико-механических характеристики приведены в табл. 2.

Результаты проведенных экспериментальных исследований показали, что углепластики на основе модифицированной смолы имеют предел прочности на растяжение выше на 16,9 %, предел прочности при изгибе — на 12,9 и прочность при расслоении — на 12,7 % по сравнению с углепластиком на основе немодифицированной эпоксидной смолы.

Установлено также, что модификация эпоксидного связующего фуллереновыми наночастицами позволяет транслировать свойства модифицированной матрицы на свойства углепластика на его основе.

Таким образом, использование модификаторов открывает возможности для создания армированных композиционных материалов с улучшенными и регулируемыми физико-механическими и технологическими характеристиками.

Литература

1. Наномодифицированные углепластики с повышенной вязкостью разрушения / Гуняев Г.М., Каблов Е.Н., Ильченко С.И., Алексашин В.М., Кривонос В.В., Комарова О.А. [Электронный ресурс]: ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ, Москва // URL: http://www.nanoteh.ru/pub/articles/coal/a5.html
2. Модифицирование конструкционных углепластиков углеродными наночастицами / Гуняев Г.М., Каблов Е.Н., Алексашин В.М. [Электронный ресурс]: ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ, Москва // URL: http://viam.ru/public/files/2009/2009-205378.pdf
3. Механизм упрочнения полимеров высокодисперсными частицами. [Электронный ресурс]: Полимерные композиционные материалы. URL: http://p-km.ru/prochnost-napolnennyx-polimerov/mexanizm-uprochneniya-polimerov-vysokodispersnymi-chasticami.html
4. Материалы на основе эпоксидных олигомеров с повышенными эксплуатационными свойствами / Автореф. / Фам Куанг Тхуан [Электронный ресурс]: URL: http://www.muctr.ru/upload/form/not_image/6df/KFam.pdf

УДК 669.14:539.431

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КОНСТРУКЦИЯХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ*

Д-р техн. наук **А.Н. САВКИН**, **А.В. АНДРОНИК**,
канд. техн. наук **А.И. ГОРУНОВ**, **А.А. СЕДОВ**
Волгоградский ГТУ,
Казанский национальный исследовательский ТУ
имени А.Н. Туполева

Из полимеров в автомобилестроении применяются термопластики и термореактопласты. Термопластики — высокомолекулярные материалы, которые смягчаются или плавятся при высоких температурах. Многие из них применяются в составе композитов, которые обладают относительно высокой, но направленной прочностью, малой массой, коррозионной стойкостью, хорошими температурными свойствами и стабильностью свойств.

Термопластики делят на аморфные и кристаллические. В аморфных формах молекулы ориентированы произвольно. К ним относятся полифениленоксид (PPO), поликарбонат (PC) и акрилонитрилбутадиен-стирен (ABS). Достоинства этой группы термопластиков следующие: стабильность размеров; меньшая усадка при литье под давлением, чем у кристаллических термопластиков; потенциал в создании ячеистых структур. Недостатки: быстрый абразивный износ; низкая усталостная долговечность; увеличенное время производства в сравнении с кристаллическим термопластиком. Для кристаллических термопластиков характерна регулярная ориентация молекул. Типичные их примеры — нейлон (PA), полипропилен (PP), полиэтилен (PE). У них высокие химическая стойкость, усталостная долговечность и сопротивление износу; увеличенная деформация в сравнении с аморфным термопластиком; хорошие высокотемпературные свойства. Среди недостатков — высокая и нестабильная усадка, плохая адаптация к клеям, а также ползучесть выше, чем у аморфных термопластиков.

Термореактопласты более хрупки, чем термопластики, поэтому обычно применяются в композиционных материалах. Их достоинства таковы: меньшая чувствительность к температуре, чем у термопластиков; хорошая пространственная стабильность; повышенная твердость; стойкость к царапинам выше, чем у термопластиков. Однако у них низкая вязкость и деформации при разрушении; затрудненная утилизация; низкое качество поверхностей. Основной проблемой для полимеров остается вопрос переработки при утилизации транспортного средства, так как полимеры почти неминуемо остаются в шредере и отправляются на свалку [16].

Несмотря на кажущуюся новизну, полимерные композиты начали применяться еще в 1953 г. в "Шевроле Корвет". Для композитных материалов большое значение имеет способ производства, который зависит от технических требований и стоимости автомобильного компонента. Использование препрега (угле- или стекловолокно в тканевой опалубке, пропитанное эпоксидной смолой) удобно только для ограниченного числа автомобильных приложений вследствие малой серийности. Одно из главных затруднений на пути получения крупносерийных объемов — время предварительной обработки давлением, в течение которого волокна занимают необходимое место с назначенной ориентацией. Эта особенность подразумевает длительный цикл, дорогую рабочую силу и низкую продуктивность машины. В автомобилестроении наиболее распространены композиты из термореактопластов: листовой ламинированный компаунд (SMC), объемный ламинированный компаунд (BMC), продукты литья впрыском (RRIM) и трансферного формования пластмасс (RTM). Ламинированные компаунды SMC и RRIM наиболее популярны и занимают 48 и 40 % общего потребления термореактопластов в автомобильной промышленности на 2000 г.

Забота об окружающей среде навела исследователей на мысль использовать дешевые натуральные волокна вместо стекловолокна и минерального волокна в составе автомобильного кузова. За последнее десятилетие многие европейские автопроизводители опробовали их в качестве материала для дверных панелей, сидений, внутренней обивки крыши, приборной панели и интерьера. Достаточно эффективными кажутся композиты на основе кенафа, пеньки, льна, джута и сизаля. Еще в 2002 г. было продемонстрировано, что энергопоглощающая способность панели с льняными волокнами достигает 17 % показания стеклопластиков GFRP. Сегодня активно изучаются степени полимеризации и кристаллизации, связи между волокнами и матрицей, возможности улучшения водоотталкивания и огнестойкости.

Стоимость, безопасность, ремонт, утилизация. Вопрос стоимости внедрения легких материалов в конструкции приоритетен для массового производства. На рис. 4 приведено любопытное сравнение полной стоимости производства кузовов из стали, алюминия и полимеров. Малые объемы серии чувствительны к стоимости инвестиций, крупные — к стоимости материала. Для производства стальных кузовов характерны дорогие инвестиции, дешевый материал и высокая скорость производства, тогда как для литья пластиковых кузовов — дешевые инвестиции, дорогой материал и меньшая скорость производства. Стоимость алюминия высока, а стоимость оборудования сопоставима со стоимостью оборудования для оцинкованной стали. Таким образом, при малых объемах производства выгоднее полимерные материалы, а при больших — сталь. Точка перелома между полимерами и сталью примерно соответствует выпуску 2,0 млн в год. Производство автомобилей условно считается среднесерийным, если выпуск составляет не менее 2,5 млн в год. Поэтому алюминий и пластик вытесняются в малосерийный сегмент.

Потенциал снижения стоимости заключен в развитии следующих технологий: уменьшение стоимости оборудования и выработки скрапа (менее 25 %) для

---

* Окончание. Начало — см. "АП", 2015, № 3.

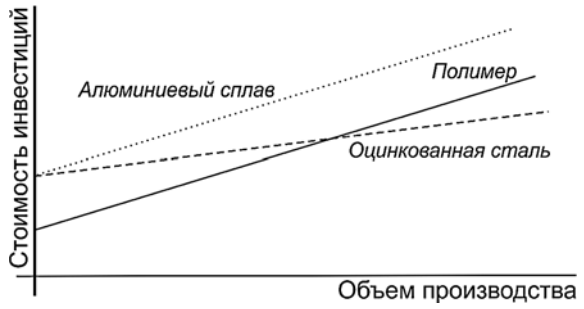


Рис. 4. Сравнение полной стоимости производства кузовов из стали, алюминия и полимеров

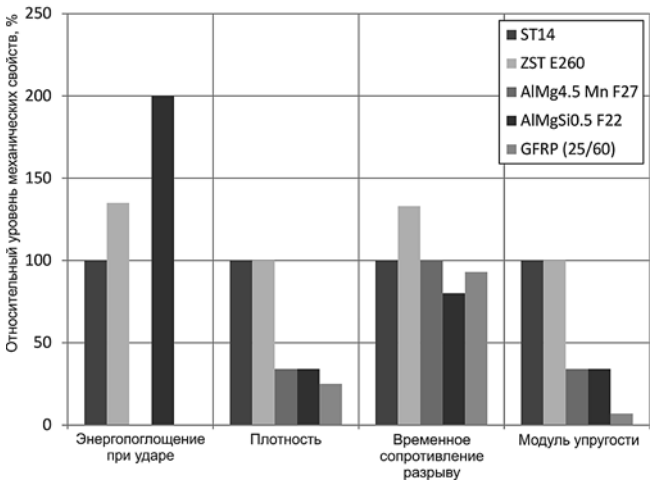


Рис. 5. Сравнение энергопоглощения, плотности, прочности и упругости для сталей, алюминия и GFRP

стальных кузовов; удешевление алюминия, например, развитием технологии непрерывного литья; облегчение стальных конструкций на 40 %; снижение стоимости полимерных материалов, прежде всего, благодаря внедрению стеклопластиков.

Интересную оценку стоимости кузовов среднеразмерного европейского седана провел Диффенбах: сравнение стальных, алюминиевых и композитных рам, конструкций цельного и каркасного кузовов (табл. 4) показало, что алюминиевый каркас проигрывает в стоимости всего 15 % по сравнению со стальным цельным кузовом.

Каркасная рама из нержавеющей стали с панелями из композитов также представляет любопытное конструктивное решение, которое позволяет экономить на защитных покрытиях и окраске.

Вопросы обеспечения *безопасности* автомобильного транспорта всегда представляют собой комплексную задачу. Они включают в себя безопасность водителя, транспортного средства и дорожной инфраструктуры и могут быть решены только при должном внимании ко всем этим сферам. В последнее время во многих регионах наблюдается рост доли смертности, связанной с автомобильным транспортом. Несмотря на усилия инженеров и дорожных служб, ежегодно на дорогах ЕС погибает более 90 тыс. человек, в США — 40 тыс., в России — 27 тыс., в Китае — 280 тыс. человек. По отчетам Всемирной организации здравоохранения, только 7 % мирового населения живут в относительной безопасности от транспорта. Поэтому безопасность привлекает все больше внимания ученых [17].

Энергопоглощение — первоочередной параметр конструирования кузовов. Этот параметр зависит, прежде всего, от геометрии конструкции, прочности и пластичности материалов. DP, CP и TRIP имеют преимущество перед прочими HSS благодаря выдающемуся сочетанию пластичности и большого рабочего упрочнения. Впрочем, более эффективным энергопоглощением обладают алюминиевые сплавы: алюминиевая панель простого профиля и марки демонстрирует аналогичное энергопоглощение, что и стальная тяжелая панель сложного профиля (рис. 5).

Безусловно, сэндвич-материалы и ячеистые структуры заслуживают отдельного внимания, но производство их панелей и соединений явно труднее.

В последнее время задумываются и о безопасности пешехода. Например, "Ягуар XJ 2009" и "GM Астра 2009" обладают разрушающимися внутренними панелями капота, позволившими им улучшить оценку по критерию повреждения головы при наезде на пешехода.

Ремонт. Безусловно, детали, изготовленные из традиционных сталей, легко ремонтируются и восстанавливают первоначальную форму. В современных конструкциях активно используются сложные детали,

Таблица 4

Параметры оценки	Стальная рама	Алюминиевая рама	Стальная каркасная рама	Алюминиевая каркасная рама	Композитный монокок
Масса кузова, кг	315	188	302	188	235
Масса относительно стальной кузовной рамы, %	100	60	96	60	75
Число точечных соединений	3250	3400	—	1000	—
Число шовных соединений	—	—	4000	—	6000
Общее число деталей	204	224	137	137	41
Плотность материала, кг/м^3	7850	2700	7850	2700	1590
Цена за килограмм, долл. США	0,77—0,92	3,00...3,50	0,77...2,20	2,00...3,00	3,13
Стоимость материалов, долл. США	243...290	564...658	233...664	564	736

размещаемые, например, в передней и задней зонах деформации, в зоне бокового удара, для обеспечения сопротивления вдавливанию наружных панелей. Произвольный нагрев или деформация элементов такого кузова, которые не были предусмотрены при проектировании, после ремонта могут отрицательно сказаться на надежности восстановленной детали или элемента конструкции. Следует досконально знать материалы и их свойства, чтобы в процессе ремонта автомобилей не вызвать нежелательных эффектов. Поэтому необходимо, чтобы технология ремонта соответствовала оригинальной дизайнерской спецификации [18].

Сегодня в Великобритании действует спецификация PAS 125 Британского института стандартов, касающаяся ремонта кузовов. Согласно ей, ремонтные организации обязаны демонстрировать рабочий процесс и наличие оборудования для ремонта "экзотических материалов" для получения аккредитации. Это заставляет их искать и нанимать техников-специалистов. Однако такая мера может послужить преградой для внедрения новых материалов, таких как AHSS. Поэтому сегодня в Великобритании и других странах значительные усилия предпринимаются по ректификации сталей высокой прочности на предмет возможности ремонта, а получаемая информация по технологии ремонта направляется в авторизованные ремонтные организации. То же касается и алюминиевых сплавов.

В свою очередь, углепластики имеют иную проблему: при ударе кузова от этого материала отделяются осколки, которые остаются на дороге и представляют потенциальную опасность для других участников дорожного движения. Поэтому ремонт и восстановление до оригинальной спецификации весьма трудоёмки. Если же деталь признается неремонтируемой, то страховая премия значительно растет, что отталкивает потребителя. Кроме того, многие пластиковые детали не имеют технологии переработки, поэтому отказ от ремонта означает загрязнение окружающей среды.

Утилизация. Сегодня утилизация — один из этапов концепции "Анализ жизненного цикла" (LCA), которая появилась в 1990-х как реакция крупных промышленных корпораций на ужесточение законов о защите окружающей среды. Сегодня экологичность автомобилей требуется не только в эксплуатации, но и при производстве, и при утилизации, т.е. на всём жизненном цикле изделия. Проблема реализации этой концепции заключается в том, что разнообразие методов производства велико, их анализ и оценка усложнены, поэтому требуется однородность методов, что лоббируется Обществом по токсикологии и химии окружающей среды и Международной организация по стандартизации. Основные требования, предъявляемые к облегчению автомобильных кузовов, следующие: национальные экологические законы должны регламентировать энергозатраты и загрязнение также при производстве и утилизации, так как для некоторых легковесных материалов это критично; покупатель автомобиля должен быть проинформирован не только о меньшей массе кузова и улучшенной топливной экономичности, но и о сложностях ремонта и высоких страховых премиях. Такое ограничение потребления электрической энергии может снизить потребление алюминия автомобилестроительной отраслью. Основное требование, касающееся пластиков в кузове, — снижение их разнообразия (рационализация) для облегчения разделения при переработке. Рекомендуется сократить число видов пластиков, используемых в автомобилестроении, с 200 до 20, а шесть основных видов (PP, PU, ABS, PE, PVC, PA) применять в 70 % случаях.

Согласно директиве 2000/53/EC, с 2000 г. в ЕС вступила в действие программа End-of-life Vehicle. Согласно этому документу, к продаже и импорту в ЕС допускаются автомобили, полностью перерабатываемые не менее чем на 75 % (2003), на 85 % (2006), на 95 % (2015). Однако, по отчету AISI, уровень переработки автомобильной стали в 2013 г. достиг 94,5 %, что порождает сомнения в достижении уровня переработки 95 % для современных кузовов, состоящих из множества материалов [18].

Таким образом, высокая конкуренция на рынке автомобильных материалов представляет собой естественное явление, обусловленное размером и стоимостью рынка. Ранее забота об окружающей среде требовала снижения расхода топлива и обеспечения переработки, что позволило появиться композитам и легким материалам на рынке. Однако значительные барьеры все еще существуют в массовом использовании материалов, прежде всего, по экономическим причинам. Сегодня необходимость дальнейшего исследования технологии производства, свойств материалов и способов их удешевления ещё актуальны. Сталепроизводители активно стимулируют программы развития конструкций и иные акции, демонстрируя способность стали продолжать борьбу за доминирующее место среди кузовных материалов.

В то же время новые материалы, такие как альтернативные металлы и композиты, активно исследуются, позволяя находить оригинальные решения для легких и экологичных автомобилей будущего. Безусловно, эти материалы не смогут полностью вытеснить сталь (это и не нужно), но некоторые элементы конструкций легковых автомобилей массового производства могут быть заменены уже сегодня (табл. 5).

В заключение можно сделать следующие выводы.

В силу консервативности автомобильной промышленности радикальных изменений в дизайне или выборе материалов не ожидается. В краткосрочной перспективе ожидается разработка сталей и алюминиевых сплавов, которые позволят облегчить автомобили. Наиболее вероятно, что доля алюминия в кузовах серийных автомобилей увеличится. Основные усилия ученых и инженеров должны быть направлены на улучшение свойств существующих материалов, отработку технологий на производствах, а не на появление новых перспективных видов. В среднесрочной перспективе самым адекватным решением станет применение комбинации различных металлов (стали, алюминиевых и магниевых сплавов) для сложных конструкций зон безопасности, а также использование пластиков для элементов крыши, капота и некоторых наружных панелей. Долгосрочная перспектива продиктована появлением эффективных альтернативных автомобильных силовых установок.

Таблица 5

Элемент кузова	Требования	Сталь		Альтернативный материал
		Тип	Предел текучести, МПа	
Продольные несущие элементы	Сопротивление удару	HSS	300	DP600, алюминиевый профиль
Передняя стойка	Жесткость, прочность			Алюминиевый профиль, гидроформованная труба
Пол	Умеренная прочность		180	Алюминиевый лист
Боковина	Умеренная прочность, формуемость			Алюминиевый лист, сварка листа по выкройке
Ниша запасного колеса	Глубокая вытяжка	MS	140	Стальная сэндвич-панель, суперпластичный алюминий
Арка колеса, крыло	Формуемость			Алюминиевый лист
Внешние панели двери	Поверхность класса А, сопротивление вдавливанию	MS	140	BH180, алюминиевый лист, суперпластичный алюминий, литье пластика под давлением
Капот				BH180, алюминиевый лист, суперпластичный алюминий, ламинированный пластик
Багажник				
Крыша				BH180, гидроформованная сталь
Дверь	Вытяжка	MS	140	Сварка листа по выкройке
Усилители	Прочность на удар при высоких скоростях	UHSS	1200	Алюминиевый профиль, DP600+

Снижение массы кузова серийного производства более чем на 30 % подразумевает использование легких материалов и необходимость масштабных изменений в производстве и переработке.

Из оценки инвестиций в дизайн и производственные мощности следует, что листовая сталь подходит для крупносерийного производства, а HSS и оцинкованная сталь — для среднесерийного.

Алюминиевые сплавы кажутся самыми многообещающими из альтернативных материалов для частичного вытеснения стали из массового производства. Однако уровень и нестабильность цен на алюминиевый лист оставляют желать лучшего.

Использование композитов в кузовах автомобилей расширяется, однако вопросы стоимости материала и его переработки пока стоят довольно остро для внедрения в массовое производство. Кроме того, облегчение переработки пластиков (например, за счет рационализации выбора) еще не означает их быстрое появление в конструкциях, так как вопросы обеспечения безопасности и снижения размеров изделий для них все еще критичны.

Композиты, легкие сотовые структуры и сэндвич-панели кажутся основными кузовными материалами автомобилей будущего с альтернативными силовыми установками.

Неизбежно появление кузовов из комбинированных по составу материалов. Например, кузов из стали и алюминия с внешними панелями из полимеров. Такая конструкция будет обеспечивать легкость идентификации материалов, ремонта и переработки.

Выбирая материал, необходимо учитывать его дружелюбность к окружающей среде и легкость производства (эффект цепочки производства), а не только его физические и химические свойства.

Литература

1. Foy H. Bodywork: Aluminium leads the race for greater efficiency, http://www.ft.com/cms/s/0/2cdca4c8-f5f0-11e2-a55d-00144feabdc0.html#axzz2xGGMIsQt, 2nd Apr 2014.
2. Davies G. Precoated Steel: An Automotive Industry View'. Monthly's International Coated Coil Conference, London. 1993.
3. Klier T., Linn J. New-vehicle characteristics and the cost of the Corporate Average Fuel Economy standard, The RAND Journal of Economics, Vol. 43, Issue 1, Spring 2012. P. 186—213.
4. Федоров Б.Г., Моисеев Б.Н., Синяк Ю.В. Поглощающая способность лесов России и выбросы углекислого газа энергетическими объектами. Проблемы прогнозирования. Наука / Интерпериодика, Москва. № 3. С. 127—142.
5. Davies G. Materials for Automobile Bodies, 2nd Edition, Butterworth. — Heinemann. 2012. — 416 p.
6. Ford H. My Life and Work, Doubleday. 1922. — 289 p.
7. Арзамасов Б.Н., Брострем В.А., Буше Н.А. Конструкционные материалы М., Машиностроение, 1990. — 688 с.
8. Carrabba A.J., Rehwinkel M.T., Salinas R., Surma J.P., Gibson T.J., Dempsey K.M., Kavanagh L.W., Profile 2013, American Iron and Steel Institute. — 40 p.
9. Davies G. Materials for Automobile Bodies, 1nd Edition, Butterworth — Heinemann. 2003. — 304 p.
10. Dieter G.E. (2013) Mechanical Metallurgy, McGraw Hill Education. 2013. — 751 p.
11. Cooman B.C., Kwang-geun C. and Kim J. High Mn TWIP Steels for Automotive Applications, New Trends and Developments in Automotive System Engineering, InTech. 2011.
12. Pla-Ferrando R., Sánchez-Caballero S., Selles M.A., Martínez-Sanz A.V. (2011) 'TWIP/TRIP Steels. Future Trends in Automotive Industries', Annals of the Oradea University, Vol. X (XX), NR3. P.123—126.
13. Бородулин Г.М., Мошкевич Е.И. (1973) Нержавеющая сталь. М., Металлургия, 1973. — 319 с.
14. Рубинчик Ю.Л. Механизированная сварка корпусных конструкций из алюминиевых сплавов, Л., Судостроение. 1974. — 136 с.
15. Hatch J.E. Aluminum: Properties and Physical Metallurgy, ASM International. 1984. — 424 p.
16. Kroes M.J., Watkins W.A., Delp F. Aircraft. Maintenance and Repair. Tata McGraw-Hill. 2010. — 648 p.
17. Psarianos B. Strategic road safety policies and research needs in Europe and the United States of America. Advances in Transportation Studies. An International Journal. Section A7. 2005. Pp. 5—22.
18. Robinson A., Livesey W.A. The Repair of Vehicle Bodies.Routledge. 2001. — 642 p.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 628.9.061

АВТОМОБИЛЬНАЯ ФАРА: ОТ КЕРОСИНОВОЙ ДО ГАЗОРАЗРЯДНОЙ ЛАМПЫ

В.П. ХОРТОВ, д-р физ.-мат.наук **А.А. СКВОРЦОВ**,
А.П. ГРЕБЕНЧИКОВ, **Н.Р. КОЗЫРЕВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23),
НИУ "МЭИ"

Рассматривается эволюция источников света для автомобильных фар в период с конца XIX до середины XX века.

Ключевые слова: *автомобильная фара, источник света, освещённость, сила света, галогенная лампа, газоразрядная лампа.*

Chortov V.P., Skvortsov A.A., Grebenschicov A.P., Koszyrev N.R.
AUTOMOTIVE HEADLAMP: FROM KEROSINE TO GASDISCHARGE LAMP

The evolution of light sources for headlights during the late 19th century to mid-20TH century is considered.

Keywords: *automotive headlamp, light source, luminance, luminous intensity, halogen lamp, (gas) discharge lamp.*

Уже при появлении первых автомобилей перед их разработчиками встала задача создания приборов освещения, позволяющих им передвигаться не только днем, но и в темное время суток. Поначалу на автомобили устанавливали светильники, массово применяемые в быту, — керосиновые или масляные лампы, однако со своей основной задачей они явно не справлялись: не столько освещали путь перед автомобилем, сколько обозначали его присутствие на дороге. Поэтому уже в 1896 г., т. е. через 10 лет после того, как Карл Бенц получил патент на свой первый автомобиль, на смену "керосинкам" пришли ацетиленовые фары. Наиболее интересный их вариант связан с именем французского авиаконструктора Луи Блерио: он предложил оснащать автомобили теми же прожекторами, что применяли в то время на паровозах. Ацетиленовые фары справлялись со своей основной задачей уже достаточно хорошо, но и работы над ними продолжались. Например, созданные в 1908 г. "Вестфальской металлопромышленной компанией" (ныне "Хелла") фары освещали до 300 м пути. Столь высокого результата удалость достичь благодаря использованию линз и параболических рефлекторов (кстати, сам параболический отражатель еще в 1779 г. изобрел Кулибин). Габаритная яркость их ацетиленовой горелки составляла ~7,2...104 кд/м^2. Однако процедура включения таких фар была долгой и трудоёмкой: водитель должен был сначала открыть кран подачи ацетилена в стеклянный колпак фары, а затем зажечь спичкой ацетиленовую горелку. Кроме того, ацетилен вырабатывался в отдельном баке, разделенном на два отсека, в которые перед поездкой нужно было засыпать карбид кальция и залить воду. Одной зарядки хватало лишь на 2...3 часа работы.

Устранить оба эти недостатка фар помогло изобретение электрического источника света — лампы накаливания с угольной нитью. Эта лампа как источник света автомобильных фар была запатентована ещё французской фирмой "Бассзес и Михель" на семь лет раньше ацетиленовой фары, а установлена на автомобиль "Колумбия" (рис. 1) на два года позже (1898 г.). Причины запаздывания две: хрупкость нити накала (не выдерживала вибраций) и большие затраты энергии, требующие увеличенных аккумуляторных батарей, "привязанных" к станции подзарядки, так как электрогенераторов на автомобилях тогда ещё не было. И только когда хрупкую угольную нить заменили вольфрамовой, электрическая лампа накаливания полностью вытеснила ацетиленовую лампу. Первым серийным автомобилем, открывшим победное шествие фар с лампой накаливания, которая имела вольфрамовую нить и колбу с вакуумом, стал "Кадиллак Модель 30 Селф Стартер" выпуска 1912 г. Спустя год уже 37 % американских автомобилей имели электрические стартер, систему зажигания и фары. С разработкой же автомобильного генератора исчезла и зависимость от зарядных станций [1].

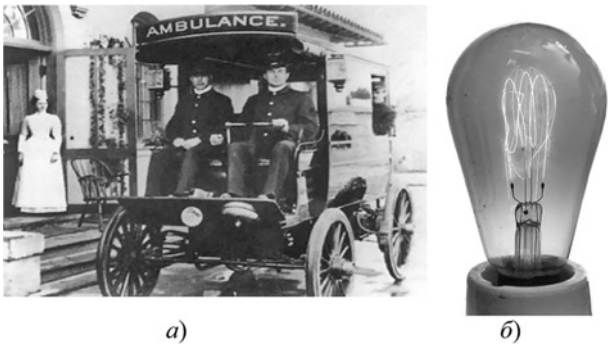


Рис. 1. Электромобиль "Колумбия" (а) и лампа накаливания (б)

Однако при дальнейшем увеличении мощности источников света конструкторы снова столкнулись с проблемой надёжности. Дело в том, что яркость лампы накаливания напрямую зависит от температуры вольфрамовой нити: при чрезмерном её нагреве вольфрам начинает интенсивно испаряться, оседая на стекле колбы и образуя темный налет. В результате срок службы ламп составлял ~180 ч работы. С этим долгое время мирились, и только в середине XX века решение проблемы было найдено: появились галогенные лампы. Первую такую лампу для автомобиля представила в 1962 г. уже упомянутая выше немецкая фирма "Хелла".

Колба такой лампы заполняется инертными газами (аргон, ксенон, криптон) с добавкой строго дозированного количества галогенов (паров брома или йода). Нить лампы — по-прежнему вольфрамовая, но работает она иначе, чем в классической лампе. При её нагреве атомы вольфрама тоже испаряются, но здесь они соединяются с атомами йода и образуют молекулы йодистого вольфрама, которые свободно перемещаются в колбе (1400...1700 °С), а те, которые приближаются к вольфрамовой нити, распадаются на атомы вольфрама и йода. Вольфрам возвращается на нить накала, а атомы йода — к стенкам колбы. Этот процесс, конечно, идет по случайному закону, поэтому нить восстанавливается неравномерно и, в конце концов, лампа перегорает. Но её ресурс составляет уже 500...600 ч, т. е. вырос вдвое. Кроме того, регенерация нити позволила поднять рабочую цветовую температуру с 2230 до 2930 °С, что увеличило светоотдачу в 1,5 раза — с 15 до 27 лм/Вт.

Повышенные срок службы и светоотдача галогенных ламп достигаются и тем, что дольше сохраняется прозрачность их колб за счёт регенерации нити накала. То и другое зависит от точности дозировки паров йода или брома и, особенно, от температуры в конце цоколя: она не должна превышать 350 °С, иначе произойдет разгерметизация колбы, и лампа придет в негодность. Следует подчеркнуть, что температура галогенного цикла составляет 650...700 °С, поэтому галогенные лампы изготовляют из кварцевого стекла. Кроме того, корпус ее имеет значительно меньший объем для сохранения стабильности процесса.

Лампы накаливания используются на автомобилях уже 100 лет. За это время их конструкция достигла феноменального совершенства, простоты и дешевизны, несмотря на технологическую сложность их изготовления. Так, вместо вакуума, аргона, криптона или ксенона для удешевления ламп наиболее часто их колбы наполняют смесью азота и аргона. Тело накала ламп на современном этапе скручивают в биспираль и триспираль.

Известно, что сопротивление металла возрастает с увеличением температуры и, следовательно, холодная лампа перед включением потребляет ток в 10...14 раз больше рабочего, что часто приводит к выходу ламп из строя именно при их включении. Интересно, что первые лампы накаливания, имевшие нить из угля, наоборот, при включении имели большее сопротивление и горели ярче по мере разогрева.

Лампы накаливания для автомобилей — это широкая гамма световых приборов, выполненных по специальным требованиям: высокая вибростойкость, механическая прочность, использование специальных цоколей, позволяющих быстро заменять лампу в стеснённых условиях и в то же время предотвращающих самопроизвольное выпадение ламп из патронов [2].

При кажущейся простоте лампы накаливания на её изготовление идет 7...8 различных деталей (нить, крючки, поддерживающие спираль, электрод в стекле с одинаковым коэффициентом линейного расширения со с стеклом, цоколь, место контакта с патроном). При такой сложности ламп накаливания светотехнические заводы добились полной автоматизации их производства и снижения стоимости. А иначе и не могло быть: ведь потребность в осветительных сигнальных лампах для автомобилей составляет несколько десятков штук для каждого. А если учесть, что в мире ежегодно выпускается 60 млн автомобилей в год и самих автомобилей насчитывается около миллиарда, то число ламп, производимых только для автомобильной промышленности, достигает астрономической цифры.

Рис. 2. Примеры автомобильных ламп накаливания

Действительно, лампы накаливания обладают неоспоримыми достоинствами: налаженность массового производства, малая стоимость, небольшие размеры, быстрый выход на рабочий режим, нет необходимости в пусковой аппаратуре, отсутствие токсичных компонентов в производстве, нечувствительность к колебаниям напряжения, возможность работы на любом виде тока, безразличность к полярности напряжения, отсутствие мерцания, непрерывный спектр излучения, устойчивость к низким температурам, электромагнитным полям и импульсам, возможность использования регуляторов напряжения. Вместе с тем необходимо отметить и два крупных недостатка, которые, в конечном счёте, и решают их судьбу: малый срок службы и низкий КПД.

Уместно вспомнить, что КПД лампы накаливания не превышает 5 % и, следовательно, 95 % потребляемой энергии теряется, превращаясь в тепло. При средней мощности всех ламп на автомобиле 100 Вт, помноженной на число автомобилей, получаем мощность потерь 100 млн кВт, что составляет 15 мощностей Красноярской ГЭС. А еще необходимо учитывать, что электроэнергия на автомобиле вырабатывается с помощью ДВС, КПД которого всего 20 %. Вот где находятся несметные сокровища идей для инженеров и учёных по разработке новых типов источников света для транспортных средств.

Напряжение для ламп накаливания для первых автомобилей составляло 6 В, что вполне объяснимо, так как их получали последовательным соединением трёх аккумуляторных банок, что было удобно и надёжно. Однако по мере увеличения числа потребителей в бортовой сети автомобиля повысились нагрузки на провода и возросли их сечения. Поэтому перед Второй мировой войной автомобильная промышленность мира переходит на бортовое напряжение 12 В. После окончания войны в связи с бурным развитием автомобильного электрооборудования назрела необходимость перехода на 24 В, особенно на большегрузных автомобилях. Этот переход полностью осуществить не удалось во многом из-за ламп накаливания, так как при напряжении 24 В спираль должна быть тоньше и длиннее, что в условиях эксплуатации на автомобиле резко сокращает срок службы ламп. Специалисты уверены, что надёжные лампы накаливания для автомобиля, например, на 48 В изготовить невозможно.

Оказалось, что лампы накаливания стали тормозом в тенденции роста величины бортового напряжения на автомобилях, которое давно назрело. Ведь бортовое напряжение на самолетах, кораблях, электромобилях уже составляет от 220 до 440 В. А на автомобилях пока только пробуют перейти на напряжение 42 В. В перспективе в бортовой сети автомобиля может применяться напряжение вплоть до 220 В при условии, что источники света будут, например, газоразрядными. Это позволит применить провода малого сечения и использовать двухпроводную систему, что существенно повысит безопасность бортовой сети.

Кроме того, такое напряжение позволит осуществлять пуск ДВС непосредственно от бытовой электросети, а в полевых условиях — от высоковольтных конденсаторных систем. Малые напряжения для различных датчиков и мелких приборов может оказаться неизменным, поскольку при современной компонентной базе преобразовать напряжение не составит большого труда.

Где же выход? Как быть с лампами накаливания? Продолжение в последующих номерах.

Работа выполнена в рамках проекта НИР № 2637 госзадания вузам № 11.2637.2014/К.

Литература

1. Дентон Том. Автомобильная электроника. Пер. с англ. М.: NT Press 2008. — 576 с.
2. Литвинов В.С. Оптимизация источников света массового применения / В.С. Литвинов. М.: Энергоатомиздат. 1990. — 196 с.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Полякова Е.С., Пантюков Д.И., Афиногентова Н.В. — Аналитические модели СМИ как инструмент управления качеством в автомобилестроении 1

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канделя М.В., Земляк В.О. — Универсальный вездеход. 7

Сафонов А.И. — Особенности режимов нагружения и направления развития тяговых трансмиссий троллейбусов 8

Фасхиев Х.А., Волошко В.В., Мавлеев И.Р., Салахов И.И. — Новая коробка передач грузового автомобиля 15

Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В., Расулов Т.М. — Динамический гаситель вертикальных колебаний колеса автомобиля, интегрированный с конструкцией дискового тормозного механизма . . 17

Свияженинов Е.Д. — Фотоэлектрический малооборотный датчик зажигания двигателя внутреннего сгорания. 19

Льянов М.С., Гутиев Э.К., Зокоев А.О. — Устойчивость трицикла с наклоняющимся кузовом 23

Балакина Е.В., Зотов Н.М. — Расчет продольного сноса нормальной реакции на колесо из-за упругих угловых деформаций шины. 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Байбакова А.А. — Обзорность АТС — важнейший из показателей его активной безопасности 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Светличный Н.И., Аюкин З.А., Ищенко В.И., Леонов С.М. — Развитие упрочняющей технологии коленчатых валов дизелей КамАЗ . . . 29

Швеёв А.И., Шафигуллин Л.Н., Гумеров М.И., Гумеров А.Ф., Файзуллина Р.Ф. — Наномодификация эпоксидных связующих для углепластиков 33

Савкин А.Н., Андроник А.В., Горунов А.И., Седов А.А. — Анализ перспективных материалов в конструкциях легковых автомобилей (окончание) 35

ИНФОРМАЦИЯ

Хортов В.П., Скворцов А.А., Гребенчиков А.П. — Автомобильная фара: от керосиновой до газоразрядной лампы 39

Коротко о разном 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Т.И. Ксеневич** — канд. физ.-мат. наук (НИЦ "Русаен"), **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

В.Б. Альгин (зам. председателя), **А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик**

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 03.02.2015. Подписано в печать 23.03.2015.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-52-98 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.