

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:

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

№ 4 • апрель • 2018



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.137.2

РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ АНАЛИТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЦЕЛЕЙ В ОБЛАСТИ КАЧЕСТВА ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Д-р техн. наук КОЗЛОВСКИЙ В.Н.,
кандидаты техн. наук АЙДАРОВ Д.В., ВАСИЛЬЕВ М.М.,
ШАНИН С.А.
Самарский ГТУ, Международный Институт Рынка, КамАЗ
(846.278-44-60)

Представлены результаты разработки и реализации аналитического комплекса по определению целей в области качества продукции, для предприятий автомобильной промышленности.

Ключевые слова: автомобильная промышленность, мониторинг качества.

Kozlovskiy V.N., Aydarov D.V., Vasiliev M.M., Shanin S.A.
**DEVELOPMENT AND IMPLEMENTATION
OF THE ANALYTICAL COMPLEX FOR THE
DETERMINATION OF THE QUALITY OBJECTIVES
FOR ENTERPRISES OF THE AUTOMOTIVE INDUSTRY**

The article presents the results of the development and implementation of an analytical complex to determine the objectives in the field of product quality, for the automotive industry.

Keywords: automotive industry, quality monitoring.

Естественная цель для любого эффективного бизнеса — высокие показатели конкурентоспособности продукции и услуг. Она вытекает из желания владельца, представителей менеджмента организации и всего коллектива обеспечить процесс непрерывного, долгосрочного развития, что, кстати, очень хорошо укладывается в принципы Э. Деминга и требования ИСО 9001. Иными словами, желание обеспечить высокую конкурентоспособность результатов собственного труда является частью самой человеческой культуры. Однако по разного рода причинам на рынке

продукции есть как лидеры, так и аутсайдеры. Причём вторые в организационно-техническом плане бывают достаточно прилично подготовлены. Но что-то мешает, чего-то не хватает, что-то неизвестно.

В последние, кризисные годы многие компании пострадали из-за существенного уменьшения своей доли рынка. Лишь немногие сумели сохранить прежние объёмы продаж или обслуживания, и ещё меньше организаций добились роста.

Как правило, "растут" те компании, которые способны проводить и развивать аналитические исследования потребительского рынка с точки зрения основных критериев конкурентоспособности, правильно определять целевые тренды развития и воплощать выработанные целевые индикаторы в жизнь. Естественно, связанное с этим решение методологических и аналитических задач — удовольствие недешёвое. Требуются грамотные эксперты, соответствующее технико-технологическое обеспечение процесса, а главное — условия для творческой работы. К сожалению, в нашей практике организаций, имеющих такие аналитические центры, немного. У нас привыкли тушить пожары и мужественно разгребать завалы в сфере качества. И в том числе поэтому мы не можем похвастаться лидерством во многих высокотехнологичных сегментах производства, ориентированных на массового потребителя в общем и в автомобилестроении в частности.

Лидеры рынка — зарубежные компании очень активно развиваются аналитические направления работы, непрерывно совершенствуя и оттачивая инструменты мониторинга потребительских предпочтений. Они понимают, что исследования потребителей наиболее эффективно обеспечивают процесс долгосрочного развития компании. На основе анализа конкурентоспособности продукции, с точки зрения потребителей, обеспечивается формирование наиболее важных выводов к прогнозам развития рынка. И здесь необходимо выделить ключевую роль корпоративной службы качества компаний лидеров. В корпоративном ядре службы качества идёт непрерывный процесс аккуму-

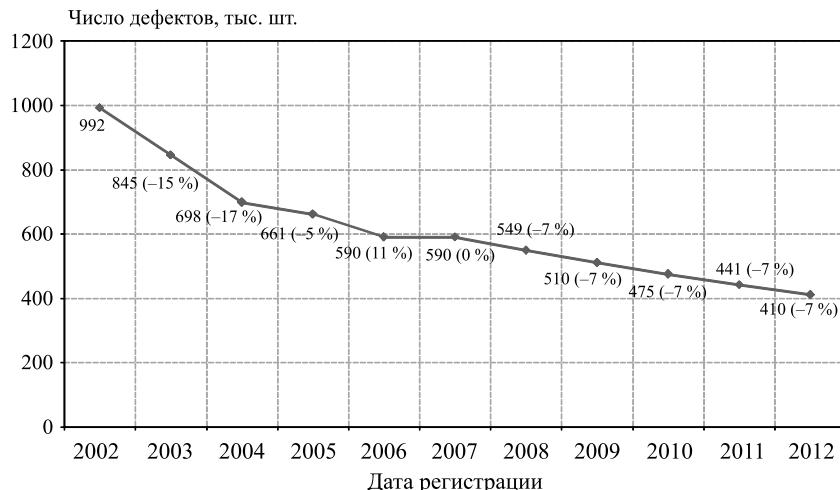


Рис. 1. Традиционный подход к стратегическому планированию качества автомобилей в эксплуатации

лирования всей доступной информации с помощью имеющихся информационно-технических инструментов, её анализ на основе современной исследовательской методологии, а также прогнозирование конкурентоспособности с выработкой предложений по улучшению качества продукции и услуг. То есть аналитическая служба качества современной компании — это интеллектуальное звено, определяющее целевые тренды развития конкурентоспособности корпорации с точки зрения качества.

Рассматривая опыт, отражающий российскую практику автомобилестроения, связанный с назначением целей в области конкурентоспособности и качества, следует сразу же оговориться: разработка целевых индикаторов конкурентоспособности, выработанных на основе единой методологии, с обеспечением всеобъемлющего анализа данных о безотказности продукции, её качестве, удовлетворённости потребителей по самым разным аспектам эксплуатации, анализа конкурентного рынка (бенчмаркинг) — отсутствует до сих пор. На наш взгляд, это существенная проблема, мешающая развитию отечественного автомобилестроения на стратегическом уровне. Иными словами, мы до сих пор слепы и глухи в определении перспективных целей развития конкурентоспособности продукции. Слепы, потому что не видим в полном объёме, как развивается рынок, и как это развитие трансформируется в стратегию конкурентов. Глухи, потому что уровень нашего понимания запросов потребителей явно недостаточен для эффективной выработки стратегии проектирования, производства и обслуживания продукции. Именно поэтому целью настоящей работы избраны разработка и реализация единого подхода для формирования платформы процесса стратегического планирования конкурентоспособности продукции и, соответственно, назначения целей в области качества на примере автомобилестроения.

При оценке конкурентоспособности в сегменте массового потребительского спроса на высокотехнологичную продукцию сегодня по-прежнему наиболее актуален критерий, отражающий соотношение цены

и качества. Однако в силу того, что на рынке работает множество конкурирующих между собой производителей, действующих в постоянно сужающемся ценовом диапазоне, потребительская оценка качества продукции и услуг зачастую существенно отличается. То есть доминирующим фактором конкурентоспособности продукции сегодня является её качество, в том числе с точки зрения потребительской оценки. В этих условиях традиционные подходы стратегического планирования качества неприемлемы. На рис. 1 в качестве примера представлена диаграмма, отражающая первый из рассматриваемых традиционный подход к стратегическому планированию целей в области качества одного из крупнейших отечественных автопроизводителей в период 2002—2012 гг.

Основной смысл подхода к назначению целей компании в области качества заключается в обеспечении поступательного снижения от достигнутого уровня дефектности продукции, находящейся в гарантой эксплуатации. Такой подход отличается простотой процесса назначения целей и, соответственно, простотой организации мониторинга их достижения. При этом в прицел автопроизводителя не попадают как минимум вопросы, связанные с потребительской оценкой качества, а также результаты бенчмаркинговых исследований рынка и т.д.

Отдельно следует отметить, что целевые показатели представляются в абсолютных единицах измерения — число дефектов (шт.) с использованием гарантой базы данных. Но практика конкурентного рынка такова, что из года в год объёмы выпускаемой продукции меняются. В кризис падение продаж может быть очень существенным, а если нет продаж, то и обслуживать нечего — дефектов тоже нет. Тогда следует предположить, что обозначенные перспективные цели могут быть достигнуты без необходимой на то напряжённости в работе компании.

Следовательно, организациям необходимо назначать и вести целевые индикаторы качества продукции, выраженные в относительных единицах, привязанные, например, к объёму выпуска или продаж. В этом случае риски, связанные с неправильным трактованием результатов работы в области качества, минимизируются. По сравнению с первым подходом это обеспечивает переход на новый, лучший уровень аналитической деятельности.

В этом плане одним из современных, признанных на международном уровне, индикаторов является показатель уровня дефектности по группе месяцев эксплуатации, приведённый к 1000 автомобилям с определённой датой выпуска — K%. Использование этого показателя несколько снижает риски неправомерных выводов о качестве, поскольку он привязан к объёму выпуска продукции, имеющей соответствующую дату производства. На рис. 2 представлена диаграмма целей

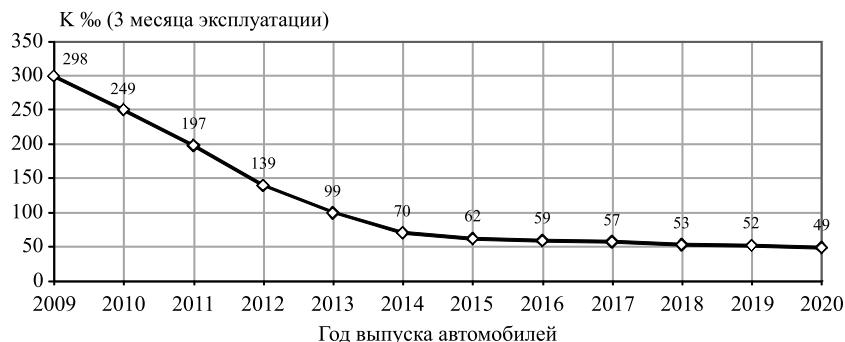


Рис. 2. Современный подход к стратегическому планированию качества автомобилей в эксплуатации

в области качества того же автопроизводителя в период 2009–2020 гг. Однако при таком подходе также существуют ограничения по обеспечению достоверности анализируемых данных, связанные с требованием продаж автомобилей не менее 40 % от объема выпуска в первый месяц и далее не менее 10 % ежемесячно. При выполнении выделенных ограничений достоверность показателя достигает уровня 97 % уже через 6 месяцев непрерывного анализа качества заданной группы автомобилей.

Понятно, что представленный на рис. 2 результат реализации более современного подхода, так же как и традиционный, обладает недостатками, связанными с отсутствием при назначении целей показателей, отражающих потребительскую удовлетворенность качеств-

том, а также результаты бенчмаркинга. Единственным источником информации при реализации данного подхода, так же как и в предыдущем случае, является гарантийная база данных по дефектам для автомобилей в гарантийной эксплуатации.

В процессе обеспечения работы в области качества трансформация и трансляция общей цели компании в соответствующие показатели подразделений является важной задачей. Для её решения требуется провести расчленение общего показателя — цели организации — в группу целевых показателей для подразделений. При этом обычно реализуется два возможных алгоритма назначения целей для подразделений: либо путём равномерного снижения доли дефектности по всем подразделениям; либо путём снижения дефектности в зависимости от значимости вклада конкретного подразделения в формирование обобщённого показателя фактического уровня качества продукции (дифференцированный подход).

Применительно к первому из рассмотренных выше подходов рассчленение и трансляция общей цели в соответствующие цели по подразделениям компании иллюстрируются данными табл. 1. Процесс трансформации цели компании в целевые показатели подразделений на основе реализации второго из рассматриваемых подходов показан в табл. 2.

Таблица 1

Подразделение	Число зарегистрированных дефектов в эксплуатации		Целевой вклад в снижение дефектности на 2008 г., %	7
	Цели на 2007 г.	Цели на 2008 г.		
Компания в целом	590 000	548 700		
Запас	9214	8569		
Всего по подразделениям	580 786	540 131		
Сборка кузова	26 225	24 389		
Механосборка	112 951	105 045		
Металлургическое производство	1217	1132		
Инжениринг	33 305	30 974		
Опытное производство	1514	1408		
Изготовление пластмассовых изделий	693	644		
Прессовое производство	86	80		
Изготовление технологического оборудования и инструментов	151	141		
Управление закупок внешних комплектующих	307 358	285 843		
Управление закупок резинотехнических и пластмассовых изделий	97 286	90 476		

Таблица 2

Подразделение	К %о (по результатам трех месяцев эксплуатации)			Целевой вклад в снижение дефектности на 2011 г., %	
	для автомобилей выпуск		среднее значение		
	01.2010 г.	02.2010 г.			
По моделям компаний в целом	214,15	224,04	250,13	229,44	
Металлургическое производство	1,77	1,47	2,84	2,03	
Механосборка	21,18	15,62	19,37	18,72	
Сборка кузова	8,37	10,27	18,99	12,54	
Изготовление пластмассовых изделий	0,89	1,48	1,84	1,40	
Прочие	4,42	4,41	3,85	4,23	
Инженеринг	1,76	3,23	3,17	2,72	
Управления по закупкам, в целом	175,76	187,56	200,07	187,80	

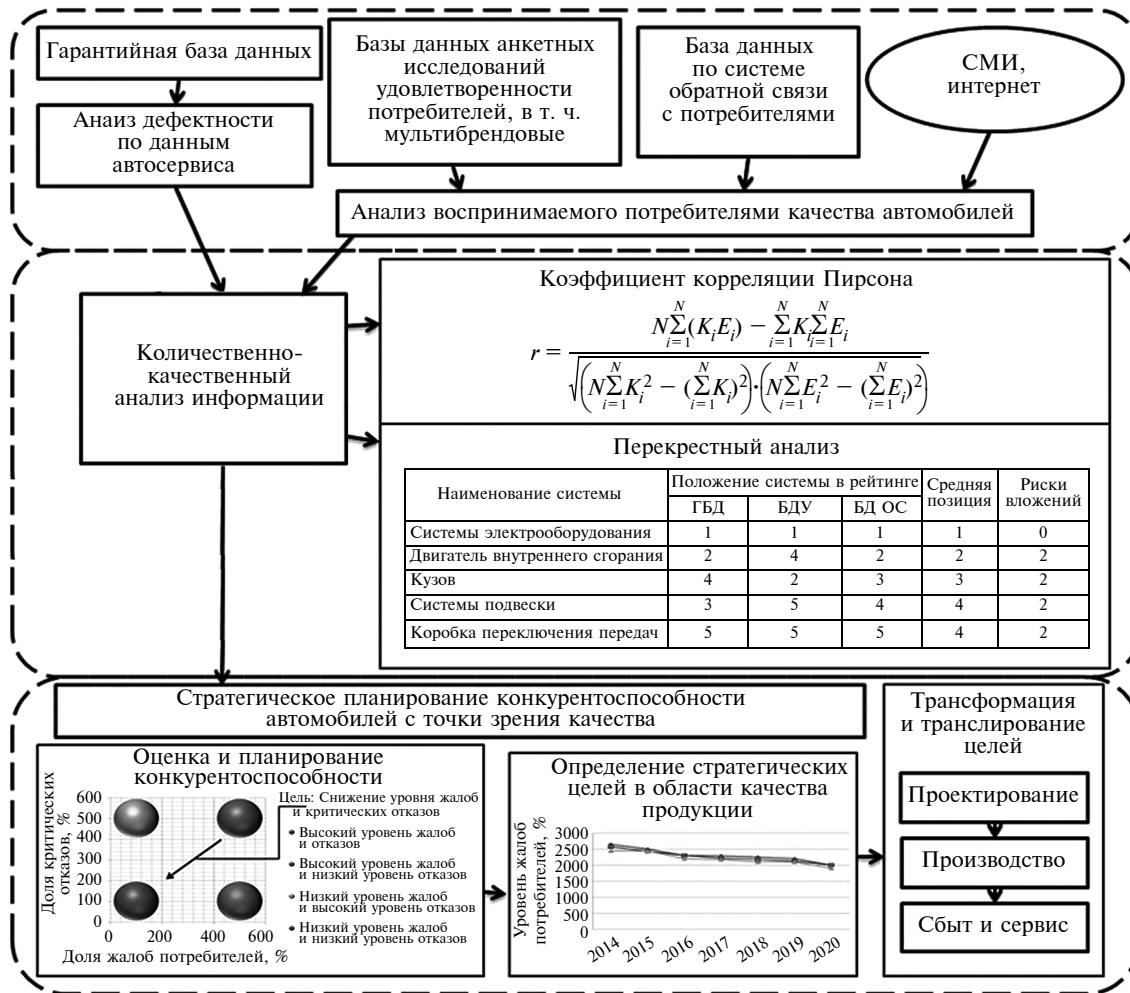


Рис. 3. Концепция разработки нового подхода к стратегическому планированию качества автомобилей в эксплуатации

Основное отличие в процессе трансформации целей по данным этих таблиц заключается в том, что в первом случае цели устанавливаются исходя из необходимости обеспечения равномерного снижения уровня дефектности продукции по каждому из подразделений, а во втором проводится дифференциация целевых показателей в зависимости от вклада конкретных подразделений в общий показатель качества автомобилей К‰. Дифференциальный подход к назначению целей в подразделениях более обоснован, поскольку учитывает вклад каждого подразделения в общее значение целевого показателя.

Подводя промежуточный итог, можно сделать вывод: из показателей, отражающих основные цели в области качества компаний автопроизводителей, наиболее перспективны приведённые количественные показатели, такие как К‰. Процесс трансформации общей цели компании в цели её подразделений должен быть дифференцированным. Также необходимо отметить, что, несмотря на прогрессивность второго подхода, он так же как и первый обладает существенными недостатками: единственный фактор при назначении целей — наличие или отсутствие дефектов, регистрируемых на предприятиях фирменного автосервиса, тогда как мнение потребителей о качестве

продукции не учитывается. Результаты бенчмаркинговых исследований в принципе не влияют на процесс назначения целей. Тем не менее сегодня многие отечественные компании по-прежнему эксплуатируют представленные выше подходы формирования целей в области качества, которые, как мы теперь понимаем, далеко не совершенны.

Исходя из сказанного выше, с учётом практики мировых лидеров отрасли, связанной с внедрением в рассматриваемый процесс индикаторов, отражающих мнение потребителей о качестве продукции, а также результатов анализа конкурентного рынка, актуализируется задача разработки интегрированного подхода к назначению целей, отвечающего современным методологическим требованиям и достижениям. При этом должен рассматриваться целый комплекс факторов, так или иначе влияющих на конкурентоспособность продукции с точки зрения качества.

Концепция предлагаемого подхода к решению поставленной задачи представлена на рис. 3. В структуру концепции органично вписываются все известные сегодня источники информации (верхний уровень), в которых наиболее полно учитываются данные о качестве автомобилей с точки зрения дефектности в эксплуатации, удовлетворённости потребителей, в том числе

результаты мультибрендовых исследований, а также информация, отражающая имиджевую составляющую качества — из специализированных СМИ и Интернет-ресурсов.

Два ключевых вопроса, определяющих проблемные области концепции, — это необходимость разработки критерия оценки адекватности разнородных объёмов информации друг другу, а также проблема совмещения, обработки данных и представления общего результата в виде целевого показателя в рамках единой методологии. Решение данных проблем составляет средний уровень концепции — количественно-качественный анализ информации. Решение первой проблемы заключается в создании инструментов оценки адекватности разных информационных баз данных друг другу. Необходимость внедрения данной оценки вытекает из требований обеспечения достоверности используемых при планировании показателей качества данных. Здесь можно использовать инструменты корреляционного анализа. Например, критерий Пирсона, обеспечивающий, как показывает наш опыт, наилучшие возможности для анализа больших электронных баз данных. В качестве эталонной базы выступает гарантитайская база данных (ГБД). Именно относительно неё проводится основной количественный анализ соответствия баз данных по удовлетворённости, в том числе мультибрендовый (БДУ), и системы обратной связи с потребителями (БДОС). Оценка совместимости с гарантитайской базой осуществляется по сегментам, отражающим регистрируемые на предприятиях фирменного автосервиса дефекты. Естественно, положительный вывод о достоверности информации разных источников делается в случае если коэффициент корреляции больше 0,5. В качестве примера конкретные результаты корреляционного анализа для трёх электронных баз данных по автомобилям 2015 г. выпуска одного из ведущих автопроизводителей представлены в табл. 3.

Часть информации о воспринимаемом потребителями качестве продукции или информации, формирующей имидж с точки зрения качества, представляется в текстовом виде. Объём её не всегда бывает достаточным для перевода через различного рода кодификаторы в количественную или бальную оценки. И здесь дополнительно к корреляционному анализу можно воспользоваться методом перекрестного анализа данных, представляющим собой аналитический метод, состоящий в сопоставлении предварительно ранжированной по определённым принципам информации из разных источников. Если ранжированный перечень одного источника в общем соответствует ранжированным перечням других, то делается вывод о приемлемом уровне соответствия и достоверности информации разных источников для проведения дальнейших исследований (табл. 4).

Анализ данных табл. 3 и 4 позволяет сделать вывод о приемлемом уровне соответствия информационных баз друг другу. Решение второго из выделенных проблемных вопросов заключается в создании системы показателей, отражающих разные аспекты качества, но имеющих одинаковый физический смысл. И в этом

плане с учётом перспективности показателя $K\%$ по его образу и подобию можно разработать дополнительные два критерия оценки воспринимаемого потребителями качества автомобилей в эксплуатации: $E_1\%$ — уровень жалоб потребителей по всем аспектам воспринимаемого качества, рассчитываемый на основе анализа результатов анкетных исследований, в том числе мультибрендовых; $E_2\%$ — уровень претензий потребителей к качеству продукции, рассчитываемый на основе анализа результатов работы с электронной базой данных системы обратной связи. Критерии $E_1\%$ и $E_2\%$, дополняя друг друга, обогащают наше понимание желаний потребителей. Они объединяются в общий показатель, отражающий уровень проблем и жалоб потребителей $E\%$.

Таким образом, разработана система оценки качества информации, используемой при планировании конкурентоспособности продукции, и включающая в себя корреляционный (количественный) и перекрестный (качественный) анализ; выработана система критериев, отражающих разные аспекты качества автомобилей в эксплуатации (дефектность, удовлетворённость), но при этом получаемая по схожим расчётным схемам. Это позволяет двигаться дальше.

Реализация нижнего уровня концепции (рис. 3) — результаты процесса стратегического планирования конкурентоспособности автомобилей с точки зрения качества. Они представлены в виде диаграммы, отражающей цели компании того же автопроизводителя (рис. 4).

В отличие от приведённых выше подходов в предлагаемом, наряду с понятным всем показателем уровня дефектности ($K\%$) учитывается оценка воспринимаемого потребителями качества автомобилей в эксплуатации $E\%$, а целевое положение определяется лучшей практикой рынка в области качества на основе анализа бенчмаркинговых исследований.

Таблица 3

Наименование информационных баз данных	Коэффициент корреляции, r		
	БДУ	ГБД	БДОС
ГБД	0,718		
БДОС		0,937	
БДУ			0,821

Таблица 4

Наименование информационных баз данных	Положение системы в ранжированном перечне проблем			Упоминаемость проблем	
	ГБД	БДУ	БДОС	В СМИ	В Интернет
Система электрооборудования	1	1	1	+	+
Двигатель внутреннего сгорания	2	4	2	+	+
Кузов	4	2	3	+	+
Система подвески	3	5	4	+	+
Коробка переключения передач	5	3	5	-	+

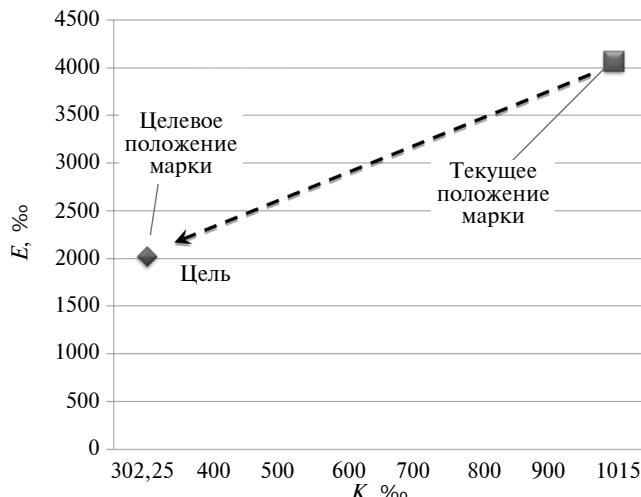


Рис. 4. Перспективный подход к стратегическому планированию качества автомобилей в эксплуатации

На представленной диаграмме нет распределения целей компании по годам. Именно этот аспект определяет стратегию развития в области конкурентоспособности, с точки зрения качества. Компании предстоит самостоятельно определить время, необходимое для достижения лучших показателей качества по

рынку, но при этом нужно учесть, что и конкуренты не стоят на месте.

Процесс трансформации цели компании в показатели подразделений, в случае реализации предлагаемого подхода, представляет собой несколько усложнённый вариант второго из рассмотренных выше подходов. Идея трансформации цели не меняется, она по-прежнему основана на дифференцировании вклада подразделений. Но теперь в круг рассматриваемых критериев, наряду с показателем дефектности, попадает критерий воспринимаемого потребителями качества автомобилей, а следовательно, и дифференциация проводится не только с точки зрения уровня дефектности, но и с точки зрения вклада подразделения в общую оценку удовлетворённости.

В результате работы разработана и реализована современная, отвечающая текущим и перспективным тенденциям, общая платформа процесса разработки целей в области конкурентоспособности автомобилей с точки зрения качества. Применение платформы и её элементов в практике компаний автопроизводителей (и не только их) обеспечивает возможности для детального гармоничного совершенствования системы менеджмента качества и направлено на повышение конкурентоспособности продукции и удовлетворённости потребителей качеством.



В Ташкенте в выставочном комплексе "Узэкспоцентр" состоялась презентация модельного ряда грузовых автомобилей КамАЗ, сборка которых началась в Узбекистане. Мероприятие организовано ПАО "КамАЗ" совместно с партнёром — ведущим машиностроительным предприятием Республики АО "Узавтосаноат".

Производство организовано на площадках предприятия "УзАутоТрейлер", расположенного в городе Джамбай Самаркандской области согласно договору о сотрудничестве, подписенному сторонами в ноябре 2017 года. Сборочные комплексы деталей и комплектующие поставляет АО "Внешнеторговая компания "КамАЗ", а на месте выполняется сборка шасси и монтаж надстроек собственного и совместного производства. Партнёрами совместно разрабатывается стратегия по организации полноценной дилерской и сервисной сети во всех регионах Республики Узбекистан, а также вывода продукции на зарубежные рынки. Обучение технических специалистов по вопросам обслуживания техники организуют в новом учебном центре.

В ходе презентации были представлены самосвалы различной грузоподъёмности, тягачи, спецтехника, контейнеровозы и другие автомобили. В настоящее время модельный ряд собираемых в Узбекистане КамАЗов включает 11 моделей грузоподъ-

ёмностью от 10 до 36 т. В 2018 году партнёры планируют вывести на рынок около 1500 автомобилей, включая газобаллонные. Планируемая же производственная мощность завода — 2 тыс. в год с возможностью увеличения до 5 тыс.

Автомобили "ГАЗель Нэкст" стали призёрами Чемпионата России по ралли-рейдам. I этап Чемпионата России по ралли-рейдам — Баха "Россия — Северный лес" — единственное в мире ралли-рейдовое соревнование, которое проводится в зимних условиях. Скоростные участки трассы перемежаются резкими и скользкими поворотами и опасными трамплинами, узкие лесные дороги ограничивают видимость и заставляют пилотов и штурманов постоянно находиться в максимальной концентрации. За три дня спортсмены преодолели более 520 км занеженных карельских дорог.

Мастерство экипажей, выносливость и высокая проходимость автомобилей ГАЗ обеспечили уверенное выступление команды "ГАЗ Рейд Спорт" в первой гонке сезона. Серебряную награду в категории "Рейд спорт" завоевал экипаж Е. Суховенко/Е. Павлов. Бронзовую — А. Игнатов/О. Нежнов.

Для обоих пилотов — мастера спорта международного класса Евгения Суховенко и мастера спорта Алексея Игнатова — эта гонка стала их первым крупным выступлением в ралли-рейдах. Прежде они выступали только в классических ралли. В составе экипажей призёров выступали

также опытные штурманы команды — Евгений Павлов и Олег Нежнов, победитель и бронзовый призёр Чемпионата России по ралли-рейдам 2017 года.



ЗАО "Тролза" в 2017 году изготовило 270 единиц электрического общественного транспорта: 127 троллейбусов и 143 электробуса с динамической подзарядкой. Поставки осуществлялись как в Россию — Санкт-Петербург, Казань, Новороссийск, Ковров, Березники, для нужд ГТЛК, так и за рубеж: Ош (Киргизия), Росарио (Аргентина).

Первые электробусы с динамической подзарядкой вышли на маршрут № 23 в Приморском районе Санкт-Петербурга в декабре 2017 г. При этом маршрут был удлинён в полтора раза — на 3,5 км (по Богатырскому и Шуваловскому проспектам, не оборудованным контактной сетью), которые в обоих направлениях преодолеваются машиной на автономном ходу (за счёт аккумуляторных батарей). Таким образом, была улучшена транспортная доступность нового квартала без дополнительных вложений в инфраструктуру. Пассажиропоток данного маршрута составляет 10 тыс. пассажиров в день.

Минский автозавод за три года поставил более 1000 автобусов в российские города, которые с 14 июня по 15 июля 2018 года будут принимать Чемпионат мира по футболу. Автобусы закупили 10 российских городов, в том числе Москва и Санкт-Петербург. Во время соревнований пассажирскую технику планируют использовать для перевозки спортивных болельщиков, а в остальное время — на городских и пригородных маршрутах. Белорусские автобусы выделяются своей надежностью и ассоциируются с европейским комфортом, который ожидают увидеть гости финального турнира FIFA. Так, низкопольный МАЗ 206 оборудован 218-сильным двигателем "Мерседес-Бенц" экологического класса Евро-5 и шестиступенчатой коробкой передач "Аллисон". В салоне — 24 сиденья для пассажиров и место для инвалидной коляски, на которой можно заехать в автобус по выдвижному пандусу. "Футбольные" автобусы специально оснащают камерами видеонаблюдения, большим информационным табло в салоне и сдвижными форточками для лучшей вентиляции. Ожидается, что Белорусские автобусы будут приобретать и к другим спортивным соревнованиям. В частности, они могут найти применение на "Зимней универсиаде", которая пройдет в Красноярске в 2019 году.



На заводе двигателей КамАЗа завершается комиссия сдача линии обработки головки блока цилиндров рядного шестицилиндрового двигателя (по проекту "Тибет").

Линия состоит из шести обрабатывающих центров, двух моечных машин, двух роботизированных комплексов по запрессовке седел, направляющих втулок, заглушек и других комплектующих, а также двух станций испытания на герметичность. Скоро здесь появится ручной меритель, с помощью которого будут проводиться необходимые замеры для качественного выпуска деталей. За качеством будут следить очень пристально: если головка блока цилиндра придет на очередную операцию с каким-либо дефектом, компьютер сообщит об этом, и деталь с конвейера снимут.

Процесс изготовления деталей следующий. Отливка, пришедшая с литейного завода, попадает в маркиратор. Здесь ей

присваивается индивидуальный номер и QR-код, оничитываются сканером и заносятся в компьютер. Затем обрабатывается базовая плоскость и сверлятся отверстия, которые будут использоваться для базирования на следующих операциях. После механической обработки деталь по конвейеру попадает на станцию запрессовки седел и направляющих втулок, которые охлаждаются в азоте. Перед этим она проходит через промывочную и моечную камеры, специальный охлаждающий тоннель. Деталь отправляется на чистовую обработку, финишную мойку, станцию запрессовки заглушек и проходит проверку на герметичность. Перед отправкой на конвейер сборки двигателей оператор и контролёр ОТК принимают детали по результатам проведенных измерений в течение всего цикла изготовления, вся информация об этом высвечивается на мониторе. Обслуживать новую линию будут десять человек в смену. Пока набрано четыре наладчика и один оператор, они прошли обучение, ознакомившись с каждой операцией отдельно. В дальнейшем планируется доукомплектовать штат, а новичков, в свою очередь, обучит нынешний персонал.

На первом этапе планируется выпускать 72 тыс. головок блока цилиндров в год. Позднее при выпуске на заводе двигателей 30 тыс. рядных "шестерок" линия будет производить до 180 тыс. деталей.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.8.032.-256

РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ДОРОЖНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ВЫБОРЕ МОЩНОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ

ШАБАНОВ А.А., ЕНИН А.А., ВОЛКОВ Д.В.,
канд. техн. наук ШАБАНОВ А.В.
Московский политехнический университет (МАМИ),
Центр испытаний НАМИ (saaha-1955@mail.ru)

Проведены расчётные исследования дорожных нагрузок расчётным и экспериментальным методами на режимах движения автомобиля в городском цикле Правил № 83 ООН. Предложенный расчётный метод позволил смоделировать процесс движения автомобиля в испытательном цикле и показал возможность количественного определения энергии движения и энергии рекуперации при торможении автомобиля.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, нагрузки движения, Правила № 83 ООН, моделирование движения, мощность силовой установки, рекуперация при торможении.

Shabanov A.A., Enin A.A., Volkov D.V., Shabanov A.V.
CALCULATION-EXPERIMENTAL METHOD
FOR DETERMINING THE COMPONENTS
OF THE ROAD LOAD WHEN CHOOSING THE POWER
OF THE POWER PLANT OF THE CAR

The article deals with computational studies of road loads using the calculated and experimental method on the modes of vehicle movement in the city cycle of the UN No. 83 Regulation. The proposed calculation method allowed to simulate the process of car movement in the test cycle and showed the possibility of quantitative determination of the energy of motion and energy of recovery when the car brakes.

Keywords: hybrid car, traffic loads, UN Regulation No. 83, traffic simulation, power plant power, regeneration during braking.

Один из главных вопросов, стоящих перед разработчиками гибридного автомобиля, — выбор мощности силовых агрегатов комбинированной энергоустановки. Из анализа технической литературы видно, что у западных специалистов пока нет единого подхода к данному вопросу. Об этом свидетельствуют различия в выборе мощности электроустановок и в применяемых

конструкторских решениях, а также в достигнутой на разных образцах гибридных автомобилей топливной экономичности [1].

Для традиционного автомобиля выбираемая мощность ДВС, при прочих равных условиях, определяется полной массой транспортного средства, необходимыми динамическими качествами и скоростью движения. Анализ автомобильных каталогов показывает, что мощностные показатели разных автомобилей одного типа значительно отличаются друг от друга. При определённой массе автомобиля мощность определяется величиной ускорения и конечной скоростью разгона. Завышенная мощность и, соответственно, рабочий объём двигателя позволяют иметь достаточно интенсивную разгонную характеристику и высокую максимальную скорость. Но это приводит к существенному увеличению расхода топлива, причём как на режимах максимальных нагрузок, так и на малых нагрузках [2]. На гибридном автомобиле используют ДВС меньшей мощности, так как силовая установка включает ещё и электродвигатель, а суммарная мощность силовой установки получается не меньшей, чем у традиционного автомобиля.

Для эксплуатации автомобилей в городских условиях характерна низкая степень использования максимальной мощности двигателя. Результаты испытаний и анализ работ, выполненных ранее исследователями, работающими в данном направлении, показывают, что выбираемая мощность силовой установки и ДВС существенно влияет на расход топлива автомобилем, на его энергоэффективность. Повысить удельную мощность силовой установки гибридного автомобиля можно как изменением рабочего объёма ДВС или применением турбонаддува, так и применяя более мощный электродвигатель. При этом форсировка ДВС по мощности за счёт применения системы наддува даёт существенную прибавку в топливной экономичности, так как в данном случае доля механических потерь в общем энергетическом балансе у форсированного ДВС значительно меньше, чем у обычного двигателя [2].

Условия эксплуатации автомобилей могут быть разнообразны: магистральные, пригородные, городские. При решении задач по выбору параметров силовой установки гибридного автомобиля необходимо знать величины нагрузок при поступательном движении и при разгоне. Для определения этих величин необходимо выбрать режимы установившегося движения и режимы движения ускоренного. Для этой цели наиболее подходят испытательные циклы. Они могут быть использованы для сравнительной оценки топливной экономичности и экологической безопасности различных АТС. Циклы содержат типовые эксплуатационные режимы движения, выбор которых осуществляется при использовании статистических данных при эксплуатации автомобилей. Базируются данные циклы на статистических данных, однако они все же остаются условными и предназначены для сравнительной оценки показателей АТС, что следует учитывать.

В настоящее время в России и за рубежом большое распространение при испытаниях автомобилей получил ездовой цикл Правил ООН, имитирующий ре-

жимы движения в городе и на магистрали. Этот цикл отличается простотой структуры, высокой степенью воспроизводимости (в этом его преимущество по отношению к другим циклам с неустановившимися режимами, например, принятymi в США и Японии) и возможностью использования обычной недорогой измерительной аппаратуры. Все скоростные и нагрузочные режимы, а также условия испытаний по циклам стандартизованы Правилами № 83 ООН и Российской Регламентами по безопасности АТС.

Европейский городской цикл Правил № 83 ООН содержит набор операций и этапов движения автомобиля. Каждая операция городского цикла характеризуется нагрузочными и скоростными режимами, т.е. мощностью, необходимой для движения автомобиля. Зная рабочие параметры нагружения ДВС автомобиля по городскому циклу и характеристики ДВС, можно расчёты путём определить мощностной баланс энергетической установки. Составляющие дорожной нагрузки в цикле движения автомобиля определяют экспериментальным методом с применением выбега автомобиля на динамометрическом стенде с беговыми барабанами и расчёты методом по теоретическим формулам. Целью данной работы являлось сравнение двух методов.

Определение составляющих дорожной нагрузки расчётыным методом

Составляющие дорожной нагрузки определяют мощность двигателя. Если построить в графическом виде суммарную мощность сопротивления движения автомобиля в функции скорости и мощность двигателя в тех же координатах, то пересечение мощностей определит значение максимальной скорости. Расчёты по составляющим, входящим в уравнения движения автомобиля, показывают, что наибольшее значение на мощность имеют потери при разгоне. Мощность при определённой массе автомобиля и моменте его инерции определяется величиной ускорения и конечной скоростью разгона.

Среднее значение мощности при движении по циклу в выбранном интервале времени можно определить расчёты путём по формуле 1 (табл. 1). Коэффициент δ_j , учитывающий влияние инерции вращающихся масс, можно принять по табличным справочным данным либо рассчитать по формуле 2. В последнюю входят коэффициент учёта инерции вращающихся масс двигателя (формула 3) и коэффициент инерции колёс (формула 4). Таким образом, формула 2 в развернутом виде приобретает вид 5.

Сила инерции автомобиля P_j определяется по формуле 6. Расчёт ускорений (j) показывает, что вторая и третья составляющие в уравнении примерно на порядок меньше первой и не оказывают существенного влияния на величину ускорения разгона. В фазе разгона испытательного цикла время разгона автомобиля на передаче разбивается на элементарные отрезки Δt . В пределах выбранного интервала скорость автомобиля считается постоянной (средней на интервале \bar{V}_a) и рассчитываются все параметры автомобиля, как и в случае равномерного движения, но с учётом инерции.

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\bar{N}_j = \frac{G_a}{g} j_a \delta_j \frac{\bar{V}_a}{3,6}$	G_a — вес автомобиля (H); \bar{V}_a — среднее значение скорости автомобиля в выбранном интервале времени цикла; j_a — момент инерции автомобиля, δ_j — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс
2	$\delta_j = 1 + \sigma_1 + \sigma_2$	—
3	$\sigma_1 = \frac{J_e i_{tp}^2 \eta_{tp} g}{G_a r_k^2}$	J_e — момент инерции двигателя ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$); r_k — радиус качения колеса (м); i_{tp} — общее передаточное число трансмиссии; η_{tp} — КПД трансмиссии; g — ускорение свободного падения
4	$\sigma_2 = \frac{\Sigma J_k g}{G_a r_k^2}$	J_k — момент инерции одного колеса с шиной в сборе ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$)
5	$\delta_j = 1 + \frac{I_3 i_{tp}^2 \eta_{tp}}{G_a r_k^2} g + \frac{\Sigma I_k}{G_a r_k^2} g$	—
6	$P_j = M_a \delta j$	M_a — общая масса автомобиля; δ — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс (по справочным данным); j — ускорение автомобиля
7	$\bar{N}_f = G_a f_0 (1 + 4 \cdot 10^{-5} \bar{V}_a^2) \frac{\bar{V}_a}{3,6}$	f_0 — коэффициент сопротивления качению
8	$\bar{N}_w = \frac{c_x}{2} \rho F \frac{\bar{V}_a^3}{3,6^3}$	c_x — коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ — плотность воздуха; F — площадь попечного сечения автомобиля
9	$\bar{N}_{K\Sigma} = \bar{N}_f + \bar{N}_w + \bar{N}_j$	—
10	$F = (a + bV^2) \pm 0,1F_{80}$	F — общее усилие, поглощённое динамометрическим стендом; a — значение, эквивалентное сопротивлению качению (H); b — значение, эквивалентное коэффициенту аэродинамического сопротивления ($H/(\text{км}/\text{ч})^2$); V — скорость ($\text{км}/\text{ч}$); F_{80} — усилие при 80 км/ч (H)
11	$F = \frac{M_i \Delta V}{t}$	M_i — эквивалентная инерция; ΔV — отклонение скорости; t — время замедления барабана с 85 до 75 км/ч
12	$N = FV$	—
13	$E = \sum_{t_h}^{t_k} N \Delta t$	—
14	$E_{\text{нак}}^{\text{пек}} = \left(\sum_{t_h}^{t_k} N_{\text{пек}} \Delta t \right) \eta$	—

Так как зависимость скорости от времени при разгоне линейная, то ускорения на каждой передаче можно считать постоянными и равными отношению разницы конечной и начальной скорости к разнице конечного и начального времени [3].

Приведём пример расчёта ускорения автомобиля при изменении скорости от 0 до 15 км/ч за время 5 с при его движении в первой фазе разгона в цикле Правил № 83 ООН:

$$j_{a1} = \frac{V_{k1} - V_{h1}}{3,6 \cdot (t_{k1} - t_{h1})} = \frac{15 - 0}{3,6 \cdot (5 - 0)} = 0,833 \text{ м/с}^2.$$

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению на участке Δt , [2] определяется по формуле 7; средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха на участке Δt [3], — по формуле 7. Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления на отдельном участке движения в городском цикле Δt [3], — по формуле 9.

Определение нагрузки на колёса автомобиля на динамометрическом стенде экспериментальным методом

Нагрузка на динамометрическом стенде с беговыми барабанами определяется контрольной массой транспортного средства. Тормоз, поглощающий и имитирующий дорожную нагрузку, регулируют на поглощение усилия, передаваемого на ведущие колёса автомобиля при постоянной скорости 80 км/ч в соответствии с рекомендацией Правил № 83 ООН, содержащейся в табл. 2.

Усилие, поглощённое тормозом в диапазоне скоростей от 0 до 120 км/ч, рассчитывают в соответствии с Правилами № 83 ООН по формуле 10 (см. табл. 1) [4]. Коэффициенты a — значение, эквивалентное сопротивлению качению, и b — значение, эквивалентное коэффициенту аэродинамического сопротивления, выбираются по таблице исходя из контрольной массы транспортного средства. По формуле можно рассчитать усилие нагружения и мощность на различных режимах цикла.

Поглощённое усилие от инерционной нагрузки на барабане рассчитывается по формуле 11 [4], где F — поглощённое усилие (H), M_i — эквивалентная инерция 1020 кг при массе автомобиля 1170 кг, ΔV — отклонение скорости в м/с (10 км/ч = 2,775 м/с, см. таблицу 2.15 Правил № 83 ООН), t — время, за которое вращение барабана замедляется с 85 до 75 км/ч.

Мощность рассчитывается исходя из расчётного усилия и скорости автомобиля по формуле 12.

Перед испытаниями необходимо определить момент сопротивления качению колёс автомобиля при их качении по барабанам стенда. Для этого на испытательном стенде снимается нагрузка с барабанов. Результаты расчёта (по выбегу с 120 км/ч) приведены в табл. 3. По регистрируемым параметрам (частота вращения барабанов, частота вращения ротора электродвигателя, ток и напряжение на электродвигателе, тормозной момент на барабанах) можно вычислить мощность на барабанах.

Таблица 2

Контрольная масса транспортного средства, кг	Эквивалентная инерция, кг	Поглощаемые динамометрическим стендом		Коэффициенты дорожной нагрузки	
		мощность, кВт	усиление, Н	a (Н)	b (Н/(км/ч))
1080 < RW ≤ 1190	1130	6,3	284	6,4	0,0433
1190 < RW ≤ 1305	1250	6,7	302	6,8	0,0460
1305 < RW ≤ 1420	1360	7,0	315	7,1	0,0481

Таблица 3

Скорость		$P_{изм}$, кВт	$P_{дор}$ (теор), кВт	$P_{трансм}$ (потери), кВт	$P_{стенд}$, кВт	$F_{стенд}$, Н
км/ч	м/с					
120	33,3	30,9	26,3	5,0	21,2	637
110	30,6	24,9	20,7	4,2	16,5	540
100	27,8	19,8	16,1	3,7	12,3	446
90	25	15,7	12,2	3,5	8,7	349
80	22,2	12,0	9,1	2,9	6,2	278
70	19,4	9,1	6,6	2,5	4,0	208
60	16,7	6,5	4,6	1,9	2,7	162
50	13,9	4,8	3,1	1,7	1,4	103
40	11,1	3,3	2,0	1,3	0,7	69
30	8,3	2,2	1,2	0,9	0,3	40
20	5,6	1,3	0,7	0,6	0,14	25
10	2,8	0,6	0,3	0,3	0,06	22

Таблица 4

№	Параметр	Значение
1	Полная масса автомобиля G_a , кг	1170
2	Ускорение свободного падения g , м · с ⁻²	9,8
3	Момент инерции автомобиля J_a , кг · м ²	2,34
4	Коэффициент учета вращающихся масс σ_j	1,05
5	Средняя скорость на участке V_a , км/ч	var
6	Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x	0,32
7	Плотность воздуха ρ , кг · м ⁻³ (при +20)	1,2
8	Площадь поперечного сечения автомобиля F , м ²	1,8
9	Коэффициент сопротивления качению f_0	0,01
10	Радиус качения колеса R , м	0,596
11	Передаточное число главной передачи i_0	3,7
12	КПД трансмиссии η , %	0,98
13	Момент инерции вращающихся деталей двигателя и сцепления I_e , кг · м ²	0,08
14	Суммарный момент инерции колес автомобиля Σ_{k^2} , кг · м ²	1,05
15	Передаточное число 1-й передачи	3,6
12	Передаточное число 2-й передачи	1,95
13	Передаточное число 3-й передачи	1,35
14	Передаточное число 4-й передачи	0,941
14	Передаточное число 5-й передачи	0,784

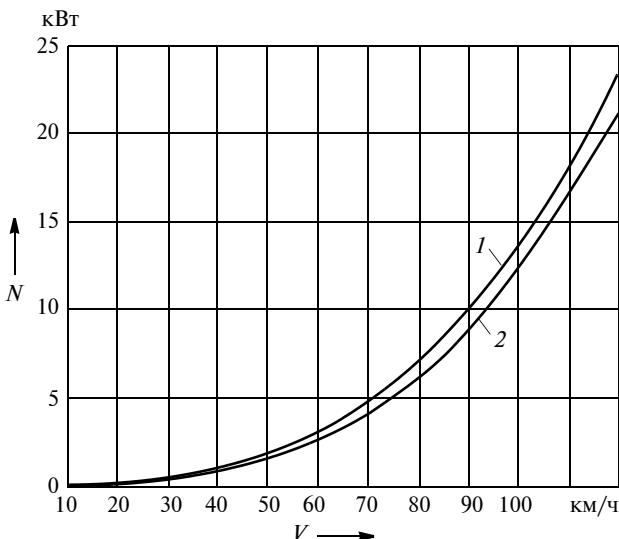


Рис. 1. Мощности, полученные экспериментальным (1) и расчётным (2) методами

На рис. 1 приведено сравнение мощностей движения автомобиля, определённых различными методами. Как видим, отличаются они на ~10 %, что свидетельствует о хорошей корреляции двух методов. Причём, если для экспериментального метода требуется проведение испытаний автомобиля и динамометрический стенд, то для используемого расчётного метода не требуется дорогостоящего и сложного оборудования. Моделирование процессов движения автомобиля по испытательным циклам, подбор мощностей силовой установки и алгоритма её работы можно выполнять с помощью известных программ на персональном компьютере.

Моделирование движения автомобиля в городском цикле Правил № 83 ООН

Расчёты составляющих дорожной нагрузки мощностей проводились с помощью программы "Excel". В табл. 4 приведены исходные данные для расчёта дорожной нагрузки в цикле Правил № 83 ООН. Максимальная скорость находится в точке пересечения кривой мощности ДВС на внешней скоростной характеристике, перестроенной с учётом передаточного числа трансмиссии и мощности дорожного сопротивления. Разница этих мощностей определяет динамические качества автомобиля. Динамические качества автомобиля зависят от величины максимального крутящего момента двигателя и его расположения на внешней скоростной характеристике.

Результаты расчёта параметров дорожной нагрузки на режимах движения автомобиля в городском цикле Правил № 83 ООН и энергии движения автомобиля по циклу представлены в табл. 5. Энергия цикла на каждой операции рассчитывалась исходя из мощности, затрачиваемой на движение автомобиля и времени движения автомобиля на данном участке городского цикла по формуле 13 (табл. 1) [5]. Выполненные расчёты показывают, что для движения автомобиля на 5-й передаче с установленной скоростью 173 км/ч требуется мощность силовой установки $N = 64$ кВт (рис. 2).

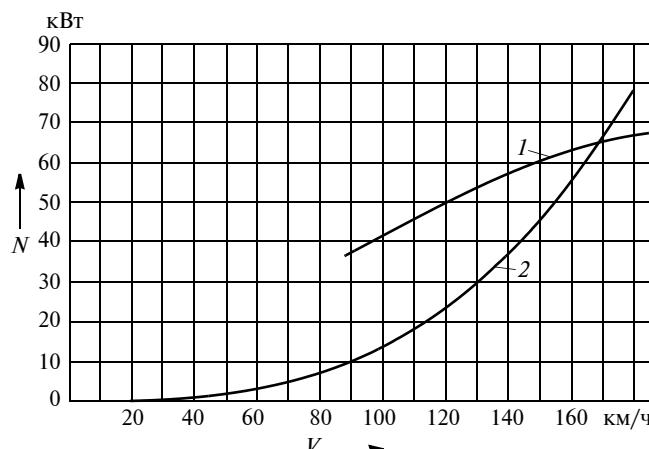


Рис. 2. Мощности ДВС по внешней скоростной характеристики (1) и затрачиваемая на движение (2) в зависимости от скорости автомобиля

На операциях 4, 5, 11, 12, 20, 23 и 24 цикла осуществляется замедление автомобиля, а значит, возможна рекуперация энергии. И такая функция для современных автомобилей с комбинированными силовыми установками является обязательной, позволяя значительно улучшить экономическую характеристику и

увеличить ресурс элементов тормозной системы гибридных АТС. Правила ЕЭК ООН № 13, № 13Н предъявляют целый ряд требований к их функционированию в составе тормозного управления. Уровень рекуперации энергии зависит от интенсивности торможения, степени зарженности тяговой батареи, конструкции силового привода. Возможность преобразования механической энергии торможения в электрическую ограничена ёмкостью тяговой батареи. При полном её заряде режим рекуперации энергии может автоматически выключиться.

При интенсивности торможения до 1 м/с^2 уровень рекуперации энергии в городском цикле будет максимальным. При интенсивных и экстренных торможениях уровень рекуперации снижается, поскольку она в большей степени поглощается механической системой тормозов. Интегрирование мощностей при замедлении на каждом этапе позволяет определить рекуперируемую энергию. При этом нельзя не учесть КПД электроагрегатов силовой установки (КПД генератора $\eta_{\text{ген}} = 0,75$, КПД преобразователя энергии $\eta_{\text{пр}} = 0,8$, КПД аккумуляторной батареи при зарядке $\eta_{\text{зар}} = 0,85$). С учётом этой корректировки рекуперируемая энергия при замедлении определяется по формуле 14.

Таблица 5

№	Операция цикла	Параметры дорожной нагрузки на режимах движения автомобиля в городском цикле Правил № 83 ООН					$E, \text{ Дж}$
		$V_{a cp}, \text{ км/ч}$	$N_j, \text{ вт}$	$N_w, \text{ вт}$	$N_f, \text{ вт}$	$N_{\text{сум}}, \text{ вт}$	
1	Холостой ход	0	0	0	0	0	0
2	Ускорение	7,5	158,8291	3,125	24,42984	186	746
3	Постоянная скорость	15	317,6582	25	49,18875	74	668
4	Замедление	7,5	158,8291	3,125	24,42984	186	373
5	Замедление рекуперативное	5	105,8861	0,925926	16,26625	123	369
6	Холостой ход	0	0	0	0	0	—
7	Ускорение	7,5	158,8291	3,125	24,42984	186	932
8	Переключение передач	15	317,6582	25	49,18875	—	—
9	Ускорение	23,5	497,6646	96,13241	78,06212	672	3359
10	Постоянная скорость	32	677,6709	242,7259	108,2598	351	8424
11	Замедление	16	338,8354	30,34074	52,53248	422	3374
12	Замедление с выкл. сцеплением	5	105,8861	0,925926	16,26625	123	369
13	Холостой ход	0	0	0	0	0	0
14	Ускорение	7,5	158,8291	3,125	24,42984	186	932
15	Переключение передач	15	317,6582	25	49,18875	—	—
16	Ускорение	25	529,4304	115,7407	83,28125	728	6556
17	Переключение передач	35	741,2025	317,5926	119,3238	—	—
18	Ускорение	42,5	900,0317	568,6343	148,1045	1617	12934
19	Постоянная скорость	50	1058,861	925,9259	178,75	1105	13256
20	Замедление	42,5	900,0317	568,6343	148,1045	1617	12934
21	Постоянная скорость	35	741,2025	317,5926	119,3238	437	5680
22	Переключение передач	35	741,2025	317,5926	119,3238	—	—
23	Замедление	22,5	476,4874	84,375	74,60578	551	3858
24	Замедление с выкл. сцеплением	5	105,8861	0,925926	16,26625	123	369
25	Холостой ход	0	0	0	0	0	0

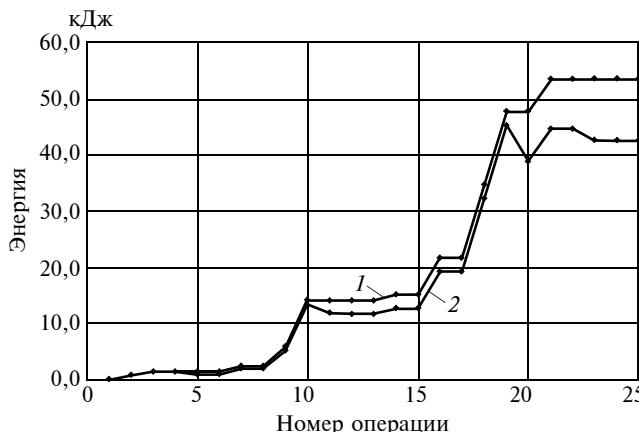


Рис. 3. Энергия движения автомобиля по городскому циклу Правил № 83 ООН:
1 — без рекуперации; 2 — с учётом рекуперации

Результаты такого расчёта для городского цикла приведены на рис. 3. Сопоставление кривых позволяет оценить возврат энергии рекуперации на аккумуляторную батарею, который может максимально составить 20 % в общем энергетическом балансе. Следует отметить, что в данном примере расчёт выполнен без

учёта заряда батареи от ДВС. Но в общем случае необходимо принимать во внимание алгоритм работы силовой установки, который такой заряд обязательно предусматривает. При этом мощность ДВС разделяется: одна часть идёт на генератор и далее на аккумуляторную батарею, другая — на тяговый электродвигатель.

Литература

- Шабанов А.А. Выбор мощности для гибрида // Журнал "Энергоэффективность и энергосбережение", № 11–12. 2013. С. 83–86.
- Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К вопросу выбора мощности ДВС энергетической установки гибридных автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 1 (78). — С. 26–29.
- Карпухин К.Е. Принципы и алгоритм управления автомобилем с гибридной силовой установкой. Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ "МАМИ" 2008. 20 с.
- Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателя. Правила № 83 ООН. Дата вступления в силу: 30 декабря 1992 года.
- Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К расчёту баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. — 2014. — № 1 (84). — С. 24–27.

УДК 629.114

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ АВТОМОБИЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

Кандидаты техн. наук ГЕРАЩЕНКО В.В., КОВАЛЕНКО Н.А., ЛОБАХ В.П., БИЛЫК О.В.

Белорусско-Российский университет (+375222-23-04-26)

Предложена усовершенствованная система автоматического управления скоростью движения автомобиля, обеспечивающая повышение его проходимости и производительности за счёт использования в системе такого информационного параметра, как приведённый к валу двигателя момент сопротивления движению.

Ключевые слова: автомобиль, система автоматического управления, момент сопротивления движению, проходимость, производительность, датчик крутящего момента, дифференцирующая цепь, триггер.

Gerashchenko V.V., Kovalenko N.A., Lobach V.P., Bilyk O.V.
SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF VEHICLE SPEED DEPENDING ON THE RESISTANCE MOVEMENT

The improved system of automatic control of vehicle speed, providing the increase of its permeability and productivity through the system's use of such information as reduced to motor shaft moment of resistance to movement.

Keywords: car, an automatic control system, the moment of resistance, permeability, performance, torque sensor, a differentiating circuit, the trigger.

Основной недостаток известной и широко применяемой на автомобилях замкнутой автоматической системы управления скоростью — недостаточное её быстродействие, что в условиях эксплуатации отражается в таких свойствах, как проходимость и производительность.

Объясняется это тем, что при увеличении момента сопротивления движению автомобиля, а следовательно и приведённого момента к коленчатому валу ДВС (рис. 1), происходит снижение его угловой скорости в соответствии с дифференциальным уравнением 1-го порядка:

$I_{\text{пр}} \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_{nc}$, где $I_{\text{пр}}$ — приведённый к валу двигателя внутреннего сгорания момент инерции всех поступательно и вращательно движущихся масс автомобиля; $\frac{d\omega_d}{dt}$ — производная от угловой скорости вращения вала двигателя; M_d — вращающий момент двигателя внутреннего сгорания; M_{nc} — приведённый к валу двигателя внутреннего сгорания момент сопротивления движению автомобиля.

График снижения угловой скорости коленчатого вала, которое про-

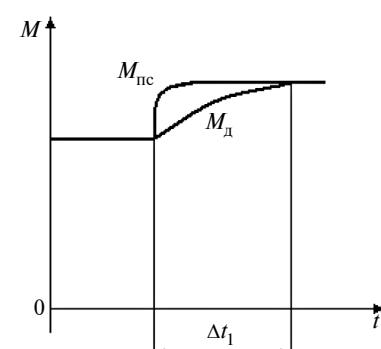


Рис. 1. Изменение моментов во времени при увеличении сопротивления движению автомобиля в известной системе управления

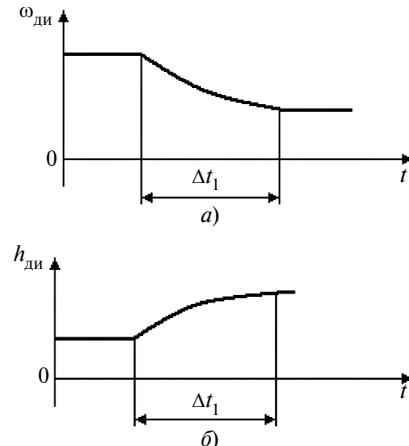


Рис. 2. Изменение частоты вращения коленчатого вала ДВС (а) и подачи топлива (б) при увеличении сопротивления движению автомобиля в известной системе управления

исходит за достаточно длительное время Δt_1 по апериодической кривой первого порядка, приведён на рис. 2, а. При этом системой автоматического управления увеличивается подача топлива h_{di} за такое же время Δt_1 , в течение которого происходит и увеличение вращающего момента двигателя внутреннего сгорания до нового уровня приведённого к валу двигателя момента сопротивления M_{nc} (рис. 2, б). Скорость движения автомобиля падает, соответственно, снижаются его проходимость и производительность. Это происходит из-за конструктивных особенностей применяемой на автомобилях системы автоматического управления с использованием датчика частоты вращения коленчатого вала [1]. Таким образом, возникает необходимость в снижении этого времени задержки в подаче топлива.

Для повышения быстродействия системы управления авторами предлагается использовать такой информационный параметр, как приведённый к коленчатому валу двигателя момент сопротивления движению, величина которого может измеряться датчиком момента [2]. В зависимости от значения этого момента и формируются управляющие сигналы на изменение скорости движения.

Система управления (рис. 3) содержит последовательно кинематически соединённые двигатель 10 внутреннего сгорания с педалью 1 управления подачей топлива, короб-

ку 47 передач, главную передачу 48, ведущее колесо 46, сумматор 13 с двумя входами 11 и 14 и выходом 12, датчик 2 перемещения педали управления подачей топлива, выход 3 которого соединён с первым входом 11 сумматора 13; датчик 4 крутящего момента, установленный на упругом валу 31, соединяющем двигатель внутреннего сгорания с коробкой передач; последовательно соединённые усилитель 15 и электронный блок 22 управления; исполнительный элемент, выполненный в виде электромагнитной форсунки 32, ввёрнутой в камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания, с обмоткой 33, соединённой с выходом электронного блока 22 управления; инвертор 23, выполненный на транзисторном усилителе 25 и резисторе 24 по схеме с общим эмиттером. При этом вход транзис-

торного усилителя 25 соединён с выходом датчика 4 крутящего момента, выход транзисторного усилителя 25 соединён со вторым входом 14 сумматора 13, а выход 12 сумматора 13 соединён с усилителем 15, образуя при этом соединение отрицательную жёсткую обратную связь по моменту.

Датчик 4 крутящего момента состоит из установленных по концам упругого вала 31 двигателя внутреннего сгорания металлических дисков 21, 42 с радиальными прорезями и выступами; преобразователей 20, 41 импульсных, установленных с обеспечением возможности прохождения выступов и прорезей каждого из дисков 21, 42 возле соответствующего преобразователя 20, 41; дифференцирующих цепей 9, 40 с отсекающими диодами 8, 29, соединённых с выходами

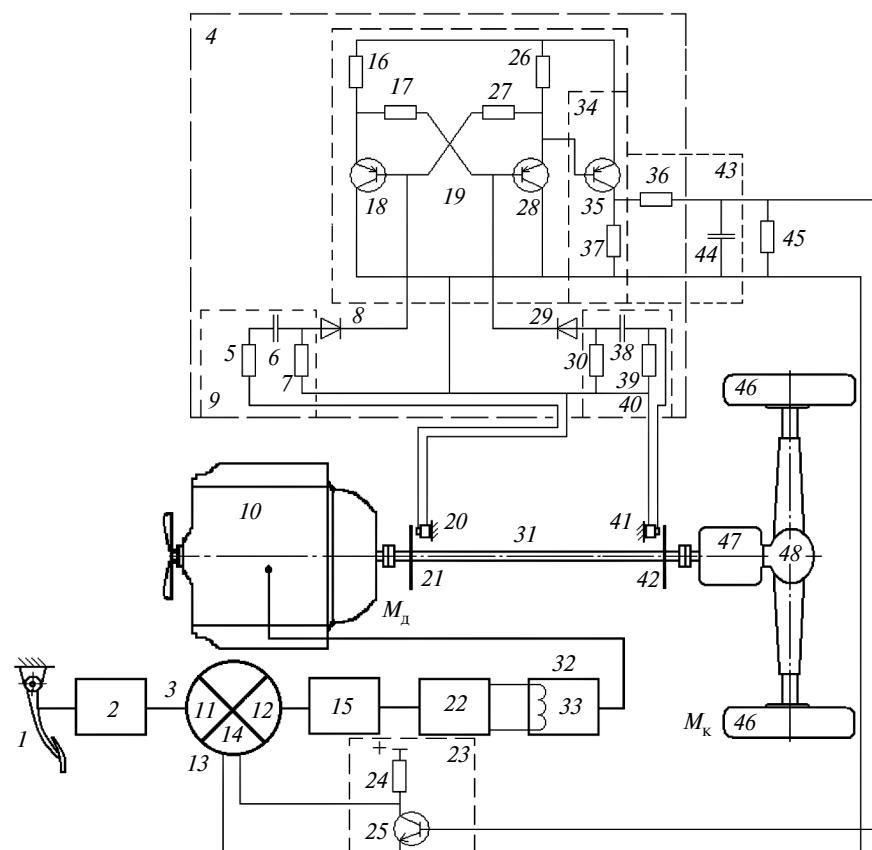


Рис. 3. Функциональная схема усовершенствованной автоматической системы управления скоростью автомобиля по моменту сопротивления движению:

1 — педаль управления подачей топлива; 2 — датчик перемещения педали; 3 — выход датчика перемещения педали; 4 — датчик момента; 5, 7, 16, 17, 24, 26, 27, 30, 36, 37, 39, 45 — резисторы; 6, 38, 44 — конденсаторы; 8, 29 — диоды; 9, 40 — дифференцирующие цепи; 10 — двигатель внутреннего сгорания; 11 — первый вход сумматора; 12 — выход сумматора; 13 — сумматор; 14 — второй вход сумматора; 15 — усилитель; 18, 25, 28, 35 — транзисторы; 19 — триггер; 20, 41 — импульсные преобразователи; 21, 42 — металлические диски с выступами и прорезями; 22 — электронный блок управления; 23 — инвертор; 31 — упругий вал; 32 — электромагнитная форсунка; 33 — обмотка электромагнитной форсунки; 34 — эмиттерный повторитель; 43 — интегрирующая цепь; 46 — ведущее колесо; 47 — коробка передач; 48 — главная передача

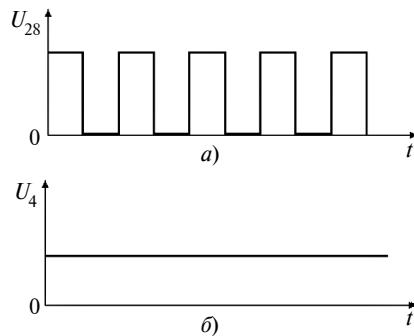


Рис. 4. Напряжение на выходе транзистора 28 (а) и на выходе датчика момента (б)

преобразователей 20, 41; триггера 19, выполненного на первом 18 и втором 28 транзисторах и четырёх резисторах 16, 17, 26, 27, при этом базы транзисторов 18, 28 соединены с выходами дифференцирующих цепей 9, 40; эмиттерного повторителя 34, выполненного на транзисторе 35 и резисторе 37, входом соединённого с выходом триггера 19; интегрирующей цепи 43, выполненной на резисторе 36 и конденсаторе 44, выходного резистора 45. Дифференцирующая цепь 9 включает резисторы 5, 7 и конденсатор 6. Дифференцирующая цепь 40 — резисторы 30, 39 и конденсатор 38.

Крутящий момент на упругом валу 31 двигателя внутреннего сгорания измеряется следующим образом. В исходном состоянии транзистор 18 триггера 19 закрыт, а транзистор 28 открыт. Поэтому напряжение на коллекторе транзистора 28 равно нулю, а на коллекторе транзистора 18 принимает максимальное значение. При вращении вала 31 и нагружении его моментом диск 21 проходит выступом возле преобразователя 20 и на его выходе появляется первый импульс. Он дифференцируется цепью 9, на выходе которой образуются два разнополярных импульса. Выходной сигнал цепи 9 выпрямляется диодом 8, образуя положительный импульс, который подаётся на базу транзистора 18. Транзистор 18 открывается, а транзистор 28 закрывается, поэтому на коллекторе транзистора 28 появляется положительное напряжение.

При нагружении моментом упругий вал 31 закручивается на угол, пропорционально приложенному моменту. Поэтому диск 42 поворачивается относительно диска 21 и на

выходе преобразователя 41 формируется импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого импульса, сформированного преобразователем 20, он дифференцируется цепью 40, на выходе которой появляются два разнополярных импульса напряжения. Далее полученное напряжение выпрямляется диодом 29, образуя после диода положительный импульс, который подаётся на базу транзистора 28. Транзистор 28 открывается, а транзистор 18 закрывается. В результате происходит формирование на коллекторе транзистора 28 прямоугольного импульса, длительность которого пропорциональна величине крутящего момента в данный момент времени. Далее формирование прямоугольных импульсов (рис. 4, а) на выходе триггера 19 происходит аналогично описанному выше. Полученные прямоугольные импульсы подаются на вход интегрирующей цепи 43 посредством эмиттерного повторителя 34, с помощью которого выполняется согласование высокого сопротивления на выходе триггера 19 с низким сопротивлением интегрирующей цепи 43. На выходе интегрирующей цепи 43 и на выходном ре-

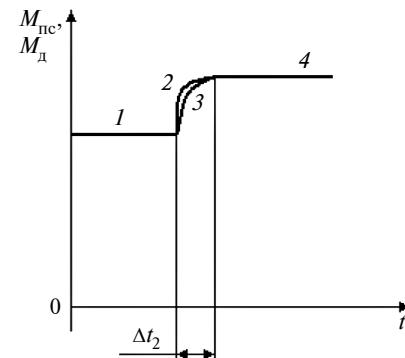


Рис. 6. Изменение моментов во времени при увеличении сопротивления движению автомобиля в предлагаемой системе управления

зисторе 45 формируется напряжение (рис. 4, б), уровень которого пропорционален крутящему моменту на валу двигателя 1 внутреннего сгорания.

С помощью датчика 4 крутящего момента, установленного на упругом валу, измеряется крутящий момент. А с помощью сумматора 13 непрерывно происходит операция вычитания напряжения с выхода датчика 2 перемещения педали из напряжения, подаваемого посредством транзисторного усилителя 25 на вход 14 сумматора 13. На выходе сумматора формируется управляющее напряжение рассогласования в виде разности этих напряжений.

При равенстве напряжения с выхода датчика 2 перемещения педали, подаваемого на вход 11 сумматора и напряжения с выхода транзисторного усилителя 25 на вход 14 сумматора, напряжение на выходе 12 сумматора равно нулю. Автомобиль при этом движется с постоянной скоростью, соответствующей угловой скорости вращения двигателя ω_d (отрезок 1 на рис. 5, а), так как прямоугольные импульсы напряжения, формируемые электронным блоком управления и подаваемые на обмотку 33 электромагнитной форсунки 32, имеют одинаковую длительность и этим обеспечивается постоянная по величине подача топлива h_d (отрезок 1 на рис. 5, б) в цилиндры двигателя. При этом врачающий момент M_d двигателя равен приведённому к валу двигателя моменту M_{nc} сопротивления (отрезок 1 на рис. 6).

При увеличении момента M_k сопротивления движению автомобиля от внешних факторов, а следовательно, и увеличении приведённого

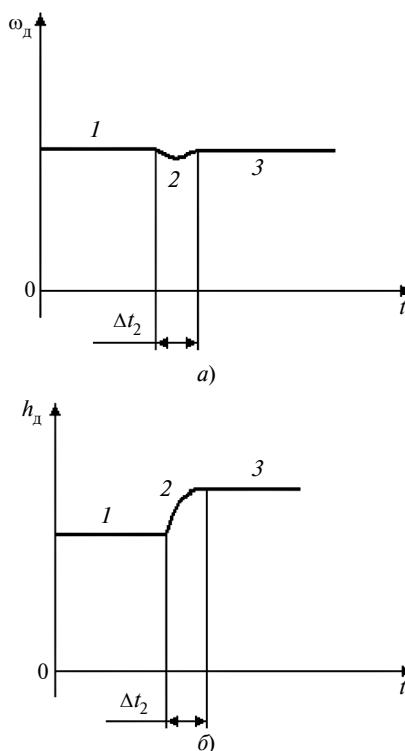


Рис. 5. Изменение угловой скорости коленчатого вала ДВС (а) и увеличение подачи топлива (б) при увеличении сопротивления движению автомобиля в предлагаемой системе управления

момента сопротивления M_{nc} (кривая 2 на рис. 6) на упругом валу 31 по отношению к вращающему моменту двигателя 10, на выходе датчика момента увеличивается напряжение. Оно прикладывается к входу транзисторного усилителя 25 инвертора 23. Поэтому на выходе транзисторного усилителя напряжение снижается, оно подаётся на вход 14 сумматора и вычитается из напряжения, подаваемого на вход 11 сумматора. На выходе сумматора появляется положительное напряжение, равное разности подаваемых на входы 11 и 14 напряжений, которое подаётся на усилитель 15.

На выходе электронного блока управления 22 увеличивается длитель-

ность формируемого им прямоугольного импульса, подача топлива h_d (кривая 2 на рис. 5, б) увеличивается за время Δt_2 , значительно меньшее, чем в известной системе управления автомобилем. По истечении этого времени вращающий момент M_d двигателя возрастает (кривая 3 на рис. 6) и становится равным новому увеличенному моменту сопротивления (отрезок 4). Угловая скорость вращения вала двигателя практически не снижается (кривая 2 на рис. 5, а) и далее становится постоянной (отрезок 3).

Таким образом, за счёт оперативного, практически без замедления, увеличения вращающего момента двигателя при увеличении приве-

дённого к его валу момента сопротивления движению автомобиля с применением отрицательной жёсткой обратной связи, содержащей инвертор, повышается проходимость и производительность автомобиля и достигается соответствующий экономический эффект.

Литература

- Усовершенствованная система автоматического управления скоростью движения автомобиля / Геращенко В.В. [и др.] // Автомобильная промышленность. — 2017. — № 2. — С. 11–13.
- Экологичное и топливосберегающее технологическое оборудование автомобильного транспорта / В.В. Геращенко [и др.]. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. — С. 16–20.

УДК 629.113

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ УПРАВЛЯЕМЫХ СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ МАЛОТОННАЖНЫХ АВТОПОЕЗДОВ ПО КРИТЕРИЯМ НАДЁЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Д-р техн. наук ГОДЖАЕВ З.А.,
кандидаты техн. наук МИХОЛАП Л.А. и КОМАРОВ Ю.Я.,
КОРОЛЯШ В.А., ВОЛЧКОВ В.М.
ФНАЦ ВИМ, Волгоградский ГТУ (fic51@mail.ru)

Рассматриваются вопросы конструирования сцепных устройств малотоннажных автопоездов с одноосным прицепом, обеспечивающих высокую маневренность и безопасность движения. Рассчитаны максимальные усилия в дышле и управляемых элементах сцепного устройства при экстренном торможении, при критических радиусах поворота с максимальной загрузкой прицепа в сложных дорожных условиях. Выполнено математическое моделирование движения автопоезда. Результаты моделирования подтверждены натурными испытаниями.

Ключевые слова: автопоезд, сцепное устройство, надёжность маневренность, гибкая управляемая связь.

Godzhaev Z.A., Miholap L.A., Komarov Yu.Ya.,
Korolash V.A., Volchkov V.M.
PECULIARITIES OF CONSTRUCTION OF CONTROLLED CLUTCH DEVICES OF LOW-TONNAGE TRAILERS ON RELIABILITY AND SAFETY CRITERIA

The article deals with the design of coupling devices for small tonnage trains with a uniaxial trailer, which ensure high maneuverability and traffic safety. The maximum forces in the drawbar and controllable elements of the coupling are calculated for emergency braking, with critical turning radii with maximum load of the trailer in difficult road conditions. A mathematical simulation of the movement of the road train is performed. The simulation results are confirmed by field trials.

Keywords: low-tonnage trailer, hitch-coupling, reliability, maneuverability, flexible controlled coupler.

Автопоезда давно и успешно применяются для перевозок самых различных грузов вплоть до крупногабаритных. Вопросы их маневренности хорошо изучены специалистами. Однако этого нельзя сказать об автопоездах малотоннажных — с небольшими прицепами простых конструкций, которые имеют свою специфику при маневрировании на небольшой площади и в городских условиях, изобилиующих частыми поворотами и узкими проездами, а также при движении задним ходом, и особенно при перевозке невибростойких грузов по пересеченной местности.

Для анализа надёжности управляемых сцепных устройств малотоннажных автопоездов рассмотрим конструкцию с управляемой гибкой связью, совместно с дышлом [1—4] позволяющую осуществлять движение автопоезда с максимально возможными скоростями при перевозке особо опасных, а также нестандартных грузов в различных дорожных условиях, в том числе в городских кварталах с ограниченными расстояниями между домами, а также при движении задним ходом.

На кафедре автомобильного транспорта Волгоградского ГТУ разработана и апробирована конструкция, показанная на рис. 1. Данное устройство выполнено по модульному принципу и может крепиться на передний борт существующих прицепов. В состав устройства входят следующие основные элементы: электрический или гидравлический усилитель руля с блоком управления автомобиля-тягача; электродвигатель с блоком управления, который устанавливается на прицепе, и связан с блоком управления тягача; направляющие и натяжные устройства; управляемый трос; дышло.

При движении автомобиля сигнал с блока управления 2 усилителя руля 1 поступает на блок управления 4 двигателя 3 (на прицепе), на хвостовике которого установлен шкив 6. При повороте шкива трос 11

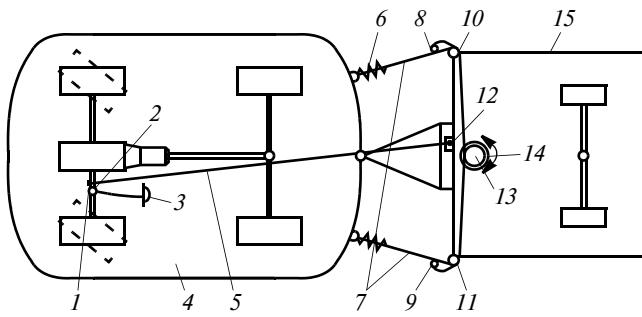


Рис. 1. Малотоннажный автопоезд с управляемой гибкой связью:

1 — блок управления усилителя руля; 2 — усилитель руля; 3 — рулевое колесо автомобиля; 4 — автомобиль; 5 — кабель соединения блока управления усилителя руля с блоком управления электродвигателя прицепа; 6 — регулятор длины троса; 7 — трос, проходящий через ролики в обхват шкива; 8, 9 — компенсаторы натяжения троса; 10, 11 — направляющие ролики; 12 — блок управления электродвигателем прицепа; 13 — электродвигатель прицепа; 14 — шкив электродвигателя прицепа; 15 — прицеп

перемещается и подруливает прицеп в заданном направлении в соответствии с поворотом тягача. Чтобы исключить провисания троса при движении, существуют компенсаторы натяжения троса 9 и 10. При установке трос натягивается регулятором 12. Это позволяет избежать люфтов в системе соединения прицеп—автомобиль, т. е. в сцепке. Использование управляемой гибкой связи в сцепном устройстве способно обеспечить высокую маневренность и устойчивость автопоезда (особенно на дорогах с низким коэффициентом сцепления), в том числе и при маневрировании задним ходом.

Направляющие ролики и электродвигатель прицепа с блоком управления крепятся на борту прицепа с помощью струбцин, что позволяет произвести перенасадку оборудования из неуправляемого в управляемое состояние за 5...10 мин. Диаметр шкива (20 см) определяется из условия соответствия угла поворота прицепа углу поворота передних колёс автомобиля-тягача. Общий вид компоновки оборудования на прицепе устройства с управляемой гибкой связью в сцепном устройстве показан на рис. 2.

Надёжность и безопасность малотоннажных автопоездов при использовании этой системы управления зависит в основном от усилий в тросе и прочности дышла, исходя из которых и следует рассчитывать все остальные элементы конструкции.

Анализ выполнялся на основании модели [5], которая позволяет оценить эти усилия при различных дорожных условиях (радиусах поворота, коэффициентах сцепления колёс с дорогой), в условиях экстренного торможения и различной загруженности прицепа. Трос в сцепном устройстве, соединяющий автомобиль с прицепом, моделируется как упругая гибкая связь [6]. При этом управление тросом реализовано таким образом, что его провисание исключается: у троса имеется гарантированное натяжение.

Следовательно, сила натяжения T каждой части троса определяется выражением $T = c_T \rho_T + \mu_T \dot{\rho}_T$, где ρ_T , $\dot{\rho}_T$ — деформация и скорость деформации троса, c_T — коэффициент жёсткости троса, μ_T — коэффициент "вязкости" троса. Проекции сил натяжения на оси

подвижной системы координат определяются через направляющие косинусы прицепа и автомобиля. Результаты моделирования были подтверждены (как будет видно из приведённых ниже данных) экспериментальными исследованиями.

При малой скорости (10 км/ч) устойчивое движение автопоезда наблюдалось при радиусе поворота ≤ 20 м. Аналогичные параметры имеют место и для скорости 20 км/ч при радиусе поворота 15 м. В этом случае усилие в тросе несколько выше, чем при скорости 10 км/ч. При увеличении скорости до 50 км/ч для радиуса поворота 30 м наблюдался явный выезд автопоезда за пределы ширины дороги.

При радиусе поворота 40 м (на той же скорости 50 км/ч) все величины оказались в пределах принятых допустимых значений (усилие в тросе не более 4,5—6 т, отсутствие выезда за пределы коридора движения, угол крена прицепа не превышает 10—15° при максимальной загрузке). Точно так же анализировались режимы движения при скоростях до 60 км/ч. В итоге были получены значения критических радиусов поворота малотоннажного автопоезда при различных скоростях движения и различной загруженности прицепа.

При маневрировании автопоезда с управляемым тросом также может происходить выезд за пределы полосы дороги (хотя критический радиус в этом случае заметно больше, особенно при больших скоростях движения), но "складывания" автопоезда при этом не происходит, т. е. такой маневр не закончится катастрофой.

Результаты расчёта для критических радиусов поворота представлены на рис. 3: при наличии гибкой связи в сцепном устройстве — кривая 2, при маневрировании без троса — кривая 1. При увеличении радиуса до 50 м при скорости 50 км/ч все параметры движения — в пределах установленных норм, согласно ГОСТ [2]. Аналогичная ситуация имеет место и при скорости 60 км/ч. При радиусе поворота 50 м отмечен существенный выезд за пределы дороги, а при увеличении его до 65 м все параметры также в пределах норм. В результате выполненного анализа можно определить критические радиусы поворота, выше которых все параметры движения оказываются в пределах



Рис. 2. Общий вид образца автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве

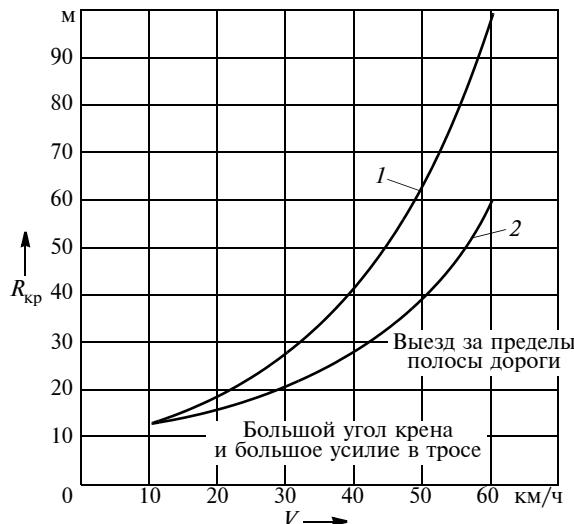


Рис. 3. Критические радиусы поворота при движении малотоннажного автопоезда передним ходом с грузом 500 кг в прицепе

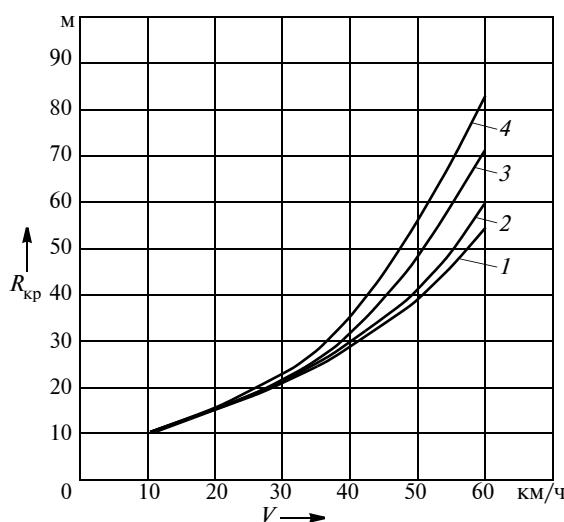


Рис. 4. Зависимость критического радиуса поворота автопоезда от скорости при движении передним ходом с грузом в прицепе:
1 — 0 кг; 2 — 500 кг; 3 — 850 кг; 4 — 1000 кг

установленных норм, в зависимости от скорости движения автопоезда при различной загруженности прицепа (рис. 4).

Установка троса в сцепном устройстве существенно меняет характер движения малотоннажного автопоезда и при торможении, практически исключая его складывание. Тем самым она существенно влияет на активную безопасность, определяет тормозную эффективность автопоезда и поперечную устойчивость звеньев при движении. Что касается моделирования движения при торможении, то в модели добавлялись небольшие поперечная и вертикальная силы с определённой частотой, которые имитировали неровности дороги.

На рис. 5 показано поведение автопоезда при торможении с начальной скорости 60 км/ч (масса груза в прицепе — 850 кг, боковое смещение груза — 0,2 м). Угол крена и дифферента при наличии гибкой связи в сцепном устройстве всегда оставался менее 1°, а сила

натяжения троса при указанных параметрах составляла примерно 0,1 т. При торможении без троса наблюдалось складывание автопоезда ещё до завершения торможения (рис. 5, а). При тех же условиях, но с тросом вплоть до момента полной остановки (рис. 5, б) звенья автопоезда сохраняют нормальное положение. Характер изменения усилия в тросе показан на рис. 6. Угол крена и дифферента прицепа в этом случае оставался при незначительных колебаниях меньше 1°.

Маневрирование задним ходом рассматривалось только при небольших (до 15 км/ч) скоростях, когда неровности дороги фактически только уменьшают коэффициент сцепления колеса с дорогой, но не оказывают влияния на возможный выезд автопоезда за пределы полосы движения за счёт сил инерции, как это происходит при движении передним ходом на больших скоростях. Поэтому экспериментально замеренные значения критического радиуса маневрирования при движении задним ходом оказываются ближе к расчётным значениям, полученным при несколько меньших значениях коэффициента сцепления (рис. 7).

Все испытания проводились в различных дорожных условиях (города и пересечённой местности) согласно ГОСТ 31507—2012 — с порожним прицепом и с грузом

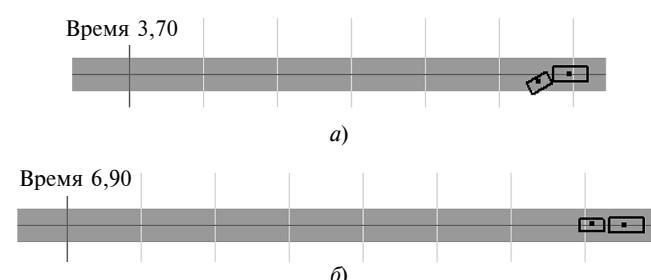


Рис. 5. Поведение автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве (а) и без неё (б) при торможении с начальной скорости 60 км/ч

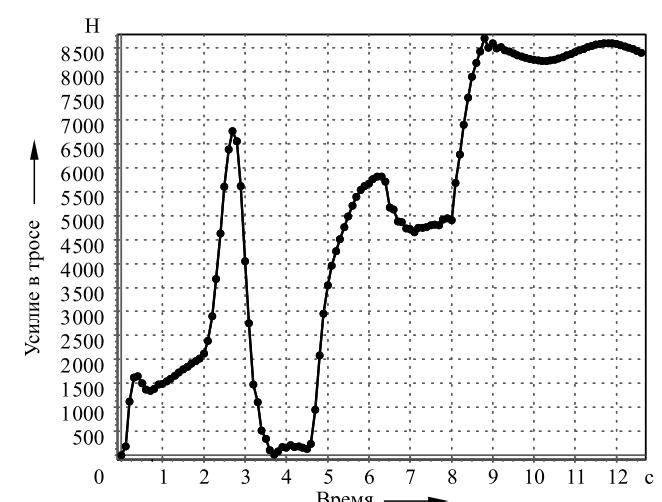


Рис. 6. Усилие в тросе в сцепном устройстве при торможении со скоростью 80 км/ч

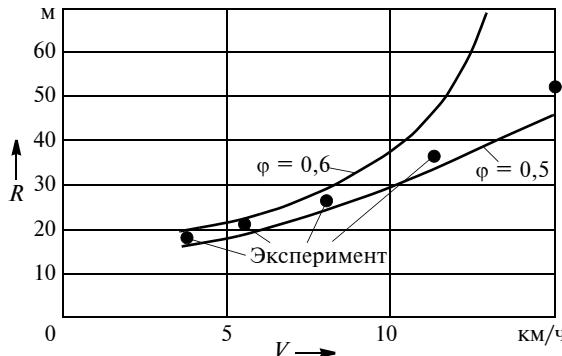


Рис. 7. Сопоставление результатов расчётов и эксперимента для критического радиуса поворота автопоезда при движении задним ходом (прицеп — порожний)



Рис. 8. Испытания малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве на просёлочной дороге

500...850 кг (соответствующим массе специзелий) на базе комплекса "Дорожная лаборатория КП-514МП" в составе автомобиля ГАЗ-2705 и прицепа ИАПЗ-739 (рис. 8). Измерения усилия в трофе выполнялось с помощью электронного динамометра АЦД1, установленного на трофе и показанного на рис. 9.

Сравнение экспериментальных и расчётных данных по натяжению трофе при движении автопоезда с управляемым трофе передним ходом со скоростью 40 км/ч и радиусом поворота дороги 70 м с грузом в прицепе 850 кг показано на рис. 10. В экспериментальных данных наблюдаются незатухающие колебания в натяжении трофе, что связано с реальным характером дороги, случайные неровности которой вносят постоянные возмущения в динамику движения автопоезда. Эти неровности также снижают эффективный коэффициент сцепления колеса с дорогой, и потому экспериментально измеренные усилия оказываются систематически ниже рассчитанных по модели. Кроме того, в ней не предусмотрен плавный вход в поворот, что приводило в расчётах к резким "всплескам" напряжения в трофе в начальные моменты времени (соответствующим входу в поворот). На практике же всегда реализовывался именно плавный вход в поворот, потому первона-

чальные резкие изменения в натяжении трофе в экспериментах не наблюдались. Аналогичная ситуация отмечается и при других режимах движения. Однако средние значения напряжений достаточно близки к вычисленным в модели, поэтому при составлении рекомендаций по выбору трофе расчётные значения могут быть взяты за основу (тем более, что превышение расчётных данных над экспериментальными обеспечивает некоторый диапазон безопасного маневрирования).

Средние значения усилий в трофе несколько ниже, чем получено на модели. Поэтому результаты расчётов для натяжения трофе в этом случае могут непосредственно использоваться для рекомендаций по его выбору. В частности, при прямолинейном движении задним ходом со скоростью 10 км/ч максимальные измеренные усилия в трофе составили примерно 12 кН (в модели были получены значения 14 кН). Средние значения усилия в трофе при этих условиях в эксперименте составили примерно 7 кН по сравнению с 8 кН, полученными в модели. Поскольку, как отмечалось выше, неровности реальной дороги в эксперименте при малых скоростях только снижают коэффициент сцепления колеса с дорогой, то измеренные усилия в трофе также оказываются в среднем несколько ниже вычисленных в модели.

Неровности дороги в реальном эксперименте, как и в случае движения передним ходом, вносят постоянные возмущения в движении автопоезда, и потому усилие в трофе в сцепном устройстве характеризуется наличием высокочастотных колебаний, которые, как правило, отсутствуют в модели, что хорошо видно на рис. 11.

Как видно из приведённых результатов, эксперименты достаточно хорошо подтверждают расчётные данные (расхождения — в пределах 10—15 %), и потому расчёты на модели могут использоваться для составления рекомендаций при проектировании и эксплуатации данного устройства, повышающего маневренность автопоезда с одноосным прицепом.

При рассмотрении безопасности движения малотоннажного автопоезда необходимо также учитывать прочность и надёжность дышла прицепа, поскольку оно является наиболее напряжённым (наряду с трофеом) элементом в устройстве. Соответствующие работы были проведены в ВолгГТУ [7, 8]. В указанных работах были выполнены исследования по расчёту прочности и долговечности дышла одноосного прице-

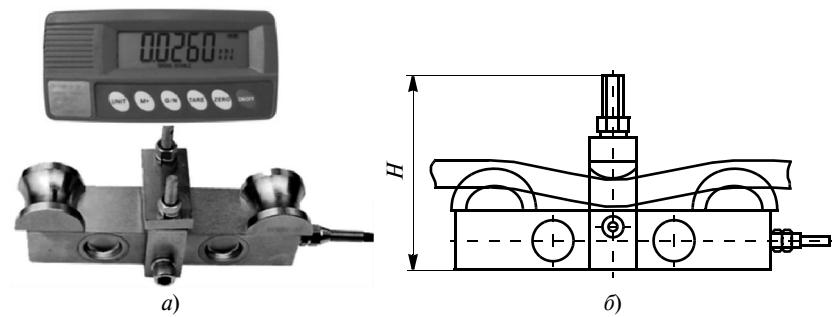


Рис. 9. Электронный динамометр АЦД:
а — внешний вид; б — схема крепления

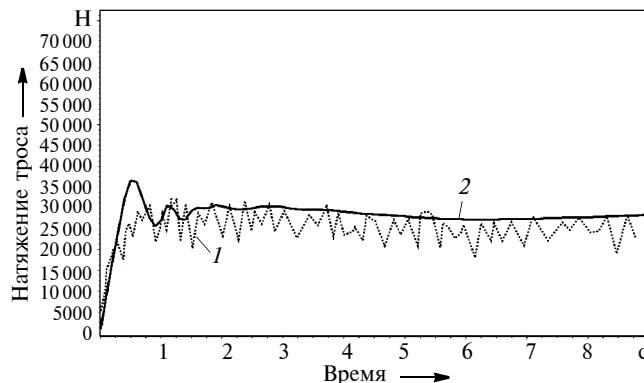


Рис. 10. Сравнение результатов эксперимента (1) и расчёта (2) натяжения троса в сцепном устройстве при прямолинейном движении автопоезда передним ходом

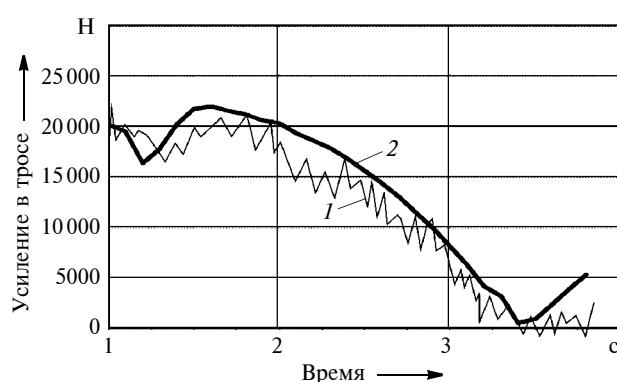


Рис. 11. Сравнение результатов эксперимента (1) и расчёта (2) натяжения троса в сцепном устройстве при движении автопоезда со скоростью 10 км/ч по дуге радиусом 10 м (груз в прицепе — 850 кг, смещён от продольной оси на 0,2 м)

па грузоподъёмностью до 1 т и сформулированы рекомендации по проектированию сцепного устройства. Основное внимание в работе [7] было уделено влиянию неровностей дороги на среднеквадратичные отклонения усилий в сцепном устройстве от их средних значений, определяющих долговечность сцепки, а также анализу величины этих усилий при торможении малотоннажного автопоезда. Анализ выполнялся по методике, изложенной в работах [3, 9, 10].

В совокупности все эти данные позволяют сформулировать рекомендации по конструированию и расчёту на прочность и долговечность дышла при прямолинейном движении с различной колёсной базой. Эти же рекомендации сохраняют силу при прямолинейном движении и в случае использования гибкой управляемой связи в сцепном устройстве, так как нагрузка на трос в этом случае относительно невелика.

Однако при маневрировании определяющим с точки зрения надёжности всего сцепного устройства становится усилие в тросе, которое, как правило, в 2–3 раза (а в отдельных случаях и в 4–5 раз) выше, чем усилие в дышле. Последнее при прямолинейном движении малотоннажного автопоезда составляет 2...4 кН (в зависимости от условий движения), а при маневрировании его с гибкой связью в сцепном устройстве усилие в тросе может достигать 20...30 кН, поскольку для обеспечения поворота прицепа трос должен преодо-

лять сопротивление его боковому скольжению, которое существенно зависит от коэффициента сцепления колеса с дорогой. В соответствии с этим предлагается использовать трос с двойным запасом прочности. Например, ТК 133 диаметром 9 мм с металлическим сердечником или ЛК-0 с 46 проволоками и органическим сердечником (ГОСТ 2688—80). Возможно и использование других типов тросов, если они выдерживают усилия в 4,5–5 т. Соответственно, при проектировании управляемых сцепных устройств все их части должны рассчитываться на максимальные усилия 20...30 кН.

При движении задним ходом при минимальном радиусе поворота (10–20 м) скорость не должна превышать 5–10 км/ч, но в экстремальных условиях данное устройство позволяет маневрировать задним ходом и при скоростях до 20 км/ч. Увеличение скорости маневрирования зависит от прочностных характеристик троса.

Литература

- ГОСТ 2688—80. Канаты стальные. — М.: ИПК Издательство стандартов, 1996. — 9 с.
- ГОСТ 31507—2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. — М.: Стандартинформ. — 50 с.
- Железнов Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении: дис. ... докт. техн. наук / Е.И. Железнов. — Волгоград, 2001. — 415 с.
- Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Исследование поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота // Сельскохозяйственные машины и технологии, 2016. — № 5. — С. 3–11.
- Модель малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве / Л.А. Михолап, А.В. Малолетов, Ю.А. Комаров, В.А. Короляш, В.М. Волчков // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. — 2014. — № 10. — С. 24–28.
- Михолап Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда с одноосным прицепом при транспортировке невибростойких грузов в сложных дорожных условиях / Дис. ... канд. техн. наук. — Волгоград, ВолГГТУ, 2016. — 128 с.
- Шустов А.В. Разработка методики выбора конструктивных параметров одноосного прицепа с учетом дорожных условий и активной безопасности малотоннажного автомобильного поезда / Дис. ... канд. техн. наук. — Волгоград, ВолГГТУ, 2015. — 161 с.
- Шустов А.В. Исследование нагрузочных характеристик дышла одноосного прицепа малотоннажного автопоезда с учётом реального профиля дороги / А.В. Шустов, Ю.Я. Комаров, С.В. Ганзин // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: матер. VII междунар. научн.-техн. конф. — Пенза: ФГБОУ ВПО "Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства", Автомобильно-дорожный ин-т. 2012. — С. 384–388.
- Косолапов Г.М. Моделирование и расчёт на ЭЦВМ динамики торможения автотранспортных средств: учеб. пособие: Г.М. Косолапов, Н.К. Клепик, П.М. Мартинсон. — Волгоградский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт. — 1989. — 95 с.
- Ревин С.А. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов с АБС: автореферат дис. ... канд. техн. наук / С.А. Ревин. — Волгоград, 2003. — 20 с.
- Михолап Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда при движении задним ходом / Л.А. Михолап // Грузовик. — 2016, № 2.
- Михолап Л.А. Сцепное устройство для повышения маневренности малотоннажного автопоезда / Михолап Л.А., Комаров Ю.Я., Малолетов А.В., Волчков В.М., Короляш В.А. // Известия ВолГГТУ. Серия "Наземные транспортные системы", вып. 12, № 6 (166), 2015. — С. 32–35.
- Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015612315 от 17 февраля 2015 г. РФ, МПК. Автоматизированная система моделирования динамики движения малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве / А.В. Малолетов, Л.А. Михолап, В.М. Волчков, Ю.Я. Комаров, В.А. Короляш. ВолГГТУ. — 2015.

УДК 629.115

ТОРЖЕСТВО НАУКИ НАД ЗДРАВЫМ СМЫСЛОМ

Канд. техн. наук **ПОЖИДАЕВ С.П.**
(+38050-246-40-65)

В журнале АП (2017 г., № 7) опубликована статья Г.И. Мамити "Прорыв в науке? Пусть ответит непредвзятый читатель". В качестве исходной посылки в этой статье принято, что крутящие моменты, действующие на корпус колёсной машины, передаются на её ведущие колёса. Однако последние связаны с корпусом машины через подшипники, вследствие чего упомянутая посылка не соответствует действительности, т.е. является ложной. Как следствие, полученное новое уравнение движения оказалось несостоятельным, приводящим к абсурдным результатам, в частности — к возможности создания вечного двигателя. Проверочное построение уравнения движения, выполненное с помощью уравнения Лагранжа 2-го рода, подтвердило правильность общепринятого, а не нового уравнения движения.

Ключевые слова: колёсная машина, уравнение движения, уравнение Лагранжа, закон сохранения энергии.

Pozhydaev S.P.
**THE CELEBRITY OF SCIENCE OVER THE SENSE OF
SENSE**

In the magazine "AP" (2017, No. 7), an article by G.I. Mamithi "Breakthrough in science? Let the unbiased reader answer". As an initial premise in this work it is assumed that the torque acting on the body of the wheeled vehicle is transmitted to its driving wheels. However, the latter are connected with the body of the machine through bearings, as a result of which the said premise is not true; Is false. As a consequence, the resulting new equation of motion proved untenable, leading to absurd results, in particular — to the possibility of creating a perpetual motion machine. The verification construction of the equation of motion, carried out with the help of the Lagrange equation of the second kind, confirmed the correctness of the generally accepted, and not the new, equation of motion.

Keywords: wheeled vehicle, equation of motion, Lagrange equation, energy conservation law.

*Всё простое — правда, всё сложное — неправда.
Григорий Сковорода*

Ещё в 50-х годах прошлого века один из основоположников теории автомобиля Н.А. Яковлев отмечал, что основное направление развития этой науки "...идёт по линии излишне сложного решения отдельных вопросов и проблем, решений, могущих представлять лишь теоретический интерес" [1, с. 18]. В качестве примера практически бесполезного научного исследования Н.А. Яковлев привёл выполненное в одной из диссертационных работ изучение скорости относительного движения шариков в шарнире равных угловых скоростей. Пустопорожние искусственно усложнённые изыскания, создающие ореол многозначительности, существовали всегда. Ещё Лаплас в XVIII веке писал, что при исследовании дождя можно заниматься определением траектории всех капель, но для вывода о том, что после дождя трава будет мокрой, в этом совершенно нет необходимости [2, с. 264].

В то же время в каждой отрасли науки имеются простейшие базовые положения, которые иногда находятся в своём первозданном виде, на уровне, разра-

ботанном ещё первоходцами. Они известны специалистам ещё со студенческой скамьи и поэтому воспринимаются как не подлежащие обсуждению догмы или как элементарности, интерес к которым является просто неприличным для уважающего себя специалиста.

Однако истина — это процесс, и даже безупречные, на первый взгляд, каноны науки тоже бывает полезно анализировать. Наука — это то, что можно опровергнуть [3, с. 65]. Если бы корифеи прошлого жили в наше время, то относились бы к разработанным ими ранее базовым положениям просто как к одному из преходящих уровней развития непрерывно видоизменяющейся науки, на котором она ни в коем случае не должна останавливаться и переключаться на поиск новых направлений. Истинный путь открытий, писал Марсель Пруст, это не поиски новых земель, а взгляд новыми глазами. Н.А. Яковлев также полагал, что для развития науки необходим "...критический пересмотр различных положений любой дисциплины, в том числе теории автомобиля" [1, с. 18].

В связи с этим большой интерес должно представлять не "изучение траекторий капель дождя" или других маргинальных и псевдонаучных проблем, а переосмысление основных положений теории автомобиля. Однако авторы таких разработок должны сознавать лежащую на них огромную ответственность — ведь основы наук закладывались выдающимися учёными, обладавшими широчайшей эрудицией, глубинным пониманием процессов в своей сфере деятельности, редкой проницательностью и высочайшими требованиями к себе в научных вопросах. Такими были и создатели теории автомобиля Е.А. Чудаков, Н.А. Яковлев и др. Разработанные ими научные положения получили подтверждение правильности на многих и многих миллионах самых разнообразных транспортных средств.

В связи с этим любые усовершенствования основных положений теории автомобиля должны проходить беспримирно тщательные и всесторонние проверки, и не только в конце работы, но и на каждом этапе исследования. Необходимо также при получении каждого промежуточного результата проверять: а согласуются ли получаемые результаты со здравым смыслом? Преподавателям известно, что иногда даже лучшие студенты приносят бездумно выполненные курсовые работы, в которых спроектирован автомобиль с совершенно абсурдными параметрами. Например, КПД коробки передач равен 1,8 или радиус колеса — 15 м. И начинают задумываться о нереальности таких параметров только после наводящего вопроса преподавателя.

На начальном этапе исследования обязательна проверка истинности исходных посылок. Декарт советовал "ничего не принимать за истинное и не включать в свои заключения, кроме того, что разумом ясно признаётся таковым" [4, с. 24]. Положим, например, что некий специалист по тюнингу усовершенствовал внешние обводы автомобиля и самоуверенно предположил, что теперь, мол, сила сопротивления воздуха будет не квадратично, а линейно зависеть от скорости движе-

ния автомобиля. С учётом этого обстоятельства он провёл самые скрупулезные и предельно точные вычислительные работы по математическому моделированию динамики автомобиля на высоких скоростях. Однако полученные при этом результаты не будут стоять и выеденного яйца: коль в жернова математики засыпана лебеда, то из неё никоим образом не может быть получена пшеничная мука.

В процессе проведения исследований обязателен контроль размерностей: приравниваться, суммироваться или вычитаться могут только величины с одинаковой размерностью.

Контроль физического смысла заключается в проверке наличия физического смысла математических соотношений и отсутствия противоречий с фундаментальными научными принципами (законами Ньютона, законом сохранения энергии и т.п.).

Контроль характера зависимостей заключается в проверке направления и скорости изменения выходных величин при изменении входных и сопоставлении получаемых результатов с тем, что вытекает из физического смысла задачи. Например, если в результате поверочного численного расчёта получено, что мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления воздуха движению автомобиля, пропорциональна второй, а не третьей степени скорости движения автомобиля, то это свидетельствует о наличии ошибки.

Контроль внутренней непротиворечивости. Она проявляется в возможности получения различных результатов при одних и тех же исходных данных.

Контроль граничных условий заключается в выяснении основных закономерностей изменения выходных величин и анализе результатов, получаемых из теории при условии, что входные переменные или параметры приближаются к некоторым крайним допустимым для них значениям, например, к нулю или к бесконечности. В таких ситуациях задача часто очень упрощается или вырождается, что облегчает её проверку.

Сопоставление результатов, полученных с помощью построенной теории, с известными из других источников результатами или с результатами экспериментальных исследований. Подтверждение теоретических результатов повышает доверие к разработанной теории, а его отсутствие должно стать толчком для тщательной перепроверки всех положений теории и результатов, не согласующихся с теорией. Ведь вполне возможно, что именно "общезвестные" результаты являются ошибочными. В этом случае конфликт новой теории с устоявшимися представлениями приводит к замене последних новыми.

Самым важным, обобщающим требованием к любой теории является её адекватность, т.е. способность давать правильное качественное и количественное описание исследуемого объекта, т.е. реальной действительности. Самым простым критерием адекватности является умозрительное размыщение о степени соответствия формы получаемой кривой свойствам предмета исследования. Более сложные критерии требуют применения математических методов, например, вычисления дисперсии адекватности.

И что существенно — если хотя бы при одной из проверок будет обнаружена принципиальная ошибка, то положительные результаты всех остальных проверок уже не имеют никакого значения...

Рассмотрим с описанных выше позиций статью Г.И. Мамити "Прорыв в науке?..." (АП, 2017 г., № 7). В её основу положена исходная посылка о том, что внешние силы, приложенные к корпусу машины, будучи перенесёнными к оси ведущих колёс, создают на упомянутых колёсах крутящие моменты. Однако оси колёс являются элементом корпуса машины, вследствие чего перенос сил из одной точки корпуса в любую другую точку корпуса может создать момент только на корпусе машины. Но передаться на колёса он в принципе не может. Ведь колёса связаны с корпусом через подшипники, предназначенные именно для того, чтобы устранить возникновение крутящих моментов между ними. Следовательно, данная посылка не соответствует действительности, т.е. является ложной. С этого самого момента (самого начального!) научные построения Г.И. Мамити теряют смысл.

С другой стороны изложение теории Г.И. Мамити начинается с самого общего случая движения и с тщательным учётом совершенно не относящихся к сути дела трёхстепенных деталей — крутящего момента двигателя, моментов инерции вращающихся частей, передаточных чисел и КПД трансмиссии и т.п. Эти величины формируют силу тяги колёс, но для уравнения движения машины неважно, каким образом сформирована её сила тяги. Это может быть канатная тяга, или движущая сила линейного электродвигателя, или даже сила тяги реактивного двигателя.

Декарт писал, что надо "...всегда начинать с простейшего, в которое легко вникнуть, и постепенно восходить к достижению более сложного" [4, с. 24]. Наука должна не запутывать, а объяснять окружающий мир и раскрывать его существенные взаимосвязи. Их всегда немного и они, как правило, просты и доступны для понимания. Несущественных же взаимосвязей неисчислимое множество (как и траекторий капель дождя) и все они сложны и малодоступны для понимания. Принцип Парето гласит, что доминирующее влияние на работу любой сложной системы оказывает не более 20 % входных переменных, а остальные 80 % имеют малое или даже несущественное влияние, лишь засоряя и размывая основную картину явления.

Поэтому основное внимание надо уделять самым существенным факторам, а второстепенными факторами не только можно, но и нужно пренебрегать для того, чтобы не погрязнуть в несущественных деталях и дать возможность выкристаллизоваться существенным взаимосвязям. Это позволит легко убедиться в правильности построений, если они верны, и так же легко обнаружить их ошибочность, если они несостоятельны.

Любую разумную идею всегда можно объяснить буквально "на пальцах" — на примере отдельных простейших частных случаев, и лишь затем представить в виде обобщающей эти частные случаи теории. А неразумная идея несовместима с простотой, она требует сложного и запутанного объяснения, а ещё лучше — слепой веры в неё.

Поскольку Г.И. Мамити предлагает подключить к рассмотрению его идей непредвзятого читателя, то обратим внимание последнего на некоторые моменты. Чем, например, с точки зрения приведения силы, действующей на корпус машины к колёсам, ведомые колёса отличаются от ведущих? Ничем. И те и другие связаны с корпусом машины одинаково — через подшипники. Поэтому автору следовало бы честно назвать рис. 4 "Приведение силы P_w сопротивления воздуха к оси вращения ведущих (или ведомых) колёс и их контакту с дорогой". Но это, ясное дело, нехорошо как-то получится. Непредвзятый читатель может удивиться: разве в контакте ведомых колёс с дорогой могут возникать тяговые или тормозные касательные силы? Это же абсурд, саморазоблачение автора нового уравнения движения. Поэтому давайте сейчас не будем акцентировать внимание на этом проколе, а займёмся менее скользкими вопросами.

Согласимся, например, что касательные реакции дороги P_{tw} действительно существуют, и действуют только на ведущие колёса, и посмотрим, что же получится из этого. Предположим, например, что колёсная машина, имеющая отношение $h_w/r = 2$, буксирует за собой на длинном трофею другую такую же машину. Каково будет "*общее сопротивление от силовых факторов, связанных с преодолением сопротивления воздуха*" той и другой машины? (Здесь мы пользуемся термином Г.И. Мамити, но в дальнейшем будем называть его сокращённо — "*общее сопротивление ССВ*"). Первая машина имеет ведущие колёса, и её "*общее сопротивление ССВ*" должно определяться по соотношению (5) анализируемой статьи — оно в 2 раза больше, чем собственное сопротивление воздуха P_w . Но в буксируемой машине все колёса являются ведомыми. Следовательно, её "*общее сопротивление ССВ*" будет равно P_w , т.е. в 2 раза меньше, чем у буксирующей машины. Вот и есть первая интересная информация для размышлений непредвзятого читателя.

А если она покажется непонятной, рассмотрим другой вариант этой же задачи — движение накатом одиночного заднеприводного, например, легкового автомобиля, у которого $h_w/r = 2$. В это время все колёса автомобиля работают в ведомом режиме, при котором, согласно принятому нами соглашению, касательные реакции дороги P_{tw} отсутствуют. Положим далее, что в некоторый момент времени водитель решает увеличить скорость движения, включает передачу, слегка нажимает педаль акселератора и задние колёса переходят из **ведомого** режима качения в **ведущий**. В это время на упомянутых колёсах скачком возникнут касательные реакции дороги P_{tw} , вследствие чего "*общее сопротивление ССВ*", определяемое по соотношению (5) рассматриваемой работы Г.И. Мамити, возрастёт в 2 раза. Поскольку при движении на высоких скоростях сопротивление воздуха является доминирующим, то скачкообразное его увеличение в два раза должно вызвать интенсивное замедление автомобиля. Однако любой водитель подтвердит, что такого явления не существует. Чем это можно объяснить? В качестве подсказки предлагаем непредвзятым читателю два возможных ответа.

A). Касательные реакции дороги P_{tw} существуют не только на ведущих, но и на ведомых колёсах. В этом случае переход задних колёс из ведомого режима движения в ведущий ничего не меняет. Но это опять нехорошо. Мы попадаем в ту же неприличную ситуацию, из которой из вежливости удалились — к ведомым колёсам, работающим в ведущем режиме. А это абсурд, внутреннее противоречие.

B). Никаких касательных реакций P_{tw} не существует — ни на ведущих, ни на ведомых колёсах. Эта версия выдерживает проверку на внутреннюю непротиворечивость.

Приведённый в статье рисунок 5 абсолютно правилен, но, к сожалению, является демонстрацией применения теоремы Вариньона, а не доказательством верности преобразований, представленных на рисунке 4. Вот если бы было показано, что момент сопротивления качению колеса передаётся на корпус машины — это было бы доказательством. Ведь между корпусом машины и её колёсами нет муфты свободного хода, могущей передавать крутящий момент только в одном направлении. Следовательно, если он может передаваться от корпуса к колёсам, то должен передаваться и в обратном направлении.

Открытые Г.И. Мамити метаморфозы динамики движения автомобилей представляют собой обычные несуразности, не выдерживающие проверку на физический смысл и сопоставление с известными из других источников результатами. Неужели можно всерьёз полагать, что сила противодействия воздуха, обусловленная движением автомобиля, может способствовать этому движению? Если "*общее сопротивление ССВ*" зависит от высоты метацентра, то почему никто и нигде, ни в аэродинамической трубе, ни на испытательном полигоне, ни на треке Формулы-1 доселе не обнаружил это явление и не растрబил об этом всему автомобильному миру?

Почему-то, излагая "метаморфозы", Г.И. Мамити не поинтересовался последствиями расположения метацентра на высоте опорной поверхности (см. выше абзац, начинающийся словами "Контроль граничных условий"). Этот случай элементарно возможен в конструкциях с подвесными вагонами. Тем более, что сегодня его рассмотрению уже не препятствует и "гипотеза" об ограниченной области применения уравнений движения. Она заключалась в том, что новое уравнение движения неприменимо к автомобилям с низким расположением метацентра, а сейчас она ушла в небытие так же неожиданно, как ранее и появилась. Значит новое уравнение движения уже стало применимым для машин с низко расположенным метацентром? Это ещё одна интересная метаморфоза. Но вернемся к "*общему сопротивлению ССВ*" (5) — при нулевом значении высоты расположения метацентра оно исчезнет. То есть воздушная среда якобы полностью прекратит своё противодействие движущемуся автомобилю. Что ещё можно желать конструктору транспортных средств? А как в таком случае обстоит дело с "*естественным ограничителем скорости движения*"? Он перестаёт действовать?

А ведь стоит рассмотреть ещё и случай, когда метацентр расположен хоть чуть-чуть ниже уровня опор-

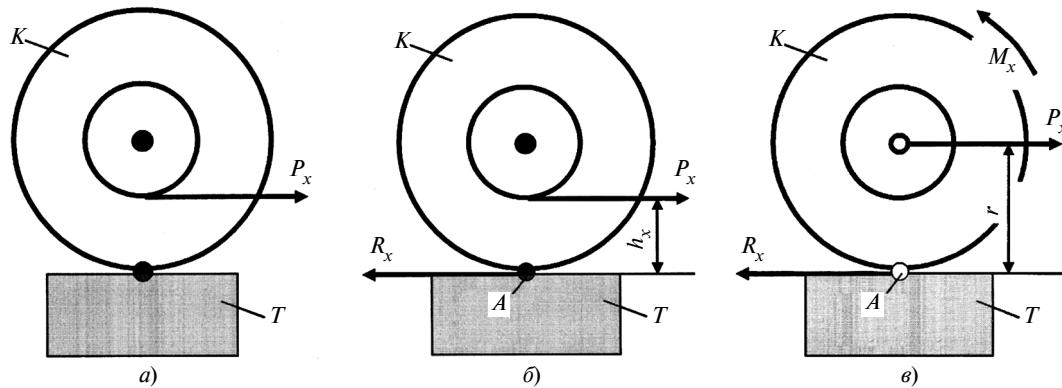


Рис. 1. К составлению уравнения движущего момента, действующего на катушку K , расположенную на поверхности тела T

ной поверхности, когда величина h_w , а вместе с ней и "общее сопротивление ССВ" (5) станут отрицательными. Это означает, что последнее станет движущей силой и сделает работу силового агрегата автомобиля излишней. Его можно будет заглушить и двигаться дальше за счёт механической энергии встречного потока воздуха, преобразуемой колёсным движителем в силу тяги. Это же заветная мечта изобретателей вечного двигателя!

Г.И. Мамити утверждает, что им выведено два новых уравнения движения, трансформирующиеся друг в друга, и это якобы является их подтверждением. Однако в действительности эти два уравнения представляют собой всего лишь две формы записи одного и того же уравнения, вследствие чего их тождество является только доказательством правильности арифметических действий, выполненных при переходе от одного уравнения к другому.

Оригинален ход мыслей при рассмотрении поведения катушки с ниткой. На рисунке 9, *a* его статьи показано, что на нитку действует некоторая сила P_x . Следовательно, она должна создать на катушке какой-то движущий момент. Но этот факт полностью игнорируется. Г.И. Мамити переходит к рисунку 9, *б*, на котором силу P_x переносит в центр катушки, а для сохранения эквивалентности силового воздействия на неё прикладывает к катушке дополнительный момент $M_x = P_x(r - h_x)$, который на рисунке 9, *в* якобы преобразовывается в некую касательную реакцию дороги P_{tw} . Но этот момент — вспомогательный, поправочный, всего лишь обеспечивающий эквивалентность силового воздействия на катушку силы P_x при её различном расположении — согласно рис. 9, *а* или 9, *б*. Он не является движущим моментом катушки. Он не может привести её в движение. Поэтому анализировать движение катушки под воздействием этого момента бессмысленно. К такому выводу мог бы прийти и сам автор новой теории, если бы обратил внимание на то, что на рис. 9, *в* сила действия P_x и сила противодействия P_{tx} не равны между собой. Это является нарушением третьего закона Ньютона, согласно которому сила действия и сила противодействия всегда равны по значению.

Правильным был бы такой подход. Сила натяжения нити P_x должна создавать на катушке какой-то движущий момент — см. рис. 1, *а* данной статьи. Но такой информации недостаточно для определения этого мо-

мента. Надо ещё знать, где расположена сила противодействия силе P_x . Ведь никакая сила не существует в единственном числе. Она — категория парная, существует только в единстве и борьбе с какой-то другой силой, противодействующей первой. И только взаимодействие этих двух сил определяет характер их воздействия на то или иное тело.

Итак, найдём силу, которая противодействует силе P_x . Поскольку любая **сила — это мера механического взаимодействия тел**, то искомая сила должна находиться в точке **взаимодействия** катушки K с каким-то другим телом. Но таковым является только тело T , на поверхности которого покоится катушка — рис. 1, *а*. Следовательно, силой противодействия, возникающей при приложении к нитке силы P_x , является касательная реакция опорной поверхности R_x , приложенная к катушке в точке A её соприкосновения с телом T — рис. 1, *б*. Эта сила не может быть приложенной ни к какой иной точке катушки (например, к её центру), поскольку катушка не имеет никаких других точек соприкосновения с каким-либо иным телом.

Реакция R_x численно равна силе P_x и направлена противоположно ей. Силы P_x и R_x представляют собой пару сил, которая на плече h_x создаёт на катушке движущий момент, равный $M_d = P_x h_x$, действующий в направлении вращения часовой стрелки. Он и обусловит перекатывание катушки слева направо. А силы P_x и R_x в этом участии не принимают — они уравновешивают друг друга. Их функция заключалась в создании движущего момента, равного $P_x h_x$. К слову, в соответствии с третьим законом Ньютона этот момент тоже не одинок — он уравновешивается таким же по значению моментом сопротивления качению катушки. Это находится в полном согласии с первым законом Ньютона: всякое тело сохраняет своё состояние покоя или равномерного движения, пока и поскольку приложенные к нему силы не заставят его изменить это состояние.

Если же силу P_x перенести в центр катушки, то к ней надо приложить поправочный момент $M_x = P_x(r - h_x)$, который обеспечит сохранение прежнего значения движущего момента, равного $M_d = P_x h_x$ — рис. 1, *в*.

А момент $P_x(r - h_x)$, рассматриваемый Г.И. Мамити как движущий, может наблюдаться только в случае, если катушка будет установлена на неподвижной оси O , расположенной на высоте r от опорной поверхности (рис. 2). Поскольку катушка взаимодействует только с

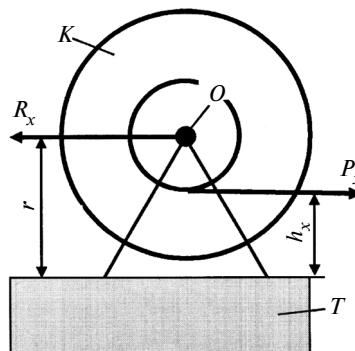


Рис. 2. К составлению уравнения движущего момента, действующего на катушку K , установленную на оси O

осью, то сила противодействия R_x может быть приложена к катушке только со стороны этой оси и уравнение Мамити будет верным. Но такой момент будет вращать катушку в направлении, противоположном направлению вращения часовой стрелки (см. рис. 2).

Аналогичные несуразности имеются и в описании поведения катушки, изображённой на рисунках 9, 2—и статьи Г.И. Мамити. Следовательно, он постоянно пытается обмануть читателя, беспрерывно подсыпая в жернова математики лебеду...

Автор прав, полагая, что уравнения движения "...позволяют решить главную задачу тягового расчёта — определить мощность сопротивлений движению и тем самым требуемую мощность двигателя автомобиля для достижения максимальной скорости V_{\max} на горизонтальном участке дороги $N_{ev} = [(f_v G + P_w h_w/r) V_{\max}] / \eta$ ". Но если это главная задача, то почему бы ему тут же, не отходя от формулы, не подтвердить правильность своей теории численным расчётом? Взять и вычислить потребную мощность двигателя какого-либо хорошо известного массового автомобиля. Если будет получено удовлетворительное совпадение с фактической мощностью — оппоненты будут посрамлены.

Например, можно взять МАЗ-500. Исходные данные для расчёта потребной мощности его двигателя имеются в работе [5]: вес G равен 139,5 кН (масса — 14225 кг), максимальная скорость движения 20,8 м/с (75 км/ч), радиус колеса 0,53 м, КПД трансмиссии 0,84, коэффициент $f_v = 0,02$, высота расположения метацентра 1,45 м, коэффициент $k = 1,05$ Па · с²/м², $F = 5,50$ м² (сила сопротивления воздуха P_w при максимальной скорости движения 20,8 м/с равна 2,50 кН). Подстановка этих значений в приведённую выше формулу Г.И. Мамити приводит к следующему: мощность двигателя, потребная для движения автомобиля МАЗ-500 со скоростью 75 км/ч, равна 238,5 кВт. Это на 106 кВт (на 80 %) больше фактической номинальной мощности, равной 132,4 кВт (180 л.с.).

Кто же ошибся — конструкторы МАЗа или Г.И. Мамити? Положим, что ошиблись конструкторы МАЗа, ведь новое уравнение движения им было неизвестно. Но это означает, что конструкторы снабдили автомобили двигателями с меньшей на 106 кВт мощностью, чем необходимо. Из-за этого они не смогли бы развивать предписанную им максимальную скорость движения 75 км/ч. С помощью той же формулы можно опреде-

лить, что максимальная скорость движения МАЗ-500 с двигателями мощностью 132,4 кВт была бы равна 16,1 м/с, т.е. 58 км/ч (сила P_w при этом равна 1,50 кН).

Но в действительности автомобили МАЗ-500 уверенно развиваются скорость 75 км/ч, что свидетельствует даже об избытке мощности их двигателей. В чём же причина?

В заключение с грустью сознаемся читателю, что всё написанное в данной статье, равно как и в работах Г.И. Мамити, — это не наука, а беллетристика, научно-популярные разговоры о науке... Они состоят из взаимных упрёков в незнании механики и умозрительных рассуждений вида "Здесь должно быть так" и "Нет-нет, здесь должно быть не так, а вот так". А ведь известно — даже у двух мудрецов могут быть три различные точки зрения. Для получения достоверного научного результата должен быть применён какой-то строгий и объективный научный метод, с помощью которого можно получить единственно возможный и неоспоримый результат: "Здесь должно быть так и только так. Другого решения не существует в принципе".

И такой метод существует. Это уравнения Лагранжа второго рода, являющиеся универсальным и абсолютно строгим формально-математическим методом построения уравнений движения машин и механизмов любой степени сложности [6, с. 324]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} = Q_q, \quad (1)$$

где T — кинетическая энергия машины; Φ — диссипативная функция Рэлея; q и \dot{q} — соответственно обобщённая координата и первая производная от неё по времени; Q_q — обобщённая сила.

Мощь этих уравнений заключается в том, что они не требуют предварительных предположений о том, что нужно делать с силами или моментами — переносить их, проецировать или преобразовывать во что-то другое. Необходимо лишь определиться с обобщёнными координатами, составить уравнения кинетической энергии, диссипативной функции и обобщённой силы исследуемой машины, а затем постараться без арифметических ошибок выполнить операции дифференцирования.

Составим такое уравнение для простейшего случая — прямолинейного движения одиночного автомобиля по горизонтальной дороге. В качестве обобщённой координаты q примем текущее значение продольной координаты центра масс автомобиля, её первая производная по времени \dot{q} представляет собой текущее (мгновенное) значение скорости движения автомобиля v .

Приведённую массу автомобиля обозначим $m_{\text{пр}}$, силу сопротивления воздуха — P_w , силу сопротивления качению колёс — P_f , касательную реакцию дороги на ведущие колёса, образуемую при подведении к ним от трансмиссии ведущего момента — P_k . Для того, чтобы не утонуть в несущественных деталях (соблюдаем заветы Декарта и Парето!), значения всех этих величин принимаем постоянными. В таком случае диссипативная функция Φ будет оценивать потери, связанные только с буксированием колёс. Полагая его отсутствующим, имеем $\Phi = 0$.

Кинетическая энергия автомобиля равна:

$$T = m_{\text{пр}} v^2 / 2. \quad (2)$$

Обобщённая сила Q_q определяется как коэффициент при вариации δq обобщённой координаты q в уравнении для виртуальной работы δA :

$$\delta A = P_k \delta q - P_f \delta q - P_w \delta q = (P_k - P_f - P_w) \delta q.$$

Следовательно, обобщённая сила Q_q равна:

$$Q_q = P_k - P_f - P_w. \quad (3)$$

Таким образом, нами определён весь комплекс исходных величин уравнения Лагранжа (1). Выполним операции дифференцирования:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \equiv \frac{\partial}{\partial v} \left(\frac{m_{\text{пр}} v^2}{2} \right) \equiv \frac{m_{\text{пр}}}{2} \frac{\partial(v^2)}{\partial v} = m_{\text{пр}} v; \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} (m_{\text{пр}} v) = m_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} = m_{\text{пр}} j; \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial q} \equiv \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{m_{\text{пр}} v^2}{2} \right) = 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} \equiv \frac{\partial(0)}{\partial \dot{q}} = 0, \quad (6)$$

где j — поступательное ускорение автомобиля.

УДК 629.113

НОВОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ И ВОЗРАЖЕНИЯ ЕГО ПРОТИВНИКОВ

Д-р техн. наук **МАМИТИ Г.И.**

Горский ГАУ (8672.53-28-84)

В центральных журналах опубликованы статьи с утверждением, что выведенное Г.И. Мамити новое уравнение движения колёсной машины ошибочно. Основанием для такого утверждения может быть только аналитическая проверка уравнения путём повторения его вывода, а не арифметические расчёты, на результаты которых влияют возможные опечатки.

Ключевые слова: новое уравнение движения колёсной машины; возражения его противников; аналитическая проверка уравнения; повторение вывода; арифметические расчёты.

Mamiti G.I. NEW EQUATION OF MOTION OF WHEEL MACHINE AND OBJECTIONS OF ITS OPPONENTS

In national magazines published articles with the statement that derived G.I. Mamiti the new equation of motion of the wheeled machine is wrong. The basis for this assertion can only be an analytical verification of the equations by repeating his output, not the arithmetic calculations, the results of which influence the possible errors.

Keywords: a new equation of motion of the wheeled vehicle; the objections of his opponents; analytical verification of the equation; repeat output; arithmetical calculations.

Основные эксплуатационные качества автомобиля были установлены академиком Е.А. Чудаковым в 1928 г. (журнал "Мотор", № 8) [1]. Скорости движения автомобилей в то время были невелики, и можно было пренебречь сопротивлением воздуха, которое находится в квадратичной зависимости от скорости движе-

ния. Подставив соотношения (2) — (6) в исходное уравнение (1), получаем: $m_{\text{пр}} j = P_k - P_f - P_w$. Следовательно, решение уравнения Лагранжа 2-го рода (1) представляет собой общезвестное, давно применяющееся во всем мире уравнение прямолинейного движения одиночного автомобиля по горизонтальной поверхности: $P_k = P_f + P_w + m_{\text{пр}} j$. Другого решения уравнения (1) не существует в принципе. Любое иное уравнение движения, в том числе и "новое" — от лукавого.

Литература

- Яковлев Н.А. Вопросы развития теории автомобиля. — М.: ВЗПИ, 1956. — 143 с.
- Блехман И.И., Мышикис А.Д., Пановко Я.Г. Механика и прикладная математика. Логика и особенности приложений математики. — М.: Наука, 1983. — 328 с.
- Гранин Д. По ту сторону. — СПб.: Издательский дом "Азбука — классика", 2009. — 309 с.
- Крылов А.Н. Мысли и материалы о преподавании механики в высших технических учебных заведениях СССР. — М.—Л.: Изд-во Академии наук СССР, 1943. — 76 с.
- Пождаев С.П. Прорыв в науке или банальная ошибка? // Автомобильная промышленность. — 2017. — № 3. — С. 17—21.
- Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. — М.: Наука, 1967. — 520 с.

ния. Действительно, до скорости 50 км/ч сопротивление воздуха мало ощущимо, но затем довольно резко возрастает по параболе, становясь естественным ограничителем скорости движения наземных транспортных средств.

Автором было выведено новое уравнение движения автомобиля [2; 3 и др.], учитывающее высоты (точки) приложения продольных составляющих действующих на него сил, вызвавшее активную дискуссию. Против выступили сторонники общепринятого уравнения движения [4; 5], к которым присоединился В.И. Копотилов [6], уже после опубликования работ [7; 8], в которых на основе разработанных силовых и эквивалентных им расчётных схем и на физических моделях было исчерпывающе доказано, что новое уравнение движения колёсной машины подтверждается теоретически, экспериментально и практикой конструирования гоночных автомобилей (эмпирически).

Казалось, что после опубликования работы [8] больше не найдется противников нового уравнения движения колёсной машины (автомобиля, трактора, мотоцикла и др.), так как это равносильно заявлению о своей полной неграмотности или неадекватности. Ведь сомнения в результатах теоретических и экспериментальных исследований разрешаются повторением выводов и опытов, а не безосновательным неприятием.

Предмет разногласий в следующем.

Общепринятое уравнение движения автомобиля

Общепринятое уравнение движения автомобиля [9, 10 и др.] получают проецированием действующих на него сил (рис. 1) на плоскость дороги

$$P - m\ddot{v} - \psi G - P_w = 0. \quad (1)$$

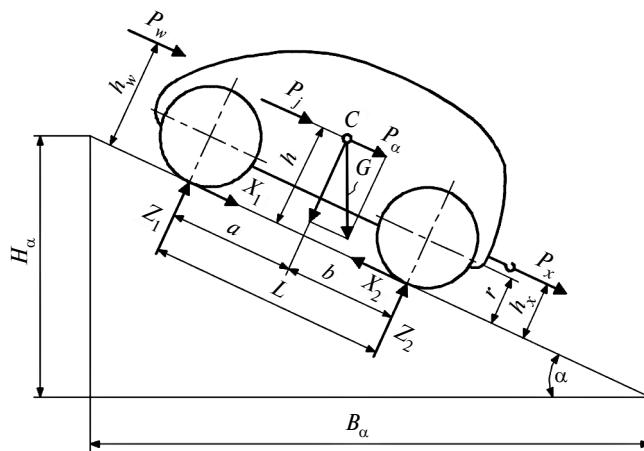


Рис. 1. Общепринятая расчётная схема автомобиля [9, 10]

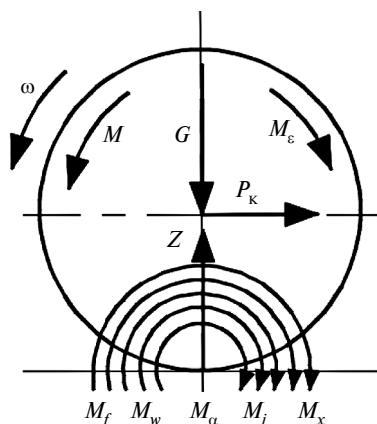


Рис. 2. Новая расчётная схема автомобиля [7, 8]

Из уравнения (1) следует, что высоты (точки) h_w и h приложения сил P_w и $m\ddot{d}$ не имеют значения, что противоречит самому понятию "сила" в механике.

Новое уравнение движения автомобиля

Новое уравнение движения колёсной машины, последовательный вывод которого приведён в [7, 8 и др.], с устраниением замеченных нами в прежних работах [2, 3 и др.] опечаток, в отличие от общепринятого уравнения, получено не проецированием, а приведением этих сил к центрам моментов основной системы (рис. 2).

Если за центр моментов принять ось ведущих задних колёс одиночного автомобиля, то получим первое уравнение движения

$$P - m\ddot{d} - \psi G - [P_w + P_w(h_w - r)/r] = 0. \quad (2)$$

Если же за центр моментов принять точку касания ведущего колеса с дорогой, то получим второе уравнение движения автомобиля

$$P - m\ddot{d} - \psi G - P_w h_w/r = 0, \quad (3)$$

где P — сила тяги; $m\ddot{d}$ — приведённая сила инерции автомобиля при разгоне; ψG — сила сопротивления дороги; ψ — коэффициент сопротивления дороги, $\psi = f_v + \sin\alpha$; f_v — коэффициент сопротивления качению при скорости v движения автомобиля; P_w — сила

сопротивления воздуха; h_w — высота парусности; r — радиус ведущих колёс.

Уравнения (2) и (3), с учётом того, что $[P_w + P_w(h_w - r)/r] = P_w h_w/r$, трансформируются друг в друга. Это является исчерпывающим доказательством того, что новые уравнения движения колёсной машины верны. Кроме того, уравнения, полученные на основе разных расчётов схем (рис. 1 и рис. 2), совпали, тем самым ещё раз подтвердив их верность.

О некоторых понятиях теории движения автомобиля

По тематике, защищённой в 1984 г. канд. диссертации "Повышение эффективности межсменного хранения автомобилей" и научных интересов после защиты (расход топлива, коэффициент сопротивления качению, сила тяги, радиусы колёс) В.И. Копотилов [6], впервые затронувший вопросы динамики прямолинейного движения автомобиля, полагает, что "ложное представление о силе тяги ведущего колеса, как силе, лежащей в плоскости соприкосновения ведущего колеса с дорогой, свойственны не только Г.И. Мамити, но и многим другим, в том числе его оппонентам, авторам упомянутых выше критических статей. Это давнее и, к сожалению, глубоко укоренившееся не только в отечественной, но и зарубежной литературе, заблуждение" (с. 35).

Здесь В.И. Копотилов проявил безудержную смелость, но если бы он ознакомился с [9—12 и др.], то не стал бы утверждать, что "при выводе уравнений движения никто силы на плоскость дороги не проецирует" [6, с. 34, правая колонка, 6...8 строки снизу]. Незнание работ предшественников — не аргумент. Отсюда же его глубоко ошибочное суждение о силе тяги.

Возникновение силы тяги давно подробно, доходчиво и предельно ясно объяснил проф. Г.В. Зимелев [13]: "Сила, движущая автомобиль, возникает в результате взаимодействия ведущих колёс с дорогой, обусловленного крутящим моментом, передаваемым от двигателя к ведущим колёсам. Если известны момент M_k , подводимый к ведущим колёсам, и радиус колёс r , то может быть найдена окружная сила P_k на ведущих колёсах в точках соприкосновения шин с дорогой; окружная сила направлена в сторону, обратную направлению движения автомобиля, и представляет собой воздействие колёс на дорогу. Воздействие дороги на ведущие колёса — тангенциальная реакция T дороги направлена в сторону движения и является силой, движущей автомобиль. Эта сила носит название тяговой силы" (с. 12—13).

Далее В.И. Копотилов [6] продолжает "Автору данной статьи уже неоднократно приходилось в печати указывать о научной несостоятельности такого взгляда на силу тяги [14, 15 и др.]. Более того, в статьях [15, 16, 17 и др.] было дано развернутое теоретическое обоснование силы тяги как вектора и "механизма" её образования" (изменена нумерация цитируемой литературы — Г.М.).

Хоть и досталось "в том числе его оппонентам", В.И. Копотилов ухватился за их представление об автомобиле, как "рычажно-шарнирном механизме" [4]. И менторски пишет: "И здесь автор допускает грубую ошибку, на которую справедливо указывали критики в

статье [4]. Суть этой ошибки заключается в том, что моменты сил, т.е. M_w , M_j , M_a и M_x к ведущим колёсам прикладывать нельзя, так как они на ведущие колёса не передаются. Однако в своих опровержениях... Г.И. Мамити на это никак не прореагировал, а лишь вновь повторил эту же ошибку. Судя по всему, это связано с двумя нюансами из теоретической механики, которые он не понимает или же совсем не знает. Поэтому имеет смысл ещё раз объяснить автору, а заодно и читателям, указанные нюансы теоретической механики, приведшие его к заблуждению. Во-первых, параллельный перенос вектора силы с добавлением момента возможен только в пределах одного (так у автора — Г.М.) и того же тела. А корпус и ведущее колесо — это разные тела. Следовательно, простой перенос силы невозможен. Во-вторых, передача момента с одного тела (корпуса) на другое (колесо) невозможен, потому что между колесом, как опорой, и корпусом (т.е. другим телом) имеет место не жёсткая, а шарнирная связь. Как известно, цилиндрический шарнир не передаёт момент, а может воспринимать только радиальные (по отношению к оси шарнира) силы... Таким образом, никаких моментов этих сил к ведущим колёсам и им соответствующих сил P_{tw} , $P_{v'}$, P_{ta} и P_{tx} в зонах контакта прикладывать, как это делает Г.И. Мамити, нельзя!" (с. 33).

К сведению В.И. Пескова [4] и В.И. Копотилова [6]: в теории автомобиля считают, что "Автомобиль представляет собой механическую систему с разнообразным характером связей отдельных элементов и сложными законами их относительных перемещений. При решении различных задач можно пренебречь теми или иными относительными перемещениями элементов системы. При определении понятий "управляемость" и "устойчивость" можно считать автомобиль не системой, а твёрдым телом" [18, с. 6].

Все авторы, рассматривавшие тяговую и тормозную динамику автомобиля, считали его твёрдым телом. Достаточно взять любую книгу, чтобы убедиться в этом. Только при изучении плавности хода автомобиль представляют как многомассовую колебательную систему, обладающую многими степенями свободы.

"Г.И. Мамити считает, что действующие на корпус машины в продольной плоскости моменты от силы сопротивления воздуха, инерционной силы, силы со стороны прицепа и силы, противодействующей движению на подъёме, создают на ведущих колёсах противодействующие моменты. Но такое представление правомерно только для монолитной структуры, а кузов и колёса в сборе представляют собой рычажно-шарнирный механизм" [4].

Этим, признав нашу правоту для "твёрдого тела", В.И. Песков [4], желая, во что бы то ни стало, опровергнуть новое уравнение движения, представил автомобиль как "рычажно-шарнирный механизм", за что и ухватился В.И. Копотилов [6], не понимая, что речь идёт не о передаче моментов, а о переносе продольных составляющих действующих на автомобиль сил сопротивления движению к центрам моментов основной системы.

Создаётся впечатление, что оппоненты живут в неzemных условиях. Неужели, спустившись на землю, и

пробуя завести двигатель своего автомобиля с разряженным аккумулятором, они считают, что продольные силы не передаются через шарниры? Хотят оппоненты этого или нет, но их толкающие силы передаются через шарниры к центрам моментов — к оси ведущих колёс и контакту их с дорогой, создавая моменты относительно них, равные произведениям продольных сил на расстояния до центров моментов (теорема Вариньона).

Настоящий учёный если сомневается в теоретических выкладках — повторяет их сам, если сомневается в результатах экспериментальных исследований — повторяет опыты. К сожалению, никто из оппонентов не смог повторить вывод нового уравнения движения машины, а арифметические расчёты для проверки уравнений не годятся, из-за влияния возможных опечаток. К сожалению, опечатки — бич издательской деятельности. Даже тщательно отредактированная работа [8] содержит опечатку на стр. 29, правая колонка, 20-я строка снизу, где вместо выражения $P_{tx} = M_x/r' = 2P_x$ напечатано $P_{tx} = M_x/r' = P_x(r - h_x)/r = 2P_x$.

Предметом разногласий с оппонентами является точка приложения силы. Приходится доказывать, что **сила имеет точку приложения, которую нельзя игнорировать**, и это печально. Оппоненты действительно не понимают, что отрицая это, они противоречат самому понятию "сила" в механике и выставляют себя на посмешище. Отрицать влияние высоты (точки) приложения силы — несусветное безумие, равное самодискретизации в научном плане. А как же "рычаг Архимеда"? Неужели оппоненты никогда не держали в руках лопату или лом?

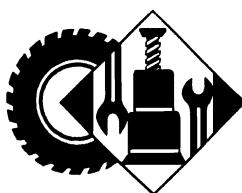
Почему убирают паруса при усилении ветра на парусниках и буерах? Чтобы снизить высоту центра парусности и тем самым величину опрокидывающего момента. Но оппоненты не понимают, как создаётся этот момент, отрицая его существование, вопреки законам механики.

В теории движения при изучении тяговой и тормозной динамики автомобиль, представляющий собой сложную механическую систему, считают твёрдым телом с одной степенью свободы. А многомассовой колебательной системой, обладающей многими степенями свободы, — если рассматривается плавность хода. Это необходимо знать.

Литература

- Чудаков Е.А. Избранные труды. Том 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 464 с.
- Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2014, № 6. — С. 15–18.
- Мамити Г.И. Новое уравнение движения, тяговый расчёт, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля // Автомобильная промышленность, 2015, № 10. — С. 16–18.
- Кузьмин Н.А., Сердюк В.И., Песков В.И. Анализ нового уравнения движения колёсной машины // Тракторы и сельхозмашины, 2016, № 4. — С. 24–28.
- Пожидаев С.П. Прорыв в науке или банальная ошибка? // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 17–21.
- Копотилов В.И. Ещё раз о новой расчётной схеме и уравнении движения колёсной машины // Автомобильная промышленность, 2017, № 7. — С. 31–36.

7. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины — верно // Автомобильная промышленность, 2017, № 3. — С. 22—27.
8. Мамити Г.И. Прорыв в науке? Пусть ответит непредвзятый читатель // Автомобильная промышленность, 2017, № 7. — С. 21—30.
9. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. — М.: ИЦ "Академия", 2006. — 240 с.
10. Мамити Г.И. Теория движения двухосной колёсной машины. Книга 1. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчёт. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для вузов. — Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО "Горский госагроуниверситет", 2012. — 216 с.
11. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
12. Антонов А.С., Кононович Ю.А., Магидович Е.И., Прозоров В.С. Армейские автомобили. Теория. — М.: Воениздат, 1970. — 527 с.
13. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. — 240 с.
14. Копотилов В.И. Анализ некоторых версий силы тяги автомобиля // Грузовик, 2014, № 1. — С. 39—43.
15. Копотилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения, 2014, № 11. — С. 36—40.
16. Копотилов В.И. Механизм образования силы тяги у колёсных строительно-дорожных машин // Направления развития и перспективные способы строительства дорог, мостов и оборудования переправ: Материалы межвузовской региональной науч.-тех. конф. 29 апреля 2015 г. — Тюмень: ТВВИКУ, 2015. — С. 45—49.
17. Копотилов В.И. Сила тяги и механизм её образования // Автомобильная промышленность, 2015, № 7. — С. 4—9.
18. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.113

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОБРАБОТКИ МОТОРНОГО МАСЛА В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Канд. техн. наук **КРАЙНЮКОВ А.В., ЖЕГАЛОВ И.Н.**
РВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова
(zhegalov-vanya@yandex.ru)

Представлены результаты исследования способа обработки моторного масла для поддержания его вязкостно-температурных свойств в условиях низких температур.

Ключевые слова: моторное масло, низкие температуры, пьезоэлектрическая ультразвуковая обработка, прокачиваемость, вязкость, опыт.

Kraynyukov A.V., Zhegalov I.N.
**RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS
OF PIEZOELECTRIC ULTRASOUND PROCESSING
OF MOTOR OIL IN CONDITIONS OF LOW
TEMPERATURES**

The article presents the results of an experimental study of a method for treating motor oil to maintain its viscosity-temperature properties under low-temperature conditions.

Keywords: motor oil, low temperatures, piezoelectric ultrasonic treatment, pumpability, viscosity, experience.

Как известно, вязкость моторного масла при низких температурах существенно увеличивается, что приводит к ухудшению его прокачиваемости по каналам и через фильтры, повышает сопротивление проворачиванию коленчатого вала и движению элементов кривошипно-шатунного механизма в целом. Это затрудняет пуск двигателя и его работу, приводит к повышенному износу цилиндро-поршневой группы [1].

Решить проблему призваны системы обеспечения пуска холодного двигателя, однако в климатических

условиях Арктического региона существующие системы недостаточно эффективны, и вероятность отказов дизелей довольно высока. Проведённые ранее исследования недостаточно освещают вопрос подготовки двигателя к холодному пуску изменением вязкостно-температурных свойств моторного масла. Разработка новых способов обеспечения надёжного пуска и эксплуатации дизеля в условиях низких температур является важной прикладной задачей.

Суть предлагаемого способа подготовки смазочной системы дизеля заключается в пьезоэлектрическом ультразвуковом воздействии на моторное масло в целях уменьшения его вязкости при низких температурах окружающей среды.

Исследования [2] показали, что в процессе ультразвуковой обработки моторного масла в зависимости от интенсивности и времени воздействия в обрабатываемой среде происходят следующие явления: докавитационный режим, когда сплошность среды не нарушается, режим зарождения кавитации, когда в жидкой среде возникают кавитационные парогазовые пузырьки, изменяя её волновое сопротивление (импеданс), режим развитой кавитации, когда импеданс кавитирующей (водно-газовой) среды приближается к импедансу газовой среды и режим сверхразвитой кавитации, когда кавитационные пузырьки достигают критических размеров, при которых происходит их вырождение в резонансные (рис. 1).

Моторное масло имеет сложный состав. При интенсивной кавитации, которая возникает после 10 секунд воздействия [2, 3], структура масла разрушается, что приводит к ухудшению его эксплуатационных свойств. В связи с этим ультразвуковую обработку масла следует производить сериями: 10 секунд воздействие — 10 секунд пауза. Ультразвуковое воздействие наиболее интенсивно в жидких средах проявляется при частоте от 20 до 60 кГц [4].

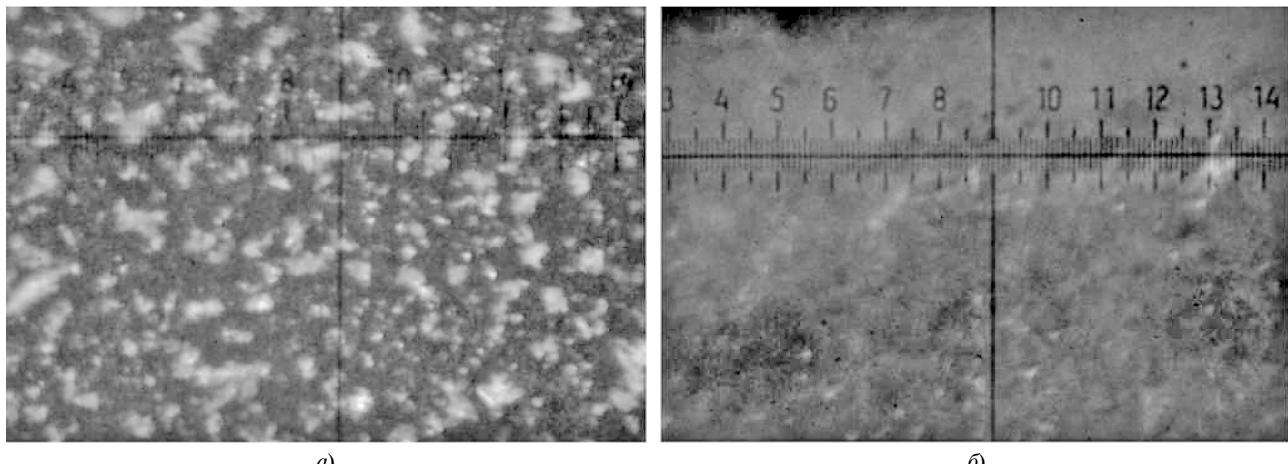


Рис. 1. Моторное масло М-43/14д под микроскопом при температуре -60°C .
а — без обработки; б — после пьезоэлектрической обработки

Основная цель экспериментальных исследований определена решением задачи поддержания требуемой вязкости моторного масла в условиях низких температур. Рассматриваемая задача состояла в определении оптимальной вязкости масла и установлении рационального режима обработки — значений технологических факторов, обеспечивающих требуемые вязкостно-температурные свойства масла при пьезоэлектрическом ультразвуковом воздействии в условиях низких температур.

Экспериментальные исследования проводились на специально разработанном для этой цели исследовательском комплексе, в состав которого вошли: камера тепла и холода "Термокон ТХ-80", капиллярный стеклянный вискозиметр ВПЖ-4 с名义альным диаметром 2 мм, ультразвуковой генератор УЗГ-3-0,4 с регулируемой частотой ультразвукового излучения и секундомер. В качестве образца было принято моторное масло М-43/14д, предназначенное для смазывания высокогородированных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей [5].

Технология экспериментальных исследований сводилась к следующему. Небольшое количество моторного масла (около 100 см³) "замораживалось" до определённой отрицательной температуры. Затем при помощи вискозиметра и секундомера замерялась его вязкость. После этого оно повторно охлаждалось до той же температуры и подвергалось различному числу серий воздействия ультразвука разной частоты, после чего снова замерялась его вязкость. Каждый опыт производился на отдельном образце масла.

В качестве параметра оптимизации принята кинематическая вязкость моторного масла, а за варьируемые факторы — температура, количество серий и частота ультразвукового воздействия (см. таблицу).

По итогам реализации экспериментальных исследований и последующей статистической обработки их результатов получена математическая модель первого порядка: $v = 740,53 - 0,69t - 1,28n - 9,98f - 0,15tn + 0,1tf + 0,18nf$.

Для нахождения оптимального значения отклика использовался метод крутого спуска, однако постро-

енная поверхность отклика по значениям параметров модели первого порядка не позволила получить экстремума функции. Для более точного достижения точки оптимума, согласно рекомендациям [6], принято решение представить регрессионную модель с нормализованными факторами полиномом второго порядка. В результате проведения второй серии опытов и статистической обработки экспериментальных данных доказана адекватность математической модели и значимость всех коэффициентов уравнения регрессии второго порядка.

Второе уравнение математической модели вязкости моторного масла для натуральных значений факторов имеет вид: $v = 512,94 - 7,61t - 8,19n - 12,89f + 0,08t^2 + 0,17n^2 + 0,16f^2 - 0,15tn + 0,1tf + 0,18nf$.

Для определения значений технологических факторов осуществлён повторный крутой спуск, поверхность которого позволила определить значения факторов, позволяющих обрабатывать моторное масло в условиях низких температур.

Минимальное значение функции (вязкость масла) v равно 409 мм²/с при температуре $t = -48^{\circ}\text{C}$, количестве серий ультразвукового воздействия $n = 26$ и частоте ультразвукового излучения $f = 40$ кГц.

Таким образом, экспериментальные исследования показали, что пьезоэлектрическое ультразвуковое воз-

Технологические факторы	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Уровни варьирования		
			нижний —	основной 0	верхний +
Температура масла t , °C	x_1	20	-60	-40	-20
Количество серий ультразвукового воздействия n	x_2	10	10	20	30
Частота ультразвукового излучения f , кГц	x_3	13	18	31	44

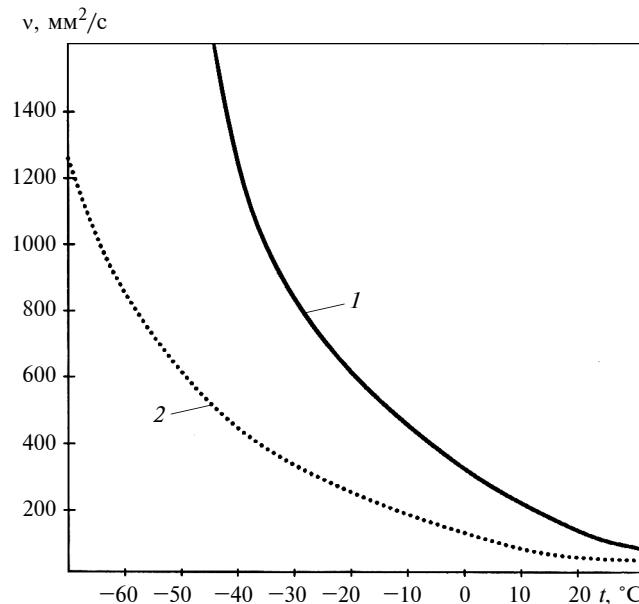


Рис. 2. Вязкостно-температурная характеристика масла М-4з/14д:
1 — без обработки; 2 — после пьезоэлектрической обработки

действие на моторное масло с соблюдением предложенной технологии позволяет достичь требуемого уровня вязкости масла (рис. 2) и подготовить смазочную систему дизеля к эксплуатации в условиях низких температур.

Литература

- Эксплуатация строительных, дорожных и коммунальных машин в зимнее время: учебно-методическое пособие / В.И. Иванов, А.Н. Чебоксаров. — Омск: СибАДИ, 2011. — 148 с.
- Хмелев В.Н. Ультразвуковые многофункциональные и специализированные аппараты для интенсификации технологических процессов в промышленности, сельском и домашнем хозяйстве [Текст] / В.Н. Хмелев, Г.В. Леонов, Р.В. Барсуков, С.Н. Цыганок, А.В. Шалунов. — Алт. гос. техн. ун-т, БТИ. — Бийск: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2007. — 414 с.
- Радж Баллев и др. Применения ультразвука. — М.: Техносфера, 2006. — 313 с.
- Василевский А.В. Ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива как способ улучшения пусковых качеств дизеля [Текст]: журнал ВАК / А.В. Василевский // Автомобильная промышленность. — М., 2012 — Вып. 1. — С. 28—29.
- Радж Баллев и др. Применения ультразвука. — М.: Техносфера, 2006. — 313 с.
- Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. — М.: Машиностроение, 1981. — 184 с.

УДК 62-408.66

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕИСПРАВНОЙ РАБОТЫ ДРЕНАЖНОЙ СИСТЕМЫ ПОДКАПОТНОГО ПРОСТРАНСТВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

РАЗГОВОРОВ К.И.

АНО "Экспертно-правовой центр"
(razgovorov@rambler.ru)

Рассмотрена основная причина неисправной работы дренажной системы подкапотного пространства легковых автомобилей по результатам исследований в рамках независимых автотехнических экспертиз.

Ключевые слова: дренажная система легковых автомобилей, причины отказов и неисправностей, автотехническая экспертиза.

Razgovorov K.I.

INVESTIGATION DEFECTIVE WORK DRAINAGE SYSTEM OF UNDERWATER SPACE OF PASSENGER CAR

The main reason for the malfunctioning operation drainage system passenger compartment under passenger cars is examined based on results research within the framework of independent auto technical expertise.

Keywords: Drainage system for cars, the reasons for failure and faults, auto-technical expertise.

Дренажная система выполняет весьма важную роль в эксплуатации современного транспортного средства. Если дренажные отверстия забиты, то попавшая в кузов вода будет накапливаться и может попадать в салон автомобиля, стать причиной неприятного запаха и коррозии. Забивают сливные отверстия сухие листья или куски спекшейся грязи.

Анализ полученной информации производителя автомобиля "Порше" показал, что в плановом техничес-

ком обслуживании автомобилей данной марки работ, связанных с проверкой и очисткой дренажной системы, не предусмотрено. Однако анализ исследуемой неисправности на форумах владельцев автомобилей "Порше Кайен" в сети "Интернет" показал, что это достаточно распространённая проблема. Несвоевременное устранение засора может стать причиной серьёзных повреждений электропроводки автомобиля и электронных блоков управления, так как жидкость перетекает в салон и скапливается в передней части (рис. 1), как правило, под ковриком переднего пассажира и водителя. Данное обстоятельство может привести к короткому замыканию и даже пожару, а следовательно, к существенному ремонту и значительным финансовым затратам.

Постоянное скопление воды в технологической полости под капотом может привести к повреждению вакуумного усилителя тормозов. Также скопление воды на панели стеклоочистителя может стать причиной

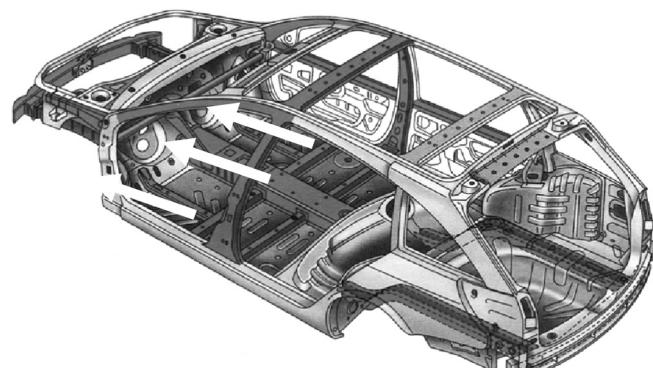


Рис. 1. Места проникновения жидкости в салон автомобиля

повреждения главного тормозного цилиндра. Более того, при отрицательных температурах наружного воздуха попавшая на усилитель тормозов вода может замерзнуть, что приведёт к частичному или полному отказу тормозов. Постепенное проникновение жидкости в салон автомобиля происходит через впускной воздуховод блока электровентилятора отопителя и заглушки уплотнения технологических отверстий в щётке моторного отсека.

Требования, предъявляемые к дренажным системам таковы: высокие длительно обеспечиваемые гидравлические характеристики; высокая пропускная способность; оптимальная коррозионная и химическая стойкость; низкая засоряемость различными типами отложений; простой и быстрый доступ к осмотру и проверке. При проектировании дренажных систем в первую очередь необходим подбор материала по гидравлическим характеристикам, внешнему диаметру, его профилю, значению коэффициента шероховатости. Второстепенное значение, как правило, придаётся вопросам естественной аэрации и продувки их подкапотным воздухом. Между тем работоспособность дренажной системы очень тесно связана с *внутренней аэродинамикой АТС*.

Внутренняя аэродинамика транспортного средства изучает вопросы вентиляции и отопления салона (кабины), обдува двигателя и охлаждения кузова (рефрижератора), а также энергозатраты на преодоление внутреннего аэродинамического сопротивления в подкапотном пространстве и кабине (кузове). Эти вопросы, а также проблемы эффективного обдува двигателей достаточно подробно рассмотрены в технической литературе [1—4]. Однако внутренние аэродинамические потери, связанные с общим аэродинамическим сопротивлением АТС, а следовательно, и затратами энергии и топлива на его движение в настоящее время остаются малоизученными.

Сопротивление внутренних потоков автомобиля зависит от способов забора и выброса воздуха системами охлаждения двигателя и вентиляции салона (кабины); степени герметизации подкапотного пространства, включая пространство вокруг радиатора; формирования характера протекания потоков в подкапотном пространстве и салоне. В настоящее время в целях снижения внутренних аэродинамических потерь наметилась тенденция к смешению мест забора охлаждающего воздуха в зону переднего бампера, в том числе из-под него, с максимальной герметизацией передка, дверных проёмов и багажника, а также устранением облицовки радиатора с лобовой панели.

Для уменьшения сопротивления внутренних потоков применяют различные конструктивные решения. При этом сам радиатор тщательно уплотняется по периметру и размещается в специальном кожухе. Так, на опытном автомобиле "Опель Тех-1" конструкция воздухозаборника представляет собой выполненную в лицевой панели под передней частью кузова узкую щель, ширина которой может меняться в зависимости от необходимой степени охлаждения двигателя. Изменение ширины щели осуществляется с помощью специальной скользящей шторки. Оригинально разработано

движение воздуха в подкапотном пространстве этого автомобиля. Из моторного отсека имеются три воздуховода: основной — через центральный туннель, в котором расположена система впуска отработавших газов, и два боковых — с выводами их за передними стойками в углубления в передних торцах дверей. В результате использования естественной зоны разрежения для выхода воздуха и оптимизации его движения снижается общее сопротивление воздуха в подкапотном пространстве и автомобиля в целом.

Фирма "Фольксваген" на своей модели "Фольксваген-2000" применила систему подвода воздуха к радиатору, при которой охлаждающий воздух поступает через отверстие, находящееся в глубине фартука, обтекает радиатор, наклонно расположенный в вертикальной шахте, и выходит в передней области капота в зоне пониженного давления. Эта система подвода охлаждающего воздуха потребовала создания отличающейся от прежней системы вентиляции салона. На экспериментальном автомобиле свежий воздух поступает не как обычно в зоне подпора перед лобовым стеклом, а сбоку — через решётку между капотом и передней частью боковины. Отсюда воздух направляется непосредственно в шахту отопления и вентиляции.

У автомобиля "Мерседес-Бенц" 124-й серии применена система автоматического регулирования подачи воздуха для охлаждения двигателя, работающая следующим образом. Специальный компрессор, включающийся при повороте ключа в замке зажигания, закачивает воздух в расположенные перед радиатором эластичные пластиковые трубы, которые, расширяясь, закрывают отверстия облицовки радиатора и ограничивают таким образом доступ охлаждающего воздуха к двигателю. Давление в системе, а следовательно, и степень закрытия отверстий облицовки регулируются автоматически в зависимости от теплового состояния двигателя. Это позволяет свести до минимума время прогрева двигателя после пуска, уменьшает затраты мощности на привод вентилятора и аэродинамические потери в подкапотном пространстве при движении автомобиля. В ходе аэродинамической доводки автомобиля установлено, что уплотнение радиатора по его боковинам снижает коэффициент обтекаемости на 4 %.

Внутренние аэродинамические потери автомобиля складываются из потерь в подкапотном пространстве и в салоне (кабине). По литературным данным, доля аэродинамических потерь в подкапотном пространстве составляет 8—10 % от аэродинамического сопротивления автомобиля.

Применяемые способы организации забора воздуха через подкапотное пространство и соответствующие им аэродинамические потери $C''k$. показаны на рис. 2. Высокие значения коэффициента сопротивления охлаждающего воздуха имеют место в том случае, когда объёмный расход воздуха через решётку радиатора и моторный отсек значительно больше требуемого для охлаждения двигателя. В случае протекания через подкапотное пространство объёма воздуха (при наличии соответствующих расчётов), необходимого для охлаждения двигателя, можно обеспечить сравнительно небольшие значения $C_{\text{ппк}}^{\text{вн}}$.

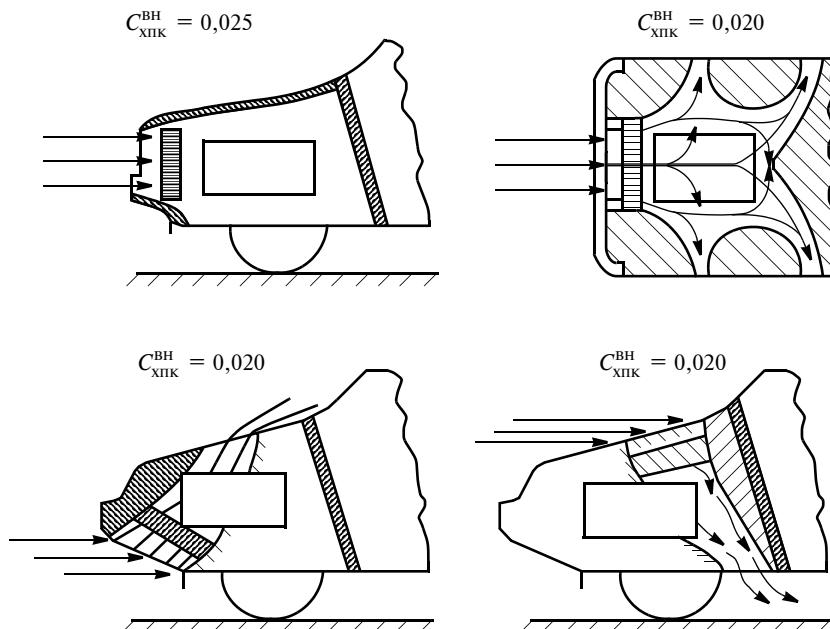


Рис. 2. Способы организации забора, протекания через подкапотное пространство и выпуска охлаждающего двигатели воздуха и соответствующая доля внутренних аэродинамических потерь

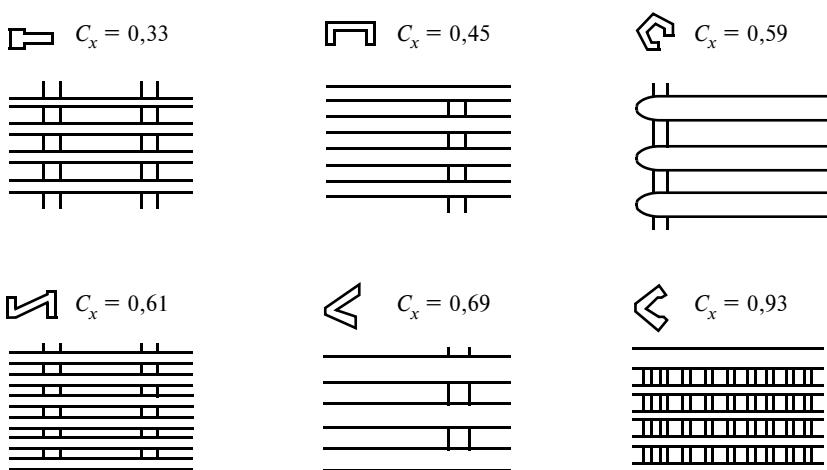


Рис. 3. Формы облицовок решёток радиаторов и соответствующие им значения C_x

На величину внутренних аэродинамических потерь заметно влияют степень уплотнения подкапотного пространства и устранение перетекания потоков (табл.). В частности, конструктивное исполнение и

проходное сечение отверстий для забора воздуха в системы охлаждения и вентиляции, а также формирование потока, натекающего на радиатор. На рис. 3 показаны типичные формы облицовок решёток радиаторов, применяемых на автомобилях. При одинаковой площади сечения входного отверстия, в зависимости от конструктивного исполнения решётки облицовки радиатора, их коэффициент C_x различен, что объясняется различными гидравлическими потерями на входе.

Чем больше суммарная площадь решётки, тем больше суммарное сопротивление, поэтому в целях снижения аэродинамического сопротивления следует обеспечивать наименьший расход воздуха через облицовку радиатора. Это может быть достигнуто соответствующим формированием входа потока. Одним из способов оптимизации расхода воздуха может быть правильная организация натекания воздушного потока на радиатор посредством аэродинамических элементов типа диффузора. Тогда при меньшем входном сечении обеспечен тот же самый расход воздуха через радиатор, что и при обычно применяемой схеме на автомобилях. При этом аэродинамические потери на входе уменьшаются на 25 и 30 %.

При проектировании автомобиля для оценки его аэродинамического сопротивления в целом и отдельных составляющих можно принимать величину аэродинамических потерь в подкапотном пространстве, равной $C_{x\text{pk}}^{\text{BH}} = 0,03–0,4$, а долю потерь на перетекание потоков в салоне (кабине) в 2 раза меньшей $C_{x\text{c}}^{\text{BH}} = 0,015–0,02$. Тогда суммарные потери на перетекание внутренних потоков можно считать равными $C_x^{\text{BH}} = 0,045–0,06$.

В отличие от перемещающихся в воздушном потоке летательных аппаратов, характер взаимодействия ав-

Вариант	Испытанный конфигурация автомобиля	ΔC_x	ДС, %
1	Автомобиль в снаряженном состоянии с протеканием через радиатор потока охлаждающего воздуха и перекрытием пространства под двигателем	—	—
2	По варианту 1 без протекания через радиатор потока охлаждающего воздуха	-0,023	-6,3
3	По варианту 2 без перекрытия пространства под двигателем	-0,018	-5,1
4	По варианту 1 без перекрытия пространства под двигателем	+0,013	+3,7
5	По варианту 1 с укороченным перекрытием пространства под двигателем	+0,008	+2,6
6	По варианту 5 без уплотнения радиатора по бокам	+0,024	+6,6
7	По варианту 6 без уплотнения радиатора снизу	+0,023	+6,3

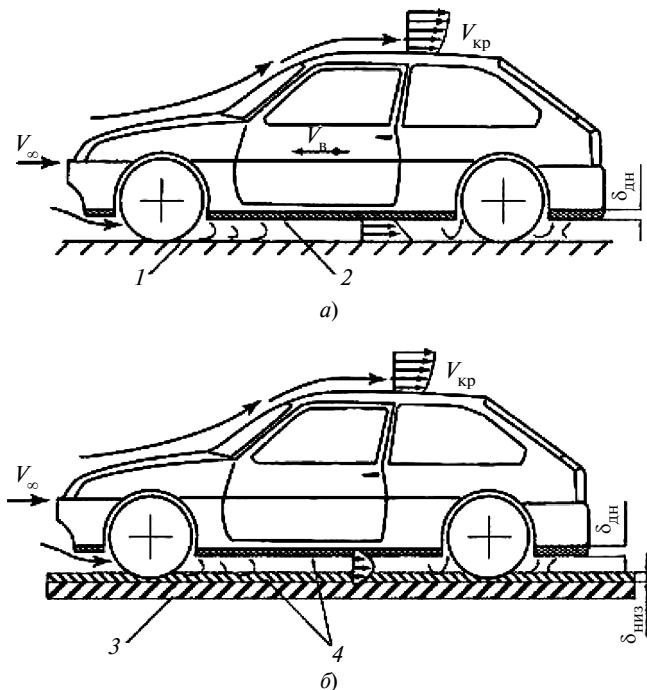


Рис. 4. Схемы обтекания крыши и днища автомобиля:
а — движущегося по дороге; б — установленного в аэродинамической трубе

томобиля с воздушной средой в значительной мере подвержен влиянию дороги, выполняющей роль своеобразного аэродинамического экрана. При натекании на автомобиль воздушного потока часть его попадает в подднищевую зону, где взаимодействует с днищем, элементами ходовой части и трансмиссии, колесами. В результате образования на днище пограничного слоя, сопротивления элементов ходовой части и трансмиссии, а также колёс происходит торможение потока с соответствующим увеличением давления на днище кузова и аэродинамического сопротивления подднищевой зоны.

Аэродинамическое сопротивление подднищевой зоны складывается из сопротивления трения шероховатого днища и конструктивных элементов на нём, сопротивления трения воздуха о воздух, индуктивного сопротивления и сопротивления колёс (рис. 4).

Один из способов снижения аэродинамических потерь в подднищевой зоне — уменьшение индуктивного сопротивления. Оно может быть достигнуто за счёт уменьшения степени торможения потока под автомобилем путём установки нижнего обтекателя днища с отверстием для выброса воздуха из подкапотного пространства на днище. Такой щелевой выброс струйного течения воздуха с соответствующей скоростью V из подкапотного пространства обеспечивает сдув пограничного слоя с днища. При этом эффективность мероприятия зависит от величины V , определяемой проходным сечением отверстия в подкапотном днище.

Для определения оптимального проходного сечения отверстия в подкапотном днище и степени снижения аэродинамического сопротивления за счёт его установки запишем уравнение Бернулли для средней

(по длине модели автомобиля) части подднищевой зоны, где наблюдается установившаяся скорость V_t потока у днища: $\rho V_{dt}^2/2 + P_{dn} = \rho V_{kp}^2/2 + P_{kp}$, где $\rho V_{dt}^2/2$ — скоростной напор под днищем модели автомобиля; V_a , V_p — скорость движения автомобиля и натекания невозмущённого потока; V_{kp} , V_{dn} — эпюры скорости протекания потока у крыши и в подднищевой зоне; δ_{dk} , δ_{pt} — толщина пограничного слоя на днище автомобиля и полу аэродинамической трубы; $\rho V_{kp}^2/2$ — скоростной напор над крышей модели автомобиля; P_{dn} и P_{kp} — статическое давление на днище и крышу модели соответственно.

Для оценки возможностей снижения аэродинамического сопротивления легковых автомобилей за счёт оптимизации протекания потоков в подкапотном пространстве и подднищевой зоне были проведены весовые испытания изготовленной из пластмассы пустотелой масштабной ($M 1:4$) модели легкового автомобиля. Испытания проводились в малой аэродинамической трубе НИИ механики МГУ при скорости потока 35 м/с.

В облицовке радиатора модели были сделаны щели для забора воздуха и проведена имитация подкапотного пространства с установкой в нём смоделированных узлов и агрегатов: двигателя, радиатора, коробки передач, сцепления, генератора, запасного колеса и др. Таким образом, в ходе весовых испытаний имелась возможность имитации протекания воздушного потока через подкапотное пространство. При этом подднищевая зона под двигателем была перекрыта таким образом, что имелась возможность дозированного выброса прошедшего через подкапотное пространство воздуха в подднищевую зону модели. Дозирование выброса воздуха осуществлялось изменением степени перекрытия подднищевой зоны за счёт изменения площади зоны выброса (рис. 5). Выброс воздушного потока производился через прямоугольное отверстие со сдувом пограничного слоя с днища. При этом ширина его ($B_{dn} = 0,265$ м) оставалась в ходе опытов постоянной, а длина принимала дискретные значения. На

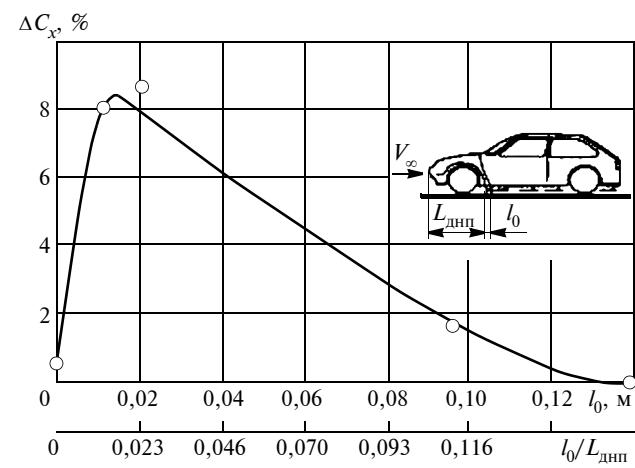


Рис. 5. Зависимость снижения C_x модели автомобиля от длины отверстия в подкапотном днище

рис. 6 приведены зависимости снижения коэффициента обтекаемости ΔC_x модели при различной длине выпускного отверстия. Видно, что по мере уменьшения его длины (площади сечения) значение коэффициента C_x снижается. Это объясняется тем, что с уменьшением проходного сечения выпускного отверстия скорость выбрасываемого из подкапотного пространства воздуха возрастает. При этом за счёт сдува пограничного слоя с днища увеличивается скорость протекания потока в поднищевой зоне, что и обеспечивает снижение индуктивной составляющей аэродинамического сопротивления модели.

Наибольшее снижение коэффициента обтекаемости модели за счёт улучшения протекания потоком к поднищевой зоне путём организованного выброса из подкапотного пространства составило более 8 % при длине выпускного отверстия 0,01 м.

Таким образом, важным моментом в самоочистке дренажной системы автомобиля является проведение испытаний производителем аэрационных потоков подкапотного пространства, а в случае необходимости — и доводка конструкции.



a)



б)

Рис. 6. Подкапотное пространство, вид сверху:
а — слева; б — справа



Рис. 7. Дренажные отверстия (вид снизу)

Осмотр подкапотного пространства "Порше Кайен" позволил установить, что дренажная система закрыта сверху пластмассовыми кожухами, патрубками, расширительным бачком тормозного цилиндра и вакуумным усилителем тормозов, блоком предохранителей. В подкапотном пространстве обнаружена листва (рис. 6).

Дренажные отверстия снизу закрыты пластиковыми подкрылками. Для лучшей работы и функционирования дренажной системы пластмассовые детали (подкрылки) в колёсных нишах могут быть полностью или частично удалены, либо в них сделаны отверстия. В верхней части желательно предусмотреть технологические отверстия для предотвращения попадания листья, а также лучшей вентиляции и продувки дренажной системы.

Дренажные отверстия снизу автомобиля выполнены в виде прорезей в кузове, имеют кромку и барьер, представляющий собой препятствие для выхода листьев и других мелких предметов. Конструкцию желательно доработать, вставив патрубок с высоким коэффициентом скольжения. Диаметр отверстия составил 35 мм (рис. 7).

Анализируя полученные результаты, можно заключить, что дренажная система данного автомобиля имеет низкую пропускную способность, нуждается в доработке конструкции, а дефект следует отнести к классу конструктивных. Оперативная промывка и прочистка данной системы невозможна без частичной разборки подкапотного пространства.

Литература

1. Афанасьев Б.А. Проектирование полноприводных колёсных машин / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
2. Иванов А.М. Автомобили. Конструкция и рабочие процессы / А.М. Иванов, С.Н. Иванов, Н.П. Квасновская. — М.: Академия, 2012.
3. Лукин П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Радионов. — М.: Машиностроение, 1984.
4. Этапы разработки легкового автомобиля / Е.У. Исаев, Н.С. Соломатин, В.В. Ковтун, В.М. Карпов. — Томск: Издательство ТГУ, 2004.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.7

ВЫБОР И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Канд. техн. наук АЛИЕВ А.А.
НИИАЭ (test-eng@mail.ru)

На основе материаловедческого подхода к выбору конструкционных сталей для решения проблемы надёжности эксплуатации деталей машин, в том числе деталей изделий электрооборудования — свечей факельных штифтовых и спидометров, выбраны, а затем усовершенствованы марки стали с учётом условий работы деталей и методов изготовления.

Ключевые слова: свечи факельные штифтовые, трубка, редуцирование, жаростойкость, термическая обработка, спидометр, проволока, трос гибкого вала, стабилизация.

Aliyev A.A.
THE CHOICE AND IMPROVEMENT OF STRUCTURAL STEELS

On the basis of materials research approach to the choice of structural steels for a solution of the problem of reliability of operation of details of cars, including details of products of electric equipment — candles torch bayonet and speedometers, have been chosen, and then steel brands taking into account conditions of their work and production methods are improved.

Keywords: candles are torch bayonet, a tube, reduction, heat resistance, heat treatment, a speedometer, a wire, a cable of a flexible shaft, stabilization.

Основанием для выбора и совершенствования конструкционных сталей послужило решение конкретных задач для изделий электрооборудования: продление срока службы факельных штифтовых свечей при температуре минус 50 °C и снижение погрешности показания стрелки спидометров до уровне Европейского стандарта до 1 км/ч. Для этого потребовалось разработать и внедрить новые режимы термической обработки, изменив тем самым структуру и свойства материалов, из которых изготавливались корпуса нагревательного элемента электрофакельного устройства и трося гибкого вала, соответственно методам их изготовления и условиям работы в изделиях электрооборудования.

Материаловедческий подход к рациональному выбору и совершенствованию конструкционных сталей для конкретных деталей машиностроения, в том числе электрооборудования, подразумевает следующие основные принципы [1]: структура и свойства применяемых сталей в состоянии поставки для основных деталей машин (изделий электрооборудования), отвечающих их условиям работы; оценка технологичности усовершенствованных сталей в зависимости от метода изготовления конкретных деталей машин в ос-

новном производстве; термическая обработка выбранных сталей по специальному режиму для получения заданных структур и свойств в зависимости от условия работы и метода изготовления конкретных деталей машин; периодический мониторинг за состоянием конкретных деталей, изготовленных из усовершенствованных сталей, в процессе их эксплуатации на изделиях электрооборудования.

Свойства сталей (стандартные характеристики, включая технологичность) определяют сохранение работоспособности деталей независимо от воздействия внешних факторов [2] в реальных условиях работы. Они определяются химическим составом, структурой, свойствами в состоянии поставки или после термической и химико-термической обработки; температурными условиями их работы, а также состоянием окружающей среды.

В первом случае материалом для исследования служили тонкостенные трубы Ø9,5 × 0,7 мм из сплава XH45Ю и проволока Ø0,4 мм нагартованная из низкоуглеродистой стали с содержанием углерода С = 0,21–0,23 % (не более). Микроструктуру тонкостенных трубок после ТО исследовали на микроскопе "Неофот" и на приборе "Кеймбакс" с энергодисперсионным анализатором "Линк 860". Механические — натурные испытания трубок и проволоки на растяжение проводили на универсальной разрывной машине DY (Франция). Термическую обработку трубок проводили в камерной печи СНО 3.4.2,5/13 по специальному режиму с охлаждением на воздухе. Анализ качества переходной зоны корпуса нагревательного элемента — тонкостенной трубы (наличии микротрещин) проводили фотолюминесцентным методом.

Результаты многофакторного анализа причин отказов свечей факельных штифтовых 11.3740 и их модификаций показали, что причиной отказа (рис. 1) служит короткое замыкание спирали на корпусе нагревательного элемента вследствие возникновения микротрещин на корпусе тонкостенной трубы при её двойном холодном редуцировании на Ø5 мм длиной 3,9 мм (рис. 2) [3].

Микротрещины на редуцированной части корпуса возникают из-за недостаточной пластичности ($\delta_5 = 30\ldots35\%$) применяемого материала — сплава XH78Т (ЭИ435) [4]. Через микротрещины дизельное топливо (для образования факела, подогревающего часть двигателя и масляного картера), затекает в корпус и при 1100 °C разлагается. Со временем накопившиеся продукты разложения приводят к короткому замыканию нагревательной спирали на корпусе, свечи накаливания выходят из строя и запуск дизеля при температуре — 40 °C становится проблемой.

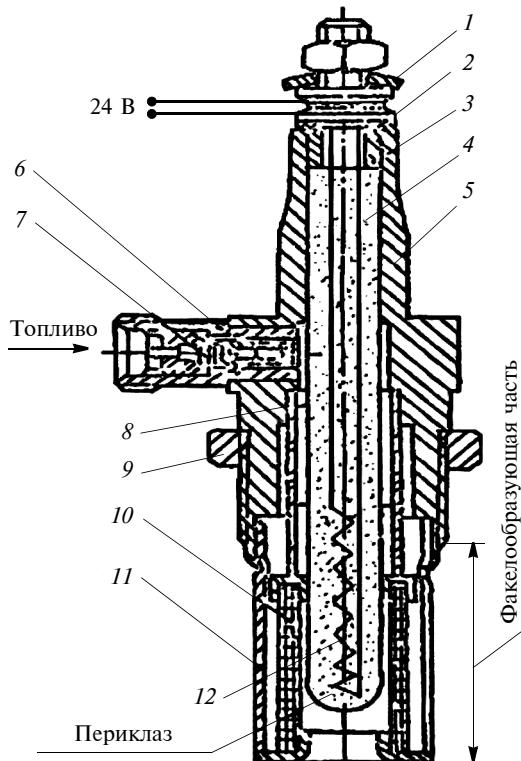


Рис. 1. Свеча факельная штифтовая 11.3740:

1 — гайка круглая; 2 — шайба изоляционная; 3 — втулка изоляционная; 4 — нагревательный элемент; 5 — корпус; 6 — жиклер; 7 — фильтр; 8 — испаритель; 9 — гайка; 10 — сетка; 11 — гильза защитная; 12 — спираль

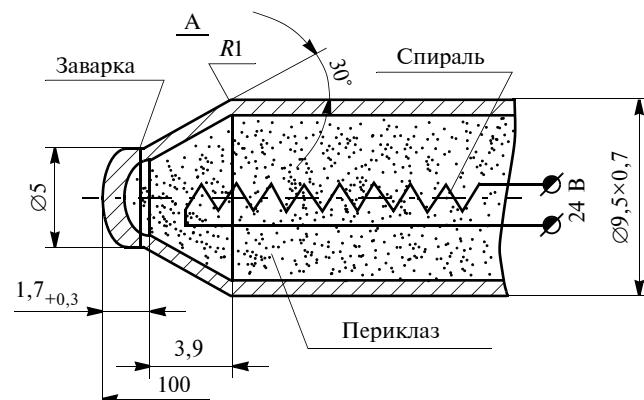


Рис. 2. Переходная часть корпуса нагревательного элемента ЭФУ после холодного редуцирования, в которой возникают микротрешины

В последнее время к свечам накаливания предъявлено требование осуществлять пуск автомобильных дизелей при температуре минус 50 °С. Для выполнения этих требований материал корпуса нагревательного элемента электрофакельного устройства должен обладать жаростойкостью 1200 °С вместо 1100 °С, свойственных сплаву XH78T.

Для устранения образования микротрешин на корпусе нагревательного элемента взамен сплава XH78T предложен сплав XH45Ю (ЭП747) жаростойкостью 1200 °С [5—7]. Из неё были изготовлены тонкостенные трубы Ø9,5 × 0,7 мм, которые для повышения пластичности были подвергнуты термической обработке по следующему режиму: нагрев 1200 °С, выдержка 15 мин, охлаждение на воздухе. Механические свойства тонкостенных трубок из сплава XH45Ю после термообработки приведены в таблице.

Испытания на разрыв тонкостенных трубок после термообработки показали, что их пластичность повысилась до $\delta_5 = 43\text{--}49\%$ по сравнению с аналогами из сплава XH78T $\delta_5 = 30\text{...}35\%$. Сравнительный анализ микроструктуры трубок после термообработки показал, что у сплава XH78T образуется межзёренная коррозия, т.е. разрыв границы зёрен (рис. 3, а). Таким образом, установлено, что сплав XH78T при температуре 1200 °С становится нетехнологичным, в то же время у сплава XH45Ю межзёренной коррозии после термообработки не наблюдается (рис. 3, б). Таким образом, доказано, что применяемый сплав XH78T жаростойкостью 1100 °С в дальнейшем не пригоден в качестве материала корпуса нагревательного элемента.

Стендовые испытания опытной партии свечей факельных штифтовых с корпусом нагревательного элемента из усовершенствованного сплава XH45Ю проводили в холодильной камере на заводе двигателей КамАЗа с использованием дизельного топлива марки "Л" ГОСТ 305—82 в целях проверки надёжности работы корпуса нагревательного элемента в объёме гарантийной наработки при температуре минус 50 °С. Результаты испытания показали, что согласно п. 3.17 ТУ 37.003.741.—80 свечи гарантийную наработку по 500 включений выдержали.

Результаты анализа качества переходной части корпусов нагревательного элемента ЭФУ фотолюминесцентным методом показали, что микротрешины на их

Маркировка образца	Механические свойства трубок Ø9,5 × 0,7 мм из сплава XH45Ю										
	d_{cp} , мм	$d_{вн. cp}$, мм	F_0 , мм^2	l_0	l_k	$l_k - l_0$	δ_5	$P_{0,2}$	σ_t , МПа	P_b , кН	σ_b , МПа
4891-2	9,62	8,0	21,14	95,0	136,6	41,6	43,8	5,2	246,0	14,7	635,4
4543-1	9,56	8,0	22,13	95,0	142,0	47,0	49,5	4,9	221,4	13,7	619,1
4543-2	9,57	8,1	21,65	95,0	138,5	43,5	45,8	4,9	212,5	13,1	605,1
4949-2	9,58	8,1	20,54	95,0	Разрыв образца за базовой отметкой			5,8	243,4	12,5	608,6
4914-1	9,58	8,1	20,39	95,0				4,8	210,9	12,9	632,7
4914-2	9,58	8,1	20,54	95,0	136	41,0	43,2	4,8	233,7	12,7	618,3
4787-2	9,61	8,1	21,78	95,0	139	44,1	46,4	5,0	229,6	13,7	629,0

поверхности отсутствуют. (Исследования проводились в Управлении лабораторных и исследовательских работ КамАЗа.)

Таким образом, в качестве материала для тонкостенных трубок $\varnothing 9,5 \times 0,7$ мм корпусов нагревательных элементов факельных штифтовых свечей 11.3740 и их модификаций выбран и усовершенствован жаростойкий сплав ХН45Ю. Стендовые испытания показали, что в переходной части корпуса при двойном редуцировании предотвращено образование микротрешин. На тонкостенные трубы $\varnothing 9,5 \times 0,7$ мм разработаны ТУ 14-3-994-81.

Внедрение на ООО "ПРАМО — ЭЛЕКТРО" (г. Ржев) усовершенствованного сплава ХН45Ю продлило сроки службы свечей накаливания при запуске автомобильных дизелей КамАЗ, МАЗ, БелАЗ и др. в условиях Крайнего Севера при температуре минус 50 °С. Свечи факельные штифтовые 11.3740 и их модификации с корпусом нагревательного элемента из усовершенствованного сплава ХН45Ю по эксплуатационным характеристикам выдерживают конкуренцию с аналогичными свечами фирмы "Маньети-Марелли".

Второй пример — торс гибкого вала для привода автомобильных спидометров от коробки передач. Существующая технология изготовления троса включает следующие операции.

На стержень из проволоки $\varnothing 0,4$ мм навивается 4 слоя проволоки (1-й и 2-й слои — диаметром 0,3 мм, 3-й и 4-й — диаметром $\varnothing 0,4$ мм) с содержанием углерода С = 0,47—0,60 % группы А и прочностью $\sigma_b = 1800\ldots2000$ МПа по ТУ 14-4-851-77. Первый и третий слои навиваются слева направо, второй и четвёртый — справа налево (рис. 4). Затем выполняется стабилизация готового троса при температуре 500—550 °С.

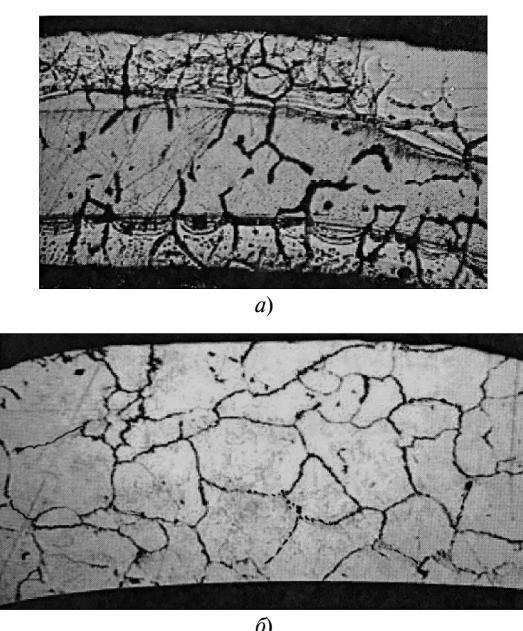


Рис. 3. Микроструктура ($\times 100$) материалов тонкостенных трубок после термообработки:

а — сплав ХН78Т; б — сплав ХН45Ю

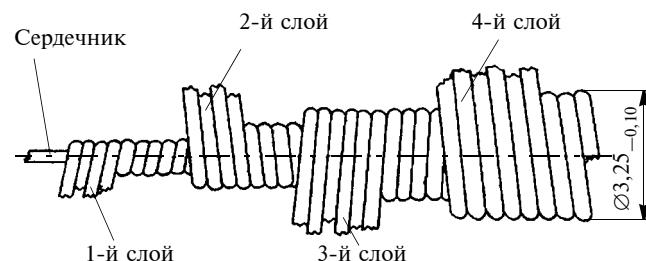


Рис. 4. Навивка троса гибкого вала

Практика показывает, что применяемая проволока $\varnothing 0,4$ мм по ТУ на отечественных линиях часто обрывается как при навивке 4-го слоя, так и при эксплуатации гибких валов. Это приводит к абсолютной погрешности показаний стрелки спидометра 1,7…2,0 км/ч, тогда как требования Европейского стандарта ограничивают эту погрешность величиной 1 км/ч.

Для решения проблемы потребовалось: при навивке четвёртого слоя использовать проволоку $\varnothing 0,4$ мм с пониженным содержанием углерода С = 0,23 % в нагартованном состоянии без термообработки прочностью не более $\sigma_b = 850\ldots950$ МПа; использовать для навивки троса гибкого вала импортные линии; разработать новый режим стабилизации готового троса гибких валов; провести стендовые и эксплуатационные испытания троса.

В частности, при навивке троса гибких валов — ГВН20В, ГВ131Н, ГВ124Н и др. взамен существующей проволоки предложена проволока $\varnothing 0,4$ мм в нагартованном состоянии (с обжатием 20 %) из стали, содержащей углерод С = 0,21—0,23 %, ГОСТ 3282—74 [8], без термообработки прочностью $\sigma_b = 850\ldots950$ МПа. На импортных линиях "Ниппон — Коэл Систем" и "Смитс" из предложенной проволоки была изготовлена опытная партия троса гибких валов. При этом обрыв проволоки при навивке четвёртого слоя не обнаружен. Для сохранения требуемой гибкости тросы были подвергнуты стабилизации при температуре 400—450 °С (против 500—550 °С по существующей технологии).

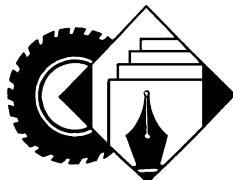
Проведённые сравнительные стендовые испытания опытной партии гибких валов показали, что они по качеству превосходят серийные. При эксплуатационных испытаниях по пп. 2.11; 2.12 и 2.14 ГОСТ 12391—77 обрывов проволоки четвёртого слоя также не было обнаружено, а погрешность показаний стрелки спидометра укладывается в 1 км/ч.

Внедрение предложенной проволоки на АО "ЛЭТЗ" (г. Лысково) обеспечило надёжность навивки 4-го слоя и эксплуатации троса гибкого вала, а также экономию электроэнергии до 50 кВт/ч на каждом цикле стабилизации гибких валов за счёт снижения температуры на 100 °С — 400—450 °С.

Литература

- Филимонов Г.Н. Диссертация в виде научного доклада на соискание учёной степени доктора технических наук "Создание и совершенствование материалов для крупногабаритных изделий ответственного назначения". Санкт-Петербург. 2001 г.

2. Елизаветин М.А. Повышение надёжности машин / М.А. Елизаветин (2-е изд, перераб. и доп.). — М.: Машиностроение, 1973. — 430 с.
3. Юхвейц, И.А. Волочильное производство. — М.: Металлургия, 1960. С. 45—60.
4. Марочник сталей и сплавов / под редакцией В.Г. Сорокина. М.: Машиностроение, 1989. С. 553.
5. Ляпунов А.И. Оборудование термических цехов. М., 2002. С. 287—290.
6. Масленков С.Б., Масленкова Е.А. Стали и сплавы для высоких температур. Справочник. М.: Металлургия, 1991 г.
7. Масленков С.Б., Ляпунов А.И. Жаростойкие стали и сплавы для длительной эксплуатации и принцип их легирования. М.: "Материаловедение", 2000. № 4. С. 43—51.
8. Гуляев А.П. Металловедение. М.: Металлургия, 1966. С. 142.



ИНФОРМАЦИЯ

Реплика читателя

УДК 62-97/-98

ЭЛЕКТРОМОБИЛЬ ИЛИ АВТОМОБИЛЬ "НА ГАЗЕ"?

ЧЕРКАШИН Ю.С.

(cherkashin.yur@yandex.ru)

Рассматриваются основные этапы преобразования энергии при поездке на электромобиле и на автомобиле на газообразном топливе.

Ключевые слова: электромобиль, мощность электромобиля, стоимость электроэнергии, запасание электроэнергии.

Cherkashin Yu.S.

AN ELECTRIC CAR OR A CAR THAT RUNS "ON GAS"

Below we discuss the main stages of energy conversion when traveling by electric car and by car on gaseous fuel

Keywords: electric car, electric vehicle power, cost of electricity, storage of electricity.

Направления развития автомобильной техники сегодня во многом определяют маркетологи, опирающиеся на мнение потребителя. А точнее — простого обывателя, выращенного на примитивных стереотипах. Например таких, как "газ — это опасно" и "электромобиль — экологически чист", которые справедливы лишь отчасти. Попробуем же объективно сравнить два автомобиля — электрический и газовый.

Основной, реальный источник энергии в обоих случаях — газ. Купленный на заправочных станциях газовой сети, он используется для получения тепловой энергии в двигателе автомобиля, и полученный из той же газовой сети, — на электростанциях для получения в турбинах тепловой энергии, из которой получают электрическую. После её передачи, преобразований, запасания в аккумуляторах, мы превращаем её в механическую энергию движения электромобиля. Все технические преобразования проследить трудно, но энергия кроме своих единиц измерения (единицы работы) имеет ещё и стоимость, что значительно упрощает сопоставления.

Существуют другие источники энергии: в электрическую может быть преобразована механическая энергия ветра, световая энергия Солнца и др. Но эти ис-

точники не имеют большого значения, так как энергетически малоёмки, непостоянны, либо потому, что человечество не научилось пока их эффективно использовать (например, тепловая энергия воды морей и океанов).

Оценим энергию одной поездки на автомобиле с двигателем мощностью около 50 кВт (68 л. с.) на расстояние 100 км со скоростью 80...100 км/час. Режим 50 кВт в течение часа поездки (в конце пробега расход 50 кВт·ч) примем за исходную для дальнейших оценок.

Теплотворная способность топлива для двигателя внутреннего сгорания (из Википедии): 10 200 ккал/кг, 46 МДж/кг, 32,7 МДж/литр = 32 700 кДж/дм³. Определим эту энергоёмкость в кВт·ч — $32,7 \times \times 1000/(3600 \text{ кДж}/\text{кВт} \cdot \text{ч}) = 9,08 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{литр}$. Для поездки потребуется $50/9,08 = 5,5\dots6$ литров бензина. Так и есть в среднем для многих автомобилей этого класса. При стоимости литра бензина 38 р. поездка обойдется 220 р. От этой мощности при КПД двигателя 15—20 % на валу останется $50 \cdot (0,15 - 0,20) = 7,5\dots10 \text{ кВт}$.

Либо через нормируемый (по ГОСТ 14846—81) для двигателя максимальный крутящий момент 130 Н·м при частоте вращения вала 3600 1/мин = 60 1/с. Мощность на выходе двигателя $130 \cdot 60 = 7800 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{с} = 7,8 \text{ кВт}$. Как видим, значения мощности практически совпали.

Если транспортное средство будет приводить в действие электродвигатель, то он должен иметь такую мощность — 7,5...10 кВт! КПД электродвигателя ~95 %. Во время часовой поездки будет израсходовано 8...9 кВт·ч энергии.

Сколько это может стоить? По установленным для населения тарифам: стоимость электроэнергии — 144,15 коп./кВт·ч, плюс стоимость передачи электроэнергии и иных услуг — 393,85 коп./кВт·ч. Заметим, стоимость доставки электроэнергии до места потребления более чем в два раза выше стоимости самой энергии, что настораживает. В сумме цена 1 кВт·ч — около 5 р. Стоимость пробега 100 км на электромобиле составит 40—50 р. при том же домашнем тарифе.

Однако на будущих заправках для электромобилей прогнозируется значительно большая цена энергии (до 25 р за кВт · ч). Соответственно стоимость окажется в пределах 200...250 р.

Как видим, стоимости пробега выбранного участка дороги "на газе" и "на электричестве" близки. То есть можно просто ездить "на газе" (особенно, на метане). Получается, что поездка на электромобиле — это отложенная на время зарядки аккумуляторов поездка "на газе". Высокий КПД электродвигателя практически "компенсируется" потерями в процессе передачи энергии до зарядной станции.

Обратим внимание на свойства способов доставки энергии до места потребления. При доставке угля, нефти, газа на место потребления в "контейнере" доставляется один компонент носителя энергии (бензин, газ). Второй компонент — кислород добывается на месте использования энергии, где и производится их "поджиг". (Заметим для общности, что в ракетном двигателе носитель энергии и окислитель переносятся в соприкасающихся баках, а у взрывчатых веществ оба элемента перемешаны и соприкасаются). При переносе энергии в заряженном аккумуляторе переносится тяжёлый "контейнер" с готовой энергией (так же, как переносится вращающийся "волчок", "инерционный накопитель"), и для начала использования энергии производится соединение проводами аккумулятора и электродвигателя.

Фактически мы пользуемся той же самой энергией, запасённой веками в Земле-матушке и высвобождающей сейчас из газа и кислорода на электростанциях.

На зарядных станциях происходит уникальный процесс, присущий только электричеству: энергия, а не её носитель, по специальному "трубопроводу" — электрическим проводам "заливается" в контейнер. Это означает, что все электромобили, стоящие на заправках, например, Южного округа присоединены к электросети Округа. Почти как движущиеся троллейбусы.

А значит, электрические сети должны выдерживать эту нагрузку. Например, для зарядки аккумуляторов вышеупомянутого автомобиля в течение 5 часов сеть (домашняя) должна выдерживать мощность около 2 кВт; для зарядки в течение 2 часов — 5 кВт. (Это для одного небольшого авто!). Здесь ещё не учитывают никакие свойства аккумулятора (например, допустима ли быстрая зарядка). Для широкого использова-

ния электромобиля должны быть усилены электросети городов и посёлков. Например, пусть на 250 заправочных станциях заправляется по 4 электромобиля, всего — 1000 шт. При пятичасовой заправке (мощность зарядки 2 кВт) потребуется 2 МВт дополнительной мощности электростанции. В следующем пятичасовом интервале может заправляться очередная тысяча автомобилей (5 тыс. в сутки). При большом количестве электромобилей это может стать недопустимо большой нагрузкой на электросеть. Например, для 250 тыс. автомобилей потребуется полная мощность одной городской ТЭЦ (500 МВт).

В несколько иной ситуации находится электробус. Он может легко заправляться каждую ночь в гараже, когда тариф на энергию значительно снижен и одновременно будет создана более равномерная нагрузка на энергосеть.

Чиновники утверждают, что поездка на автомобиле есть экологически чистая поездка. Так ли это?. Производство аккумуляторов экологически чистым никак не назовешь, да и утилизация старых батарей экологически трудная задача. Но и само сжигание значительно большего количества газа на электростанциях ввиду потерь энергии при передаче её до мест заправки никак не улучшает экологическую чистоту.

Обратим внимание, что в сопоставлении за основу принят закон сохранения энергии. Конструктивные особенности отдельных элементов цепи учитываются только через КПД отдельных звеньев цепи.

Главная особенность эксплуатации электромобилей состоит в сложности их "дозаправки". Приехав на дачу (170 км), вернуться можно только на следующий день, так как придётся поставить автомобиль на ночную заправку. А если запас энергии закончится в дороге? Не попросишь соседа "выручить"... Также и конная тяга вышла из эксплуатации из-за сложности дозаправки (корма) и уборки несгоревших остатков (навоз), хотя экология была в порядке.

Может быть, интересен гибридный автомобиль с 10—15 процентами мощности электродвигателя, остальные (85 %) на газообразном топливе (с возможностью переключения на бензин).

Каково же будущее чистого электромобиля? До появления новых источников энергии — это электрокар на выставках, складах, полях для гольфа и в детских играх.



Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Васильев М.М., Шанин С.А. — Разработка и реализация аналитического комплекса по определению целей в области качества для предприятий автомобильной промышленности	1
АСМ - факты	6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Шабанов А.А., Енин А.А., Волков Д.В., Шабанов А.В. — Расчётно-экспериментальный метод определения составляющих дорожной нагрузки при выборе мощности силовых установок автомобиля	7
Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Лобах В.П., Билюк О.В. — Система автоматического управления скоростью автомобиля в зависимости от сопротивления движению	12
Годжаев З.А., Михолап Л.А., Комаров Ю.Я., Королян В.А., Волчков В.М. — Особенности конструкции управляемых сцепных устройств малотоннажных автобусов по критериям надёжности и безопасности	15
Пождаев С.П. — Торжество науки над здравым смыслом	20
Мамити Г.И. — Новое уравнение движения колёсной машины и возражения его противников	25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Крайников А.В., Жегалов И.Н. — Результаты экспериментальных исследований пьезоэлектрической ультразвуковой обработки моторного масла в условиях низких температур	28
Разговоров К.И. — Исследование неисправной работы дренажной системы подкапотного пространства легкового автомобиля	30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Алиев А.А. — Выбор и совершенствование конструкционных сталей	35
--	----

ИНФОРМАЦИЯ

Реплика читателя

Черкашин Ю.С. — Электромобиль или автомобиль "на газе"?	38
--	----

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В.	— д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гирицкий О.И.	— д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И.	— канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАвтоПром"
Ковригин А.С.	— зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В.	— канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А.	— канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М.	— зам. генерального директора ОАО "НИИАвтоПром"
Ксеневич Т.И.	— канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И.	— д-р техн. наук, профессор Горского Агрониверситета (Владикавказ)
Марков В.А.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т.	— д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртичьян Г.Г.	— д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И.	— канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А.	— канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н.	— ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б.	— д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Егоров А.Н.	— генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
Захарик А.М.	— канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
Кухаренок Г.М.	— д-р техн. наук, профессор БНТУ
Мариев П.Л.	— д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И.	— главный конструктор ОАО "МЭКТ"
Сazonov I.S.	— д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)
Харитончик С.В.	— д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 15.03.2018. Подписано в печать 03.04.2018.

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 "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtroprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал推薦ован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.