



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 631.372

АНАЛИЗ ПОТРЕБНОСТИ И СПРОСА НА МАШИНЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ В УСЛОВИЯХ СТРУКТУРНОГО КРИЗИСА В ЭКОНОМИКЕ

Кандидаты техн. наук **ЗАГАРИН Д.А.**,
КОЗЛОВСКАЯ М.А., д-р техн. наук **ДЗОЦЕНИДЗЕ Т.Д.**
НАМИ, РГАУ — МСХА имени К.А. Тимирязева
(dtengiz@yandex.ru)

Механизм ценообразования в условиях структурного кризиса в экономике на новые машины, например, тракторы сельскохозяйственного назначения требует существенного пересмотра вплоть до кардинального преобразования. На рынке может возникнуть ситуация, когда новые тракторы определённого класса тяги могут быть проданы в значительных количествах только за сопоставимую цену восстановленного трактора большего класса тяги.

Ключевые слова: потребность в тракторах, спрос на тракторы сельскохозяйственного назначения, вторичный рынок, оснащённость хозяйств тракторами, себестоимость трактора.

Zagarin D.A., Kozlovskaja M.A., Dzotsenidze T.D. ANALYSIS OF THE NEED AND DEMAND FOR AGRICULTURAL TRACTORS IN THE CONTEXT OF A STRUCTURAL CRISIS IN THE ECONOMY

The pricing mechanism in the context of the structural crisis in the economy for new tractors requires a significant revision up to a radical transformation. A situation may arise in the market when new tractors of a certain power class can be sold in significant quantities only for the comparable price of a restored tractor of a larger power class.

Keywords: need for tractors, demand for agricultural tractors, secondary market, equipping farms with tractors, tractor prime cost.

Говоря о "структурном кризисе в экономике", мы имеем в виду те явления в промышленно развитых странах, которые породила пандемия *Covid-19*, объявленная Всемирной организацией здравоохранения. Меры, предпринимаемые властями разных стран, привели к приостановке работы целых отраслей, росту

безработицы, нарушению логистических связей внутри отраслей и между отраслями, а также между странами и регионами. Ситуация усугубляется кризисными явлениями в нефтегазовом секторе и на глобальных финансовых рынках. По мнению некоторых исследователей [1—4], возникшие дисбалансы могут привести к затяжному экономическому кризису, выход из которого может потребовать длительного времени.

Понятие "потребность" в машинах сельскохозяйственного назначения, например тракторах, имеет, в основном, технологическое наполнение. Действительно, сельскохозяйственное производство требует определённого числа машин и механизмов, качество и эффективность которых напрямую влияют на производительность труда. Что касается тракторов, то они непосредственно "вписаны" в технологические цепочки агропромышленного комплекса и потребность в них, определяемая технологией производства, часто служит ориентиром для заводов, выпускающих сельскохозяйственную технику. В настоящей статье основное внимание уделим именно тракторам сельскохозяйственного назначения.

Необходимо отметить, что уровень платёжеспособного спроса вносит свои коррективы в деятельность производителей при разработке и выпуске новой техники. В случае возникновения кризисных явлений структурного характера в экономике проблема соотношения потребности и платёжеспособного спроса на тракторы становится особо чувствительной и актуальной. Это обусловлено ещё и тем, что от наличия в хозяйствах высокопроизводительной техники зависит объём и сохранность урожая, эффективность технологических процессов и, в конечном счёте, продовольственная безопасность страны [5].

Цель настоящего исследования — выявить показатели, которые могли бы послужить ориентиром для производителей и потребителей техники при выборе направления инвестиционной деятельности, определении технического и технологического облика машин, а также организации производства в условиях системного кризиса в экономике.

Сегодняшнее состояние производства и потребления сельскохозяйственных тракторов имеет противоречивый характер. С одной стороны, можно говорить о росте и положительной динамике. Например, выпуск российских тракторов для сельского хозяйства с 2013 года по 2019 год увеличился почти в 6 раз, до 3355 единиц. Выросли и экспортные поставки — до 432 единиц, т.е. почти в 7 раз за тот же период [6—8]. При этом более 70 % машин старше 10 лет, и если на сентябрь 2019 года в АПК в наличии имелось 430 тыс. тракторов, то это число — результат сокращения по сравнению с тем же периодом 2018 года почти на 20 тыс. единиц [9].

По разным оценкам дефицит в сельскохозяйственных тракторах составляет почти 100 тыс. машин. Объём рынка в 2018 году составил 26 160 единиц, что на 1,6 % меньше значений 2017 года. Отечественные марки занимают 9,9 % рынка, машины Минского тракторного завода — 50,3 %, вне зависимости от места производства. Остальные — новая, подержанная и собранная на территории страны импортная техника — 39,8 % [10].

С другой стороны, необходимо отметить те явления в отечественном машиностроении, которые не способствуют экономическому росту. Например, существуют нестыковки в экономике, затрудняющие инвестиции в производство и приводящие к прямой зависимости бизнеса от помощи государства [11]. Касательно деятельности одного из ведущих машиностроительных предприятий страны — Петербургского тракторного завода высказался его генеральный директор С.А. Серебряков. Из-за важности обозначенной позиции для настоящей статьи приведём несколько цитат в сокращённом виде.

"...Как так получилось, что система работает в таком ключе, что без государственной поддержки мы не можем не то что развиваться и выполнять поставленные задачи, а в принципе выживать? Как так настроена рыночная система в сельском хозяйстве, что сельское хозяйство находится в самой закредитованной отрасли экономики, в зоне и с постоянными кассовыми разрывами, и с убыточностью из года в год? И все время находимся в ожидании шока: то будет программа, то не будет, то дадут 2 миллиарда, то 22 миллиарда, то не дадут, то будут какие-то новые правила, то их привяжут к экспорту, то не привяжут и так далее. ...Идержки на селе и цены не дают сегодня выполнять те задачи, которые необходимы. И там тоже отрасль сильно начинает зависеть от госпрограмм, от госсубсидий, от господдержки. Мы на этой игле постоянно сидим вместо того, чтобы наладить нормальную среду в макроэкономических условиях. Вывод такой я сделал: доходы аграриев, их инвестиционный климат, оперативные и стратегические проблемы развития аграриев являются главнейшими задачами Правительства Российской Федерации, межотраслевых союзов и так далее" [12].

АО "Петербургский тракторный завод" развивается динамично. В разы выросло производство, разрабатываются и запускаются в серийное производство новые модели тракторов, их узлов, комплектующих, создаются новые рабочие места. С 2013 года государство

оказало помощь в объёме несколько десятков миллионов рублей на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, создание новых производств, субсидирование продаж и т.д. Однако, как мы видим, положение неустойчивое и подвержено целому ряду рисков.

Промышленная политика одномоментно изменить не может. Получается, что в условиях выживания идёт соревнование (конкурентная борьба) за большую долю государственной поддержки и рынка в классическом понимании не существует. Тогда и прогноз теряет смысл. Однако имеются индикаторы, анализ которых может помочь в решении задачи, сформулированной в виде цели настоящего исследования. Такими являются потребность в технике и платёжеспособный спрос. Исходя из сказанного выше, обозначенные индикаторы можно определить как риски для производителей не только на близкую перспективу.

В оценке потребности на тракторы общепринятыми можно считать два подхода: сравнительный и расчётный. В первом случае изучается наличие тракторов на 1000 га пашни в странах с развитым АПК. Анализируются климатические условия, состав и качество почв, географические факторы, особенности производства, технологического уклада и т.п. На основе такого анализа делается тот или иной вывод [13]. Такой же подход обозначен в "Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года". На странице 6 этого документа указано: "...оснащённость сельского хозяйства России по сравнению с оснащённостью сельского хозяйства Канады, схожей с Россией по почвенно-климатическим условиям, урожайности и контурности полей, остаётся на крайне низком уровне. Так, в России на 1000 гектаров пашни приходится 3 трактора, в то время как в Канаде — 16 тракторов" [14].

В специализированной литературе можно встретить сравнительную оценку относительно других стран. Исходя из таких показателей, ведутся рассуждения о дефиците тракторов и низком уровне механизации в нашей стране. Из-за чего объёмы рынка новых машин в натуральном и денежном выражении кажутся привлекательными. Как показывает практика, такой подход необходимо уточнить, так как в рассматриваемом случае в расчёт не принимают ситуацию на вторичном рынке. Кроме того, не учитываются особенности работы крестьянских фермерских (КФХ) и личных подсобных хозяйств (ЛПХ) граждан.

Оценка потребности в тракторах расчётным методом основывается на научном подходе и обобщает результаты исследований, проведённых учёными ведущих научных организаций страны [15]. В этих работах с ориентацией на современные технологии производства продукции растениеводства и животноводства было определено, что к 2020 году для 90 млн га пашни потребность в колёсных тракторах тяговых классов 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3; 4; 5; 6 и 8 составит до 560 тыс. единиц, а гусеничных тракторов тех же тяговых классов, за исключением первых трёх, составит 340 тыс. единиц. В рассматриваемом случае тяговый класс выбран в качестве основного (первого) классификационного па-

раметра. Выше мы приводили число машин в парке, и данные показатели потребности могли бы стать ориентиром для рыночных игроков. Однако в дальнейшем были выполнены работы, например [16], которые позволили уточнить некоторые моменты.

В указанной работе изучалось состояние тракторного парка, проблемы его развития, а также сложившийся на 2015 год рынок тракторов. Результаты исследования должны были помочь систематизировать меры государственной поддержки развития сельского хозяйства. В выводах по работе авторы рассматриваемого материала затронули несколько важных направлений, в том числе проблему занятости, объёма ручного труда, продуктивности пашни, потери урожая в зависимости от уровня механизации и т.д. В качестве экономической характеристики было рекомендовано рассматривать удельную мощностную стоимость трактора в виде соотношения цены трактора в рублях к мощности его двигателя в лошадиных силах.

Выполнив данную рекомендацию, можно обнаружить, что в 2013 году этот показатель для самого массового на рынке трактора МТЗ "Беларус 82.1" составлял 8600 руб./л.с., а на декабрь 2019 года — от 15 185 до 17 840 руб./л.с. в зависимости от комплектации. Явно прослеживается зависимость показателя от валютных курсов. Следовательно, рекомендованный показатель может иметь ограниченное применение. Кроме того, в анализируемой работе высказывается мнение, что к 2020 году потребность в тракторах может достичь 900 тыс. единиц со средней мощностью двигателя 125 л.с. Рекомендовано также провести исследования влияния возрастных и удельных характеристик с целью оценки эффективности тракторного парка в сельскохозяйственном производстве.

Министерством сельского хозяйства Российской Федерации принято оценивать потребность в тракторах и других машинах в АПК по "Методике использования условных коэффициентов перевода тракторов, зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов в эталонные единицы при определении нормативов их потребности" [17]. При этом получают в некотором смысле усреднённые значения, но можно определить расчётное значение по тракторам — 13,63 единиц на 1000 га пашни. Видно, что даже при такой оснащённости не достигаются определённые сравнительным методом показатели Канады. Не говоря уже о том, что это число в разы больше значения оснащённости на сегодня (3 трактора на 1000 га пашни).

В 2018 году посевная площадь сельскохозяйственных культур составила 79,6 млн га. Наряду с этим энергообеспеченность в сельском хозяйстве в среднем по стране составляет 148,6 л.с./га при существующем парке тракторов. Урожай зерновых растёт не первый год. Следовательно, оба подхода по оценке потребности в тракторах можно признать вспомогательными, но они не могут служить ориентиром для производителей техники.

Можно было бы рассчитывать на то, что такого рода ориентирами для инвестиционной активности послужат стимулируемые государством темп модернизации и обновления парка, а также рост экспорт-

ных поставок. Однако так не происходит. Для выяснения причин обратим внимание на КФХ и ЛПХ. Согласно документам [8, 18] в стране насчитывается 174,8 тыс. КФХ, включая индивидуальных предпринимателей, и 23,5 млн ЛПХ. Ими засеивается почти 48 млн га, т.е. более 60 % от всех посевных площадей. Доля КФХ в производстве зерна составляет 55,6 %, подсолнечника — 64,5 %, по овощам — 28,5 %, а вместе с ЛПХ достигает 83,6 %. В стоимостном выражении сельскохозяйственной продукции доля КФХ и ЛПХ держится на уровне 57 %. Средний размер землепользования КФХ составляет 250 га и имеет тенденцию к росту.

В этих хозяйствах задействовано определённое количество сельскохозяйственной техники, в частности, тракторов. Для изучения состояния дел обратимся к мнению самих работников отрасли. В журнале "Рынок АПК" ведётся рубрика "Голос фермера", где труженики села рассказывают о своей работе, об используемой технике, отношении к тракторам и другим сельскохозяйственным машинам разных производителей. Обращается внимание на цену машин, производительность, состав парка, стоимость владения, обсуждаются перспективы закупки новой техники и т.п. [19—27]. Интересные для настоящего исследования показатели по состоянию на 2018—2019 гг. сгруппированы и проанализированы нами в таблице. Данные собраны в Волгоградской области, частично в Краснодарском и Ставропольском краях.

Можно изучить и другие регионы. Например, в Забайкальском крае площадь пашни в 2020 году составит 203,2 тыс. га. Согласно словам Министра сельского хозяйства региона Д.Ю. Бочкарева [28], имеются 2810 тракторов (13,8 трактора на 1000 га пашни). Из них старше 10 лет — 1881, от 3 до 10 лет — 526, моложе трёх лет — 403. За 2019 год ломались 16 % тракторов, ежегодно обновляется до 3 % техники при нормативе 10 %. Региональные власти предпринимают меры по улучшению ситуации, однако старая техника продолжает использоваться из-за высоких цен на новые тракторы, а брать дополнительные кредиты потребители не хотят.

На данном этапе настоящего исследования можно сделать некоторые выводы о сложившемся положении.

Во-первых, наблюдается большой срок эксплуатации тракторов, и новых среди них довольно мало. В основном используются машины тяговых классов 1,4; 3; 4 и 5. Желание обновить парк прослеживается, но откладывается "до лучших времен" из-за низкой доходности хозяйств, а также невозможности дальнейшего увеличения кредитной нагрузки. Случаи использования бюджетных субсидий редки.

Во-вторых, среднее число тракторов на 1000 га на примере 21 КФХ из таблицы составляет 11 машин, что явно не 3, и близко к значениям, полученным расчётным методом (13,63). Пример Забайкальского края подтверждает вывод, сделанный на основе анализа таблицы.

В-третьих, при покупке сознательно делается выбор в пользу подержанной техники на вторичном рынке. Большинство потребителей предпочитают инвести-

ровать средства в восстановление машин, продлив тем самым срок их службы. Тем временем сохраняется функционал трактора, но его цена может быть меньше, чем новой машины, на 40...60 % в зависимости от класса.

В-четвёртых, не отмечается привязки марки тракторов к технологии производства, а также к особенностям возделывания тех или иных культур. Основные критерии: цена покупки техники, стоимость и сроки ремонта, доступность запчастей, безотказность техники в период полевых работ.

В-пятых, затруднительно рассчитывать на то, что производители тракторов могут ориентироваться на темпы модернизации парка, учитывая результаты сравнительного или расчётного методов оценки потребности. Вместе с тем можно прогнозировать рост вторичного рынка как полнокомплектных машин, так и запасных частей, расходных материалов.

Для анализа платёжеспособного спроса в условиях системного кризиса в экономике следует проанализировать состояние вторичного рынка подержанных машин. За последние годы на этом рынке происходят изменения, причём повсеместно. Например, в Республике Татарстан сельхозтехника изношена на 60 %. Местные власти выделили на перевооружение парка почти 1,8 млрд руб. Кроме того, Президент Республики Татарстан Р.Н. Минниханов предложил финансово стимулировать ремонт и продумать систему восстановления сельхозтехники [29].

В Белоруссии рассматривается возможность организации на базе агросервисных предприятий работ по восстановлению бывших в употреблении тракторов и их узлов [30]. Если говорить о тракторах больших классов, следует заметить, что трактор К-700, который серийно давно не выпускается, пользуется устойчивым спросом.

Кризисные явления в АПК также отмечаются в США. Президент Д. Трамп распорядился о незамедлительной финансовой помощи фермерам, которые, не находя сбыта, вынуждены выбрасывать продукцию [31]. На фоне закрытия границ и борьбы с безработицей внутри страны во время пандемии в США сохраняется доступ для иностранцев, работающих на фермах [32]. Эта мера важна ещё и потому, что в 30 % случаев в США владеют фермами, управляют ими или работают на них женщины. При этом около 3 млн фермерских домохозяйств испытывают нехватку продовольствия [33]. Что касается сельхозтехники, за последние годы в США можно наблюдать, как фермеры всё чаще предпочитают покупать подержанные тракторы, в связи с чем цены на вторичном рынке растут [34]. Это объясняется дороговизной новых машин, высокой стоимостью сервиса и полной технической зависимостью от производителей тракторов.

Анализ показывает, что в нашей стране вторичный рынок формируется из подержанных машин иностранного происхождения, ввезённых из-за границы. Причём этот сегмент учитывается статистикой и оценивается в 8,9 % рынка, или 2328 единиц, в 2018 году в общем объёме рынка — 26 160 единиц. В это же время из поля зрения "выпадают" такие сегменты вторич-

ного рынка, как подержанные тракторы отечественных марок после капитального ремонта, проведённого, в том числе, собственными силами потребителей. Сюда же надо отнести восстановленные тракторы, а также тракторы самодельные, которые создаются в единичных экземплярах в порядке индивидуального технического творчества. Впрочем, встречаются и мелкосерийные производители самодельных машин [35—37].

Крупные игроки рынка негативно относятся к этому, считают эту технику "контрафактной", обращаются в административные органы с просьбой ужесточить контроль на вторичном рынке, причём как за продавцами, так и за покупателями. Ссылаются на то, что такие машины опасны при эксплуатации, а государство недополучает налоги. По их оценкам этот сегмент рынка, включая восстановленные (отремонтированные) агрегаты и запчасти, в объёме соответствует 30 % [30, 38]. Такая постановка вопроса выглядит странной и может быть продиктована тактическими соображениями в условиях кризиса. Известно, что в странах с развитым АПК на одну проданную новую машину приходится 2—4 подержанных [39]. Например, в Германии на вторичном рынке продаётся 65—75 тыс. сельскохозяйственных тракторов в год, а новых — 23—24 тыс. единиц.

Можно сделать прогноз о дальнейшем расширении вторичного рынка подержанных тракторов сельскохозяйственного назначения. Однако темпы этого роста будут медленными из-за нехватки предложения. Уже сегодня потребители покупают машины старше 20, а то и 30 лет. Следовательно, сложившуюся ситуацию трудно объяснить только низкими доходами в АПК и недостаточным уровнем платёжеспособного спроса. Тем более, что при покупке новой техники бюджетные субсидии компенсируют только часть налогов.

С нашей точки зрения, наблюдаемые дисбалансы во многом обусловлены практикуемыми подходами к формированию себестоимости как у производителей новой техники, так и у её потребителей. Работники АПК экономят на цене покупки, но часто инвестируют в подержанную технику, покупая запчасти и делая ремонт той или иной сложности. В этом случае восстанавливается функционал трактора, а сама машина остаётся существенно дешевле новой. При этом налоги все равно платятся, но в другом объёме. Вторая существенная статья расходов — сервис. Здесь экономия достигается доступностью и дешевизной ремонтов. Надо отметить и фактор длительности простоев во время полевых работ, который существенно влияет на конечную себестоимость сельскохозяйственной продукции. Следовательно, потребители рентабельность своей работы напрямую связывают с функционалом, надёжностью и стоимостью владения тракторов.

У производителей за последние десятилетия сложился другой подход. В классической рыночной экономике в условиях конкуренции считается общепринятым суждение о первичности запросов потребителя. При этом его внимание фокусируется на качество и цену продукта. Трактор является инвестиционной продукцией и критерий экономической эффективности, как правило, характеризует цену потребления на

Крестьянское фермерское хозяйство	Использование тракторов по состоянию на 2018—2019 гг.					
	Площадь пашни, га	Число тракторов в парке, шт.	Марка машин в парке	Средний возраст парка, лет	Число тракторов на 1000 га	Примечание
Акимов Александр, глава КХ (Волгоградская обл., Быковский район)	900	8	МТЗ, ХТЗ, ПТЗ	Более 15	8,9	Планируется покупка 1 трактора, 130 л.с.
Малютин Эдуард, зам. главы КФХ (Краснодарский край, Белоглинский район)	1100	10	МТЗ, ПТЗ, Н. Холланд после кап-ремонта	Более 10	9,1	—
Давлеткалиев Анатолий, глава КФХ (Волгоградская обл., Быковский район)	300	3	МТЗ, ХТЗ	Более 20	10	Возможна покупка подержанной техники
Прасолов Сергей, глава КФХ (Ставропольский край, Новоалександровский район)	50	1	МТЗ	Более 8	20	При расширении площади до 100 га планируется покупка нового трактора МТЗ
Татаренко Валентина, глава КФХ (Волгоградская обл., Урюпинский район)	100	3	МТЗ, ДТ-75	Более 10	30	—
Володин Михаил (Волгоградская обл., Быковский район)	1500	8	МТЗ, ХТЗ, ДТ-75	Более 25	5,3	—
Ильяшенко Николай, (Волгоградская обл., Дубовский район)	300	1	ПТЗ	34 года	3,3	—
Павленко Евгений, глава КФХ (Волгоградская обл., Еланский район)	500	5	МТЗ, ХТЗ, ДТ-75	Более 15	10	—
Клеветов Александр, глава КХ (Волгоградская обл., Михайловский район)	1700	10	МТЗ, ПТЗ, ДТ-75	Более 15	3,3	Планируется покупка 1 нового трактора ПТЗ
Гайкович Алексей, глава КФХ (Волгоградская обл., Даниловский район)	500	3	МТЗ, ХТЗ, ДТ-75	Более 10	6	Планируется обновление техники в случае роста доходности хозяйства
Сухомлинов Виктор, глава КФХ (Ростовская обл., Зимовниковский район)	500	2	МТЗ, ХТЗ	Около 10	4	Планируется обновление техники в случае роста доходности хозяйства
Дербитов Геннадий (Ставропольский край, станица Курская)	130	2	МТЗ	Около 10	15,4	Планируется обновление техники в случае роста доходности хозяйства
Иконников Алексей (Волгоградская обл., Киквидзенский район)	1500	14	МТЗ, ПТЗ, Джон Дир	Около 10	9,3	Возможна покупка самолёта для обработки полей
Тарасов Александр (Волгоградская обл., Иловлинский район)	200	4	МТЗ, ХТЗ, ДТ-75	Более 20	20	Планируется обновление техники в случае роста доходности хозяйства
Лыгин Виктор (Волгоградская обл., Клетский район)	1300	10	МТЗ, ХТЗ, ПТЗ	Около 20	7,7	—
Казаков Виктор (Краснодарский край, станица Успенская)	300	4	ПТЗ, МТЗ	Более 10	13,3	—
Широков Юрий (Волгоградская обл., Серафимовичский район)	200	4	МТЗ, ХТЗ, ПТЗ	Более 20	20	—
Умбетов Сергей, глава КФХ (Волгоградская область, Суворовинский район)	300	4	МТЗ	Более 10	13,3	Планируется взять в аренду более мощный трактор
Прокофьев Иван (Волгоградская обл., Быковский район)	500	3	МТЗ, ХТЗ	Более 20	6	—
Комлев Валериан (Волгоградская обл., Октябрьский район)	300	3	ПТЗ, ДТ-75	Более 30	10	—
Беляков Александр (Волгоградская обл., Михайловский район)	340	3	МТЗ, ХТЗ, ДТ-75	Более 20	8,8	—

всех этапах жизненного цикла [40]. Иными словами, учитывается не только себестоимость, рентабельность (прибыль), но и налоги, расходы на кредиты, пошлины, расходы на утилизацию и т.д. В конкурентной борьбе производители все большее внимание уделяли ценности товара для покупателя. Но этот показатель редко совпадает с ценой, назначенной производителями. Это неудивительно, так как понимание полезности и предпочтительности напрямую не связано со стремлением получить максимально возможную прибыль.

За последние годы производителями всё большее внимание уделялось качеству, рост которого все больше стал определяться "инновациями". И в конкурентной борьбе среди производителей определяющим фактором можно назвать "уровень инноваций". В работе [40] предложена формула коэффициента конкурентоспособности, в которой соотношение цена—качество связано со значением коэффициента предпочтений потребителей в виде:

$$K(K_K)_i = \lambda(1 - \Pi_{\phi i} / \Pi_{\max \phi}) + (1 - \lambda)K_K,$$

где $K(K_K)$ — коэффициент конкурентоспособности при установленном интегральном коэффициенте качества K_K ; $\Pi_{\phi i}$ — фактическая цена i -го изделия; $\Pi_{\max \phi}$ — максимальное значение цены среди сравниваемых изделий; λ — значимость (вес) цены изделия при оценке его конкурентоспособности. Иными словами λ — коэффициент предпочтений потребителей. Значение λ меняется от 0 до 1. Когда покупают вне зависимости от цены — $\lambda = 0$. При очень низких значениях спроса определяющим является цена, и для отечественного рынка рекомендовано $\lambda = 0,6-0,8$.

Однако, как мы уже убедились, в условиях системного кризиса в экономике говорить о конкуренции не приходится, а предпочтения покупателя определяются другими соображениями. Например, всё заметнее становится несоизмеримость стоимости сельскохозяйственной техники с выгодой в эксплуатации: цены на новые тракторы за последние годы выросли до 2—3 раз, но результаты деятельности в АПК не увеличились во столько же раз. Складывается парадоксальная ситуация: производители "не могут" без "инноваций", а потребители не в состоянии платить за них.

Для снижения себестоимости новых машин надо будет в большей степени применять принципы модульного проектирования и повышать показатели унификации [41]. Это станет определяющим в процессе формирования технического облика новых машин по принципу функционала: "есть все, что нужно для работы, но ничего лишнего". Кроме того, возникнет потребность в преобразовании производств таким образом, чтобы качественная и эффективная в эксплуатации техника имела доступную цену при возможно низкой себестоимости [42—43]. Такого рода производства могут быть организованы по сетцентрическому принципу регионального покрытия.

Можно заключить, что механизм ценообразования на новые тракторы требует существенного пересмотра вплоть до кардинального преобразования. Крупные производители техники будут вынуждены пересмотреть приоритеты в создавшихся условиях и снизить

себестоимость машин. В противном случае, "потребность", "спрос" или "цена" всё время будут подразумевать необходимость поддержки со стороны государства. Снижение платёжеспособного спроса будет продолжаться, и следует учитывать уменьшение числа тех, кто готов оплатить производственные затраты, напрямую не связанные с экономической эффективностью. На рынке может возникнуть ситуация, когда новые тракторы определённого класса тяги могут быть проданы в значительных количествах только за сопоставимую цену восстановленного трактора большего класса тяги.

Литература

1. Автор теории "чёрного лебедя" спрогнозировал последствия COVID-19 [Электронный ресурс]. URL: <https://ria.ru/20200418/1570226025.html> (дата обращения: 18.04.2020).
2. Масштаб отключения экономики [Электронный ресурс]. URL: <https://spydell.livejournal.com/682895.html> (дата обращения: 20.04.2020).
3. Аналитики описали сценарий с восстановлением экономики России к 2023 году [Электронный ресурс]. URL: https://www.rbc.ru/economics/10/04/2020/5e8f108f9a794727b206ba88?from=from_main (дата обращения: 10.04.2020).
4. Corona-Pandemie beschadigt die Lieferketten im Maschinenbau [Электронный ресурс]. URL: <https://www.vdma.org/v2viewer/-/v2article/render/47854396> (дата обращения: 27.04.2020).
5. Мазилев Е.А., Демидова О.С. Тенденции рынка сельхозтехники в России // Journal of Economy and Business. 2019. Vol. 11-2 (57). P. 72—76.
6. Медведева А. Производство сельскохозяйственных тракторов в России увеличилось в 6 раз с 2013 года [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroxxi.ru/selhoztehnika/novosti/proizvodstvo-selkhozhozjaistvennyh-tractorov-v-rossii-uvlechilos-v-6-raz-s-2013-goda.html> (дата обращения: 28.01.2020).
7. Официальный сайт Института "Центр развития" Высшей школы экономики. Аналитический доклад "Рынок сельскохозяйственных машин", 2019 [Электронный ресурс]. URL: <https://dcenter.hse.ru/data/2019/12/18/1523096077/%D0%A0%D1%8B%D0%BD%D0%BE%D0%BA%20%D1%81%D0%B5%D0%BB%D1%8C%D1%81%D0%BA%D0%BE%D1%85%D0%BE%D0%B7%D1%8F%D0%B9%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8B%D1%85%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD-2019.pdf> (дата обращения: 21.02.2020).
8. Национальный доклад "О ходе и результатах реализации в 2018 году Государственной программы развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013—2020 годы" / Министерство сельского хозяйства Российской Федерации. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2019. 248 с.
9. Митин С.Г. Важно обеспечить отечественный АПК необходимым количеством современной сельскохозяйственной техники [Электронный ресурс]. URL: <http://council.gov.ru/events/news/112544/> (дата обращения: 25.02.2020).
10. Аналитический обзор № 12, 2018. ОАО "АСМ-холдинг" [Электронный ресурс]. URL: www.asm-holding.ru (дата обращения: 15.11.2019).
11. Волков П. Бизнес в России живёт за счёт государства [Электронный ресурс]. URL: <https://vz.ru/opinions/2020/1/16/1018085.html> (дата обращения: 21.02.2020).
12. Медведева А. Как наладить работу АПК? Откровенное интервью генерального директора "Петербургского тракторного завода" [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroxxi.ru/stati/kak-naladit-rabotu-apk-otkrovennoe-intervyu-generalnogo-direktora-peterburgskogo-tractornogo-zavoda.html> (дата обращения: 25.10.2019).
13. Овсянников В.А. Сравнительный статистический анализ обеспеченности СССР, России и США сельскохозяйственной техникой. Период: 1970—2014 // Молодой ученый. 2015. № 21 (101). С. 419—423.
14. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года. Утверждено распоряжением Правительства Российской Федерации от 7 июля 2017 г. № 1455-р [Электронный ресурс]. URL: <http://static.government.ru/media/files/Va4B6YDTiuOitLeLkDQ05MCbz4WrfZJA.pdf> (дата обращения: 14.08.2017).
15. Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П. Система машин и технологий для комплексной модернизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 года // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2013. № 6. С. 6—10.
16. Кряжков В.М., Годжаев З.А., Шевцов В.Г. и др. Проблемы формирования инновационного парка сельскохозяйственных тракто-

ров России // Сельскохозяйственные машины и технологии. Часть I. 2015. № 3. С. 9—12. Часть II. 2015. № 4. С. 5—11.

17. Методика использования условных коэффициентов перевода тракторов, зерноуборочных комбайнов в эталонные единицы при определении нормативов их потребности: инструктивно-методическое издание / А.Ю. Измайлов, В.П. Елизаров, Н.М. Антышев и др., отв. за вып. В.И. Сушков. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2009. 56 с.
18. Плотников В.Н. О малых формах хозяйствования. Доклад на XXXI съезде АККОР. Москва, 19 февраля 2020 года [Электронный ресурс]. URL: <https://www.akkor.ru/statya/6913-vladimir-plotnikov-vistupil-s-dokladom-na-plenarnom-zasedanii-xxxi-sezde-akkor.html> (дата обращения: 21.02.2020).
19. Чернова В. Голос фермера: импортная техника дорого берёт за комфорт и производительность // Рынок АПК. 2018. № 8 (178). С. 14—16.
20. Чернова В. Голос фермера: проще купить отечественную технику, чем купить детали с другого материка // Рынок АПК. 2018. № 9 (179). С. 14—15.
21. Чернова В. Голос фермера: техника в цене растёт, а в качестве падает // Рынок АПК. 2018. № 11 (181). С. 12—14.
22. Чернова В. Голос фермера: минский завод сельхозтехники с годами забывает о качестве // Рынок АПК. 2019. № 1-2 (184). С. 13—14.
23. Чернова В. Голос фермера: качество техники зависит от сборки // Рынок АПК. 2019. № 3 (185). С. 18—19.
24. Чернова В. Голос фермера: отечественную и иностранную технику трудно сравнить // Рынок АПК. 2019. № 5 (187). С. 10—12.
25. Чернова В. Голос фермера: проще модернизировать старую технику, чем покупать новую // Рынок АПК. 2019. № 6 (188). С. 46—47.
26. Чернова В. Голос фермера: старая сельхозтехника почти не уступает новой // Рынок АПК. 2019. № 7 (189). С. 18—19.
27. Чернова В. Голос фермера: про зарубежную технику и не думаю // Рынок АПК. 2019. № 10 (192). С. 20—21.
28. Федоров А. В Забайкалье устарело более 87 процентов техники [Электронный ресурс]. URL: <https://rosng.ru/post/v-zabaykale-ustarelo-bolee-87-procentov-selhoztehniki> (дата обращения: 09.03.2020).
29. Федоров А. Минниханов попросил продумать систему восстановления сельхозтехники [Электронный ресурс]. URL: <https://rosng.ru/post/minnihanov-porposil-produmat-sistemu-vosstanovleniya-selhoztehniki> (дата обращения: 13.02.2020).
30. В Белоруссии старую сельхозтехнику пустят "по второму кругу" [Электронный ресурс]. URL: <https://rosng.ru/post/v-belorussii-staruiu-selhoztehniku-pustiat-po-vtoromu-krugu> (дата обращения: 12.02.2020).

31. Буковская Е. Трамп поручил ускорить выдачу финансовой помощи фермерам [Электронный ресурс]. URL: <https://rosng.ru/post/tramp-poruchil-uskorit-vydachu-finansovoy-pomoschi-fermeram> (дата обращения: 10.04.2020).
32. Буковская Е. Трамп разрешил въезжать в страну только для помощи фермерам [Электронный ресурс]. URL: <https://rosng.ru/post/tramp-razreshil-vezhat-v-stranu-tolko-dlya-pomoschi-fermeram> (дата обращения: 22.04.2020).
33. Лакодин В. Маркетологи доигрались: наука объявила о наступлении эры потребительского цинизма [Электронный ресурс]. URL: <https://texterra.ru/blog/marketologi-doigrals-nauka-obyavila-o-nastuplenii-ery-potrebitelskogo-tsinizma.html> (дата обращения: 04.04.2020).
34. Belz A. For-tech-weary Midwest farmers, 40-year-old tractors new a hot commodity // Star Tribune. 2020. January, 5.
35. Самодельные тракторы "Бизон" [Электронный ресурс]. URL: <https://fermerinform.ru/samodelnye-traktora-bizon/> (дата обращения: 10.12.2019).
36. Самодельный трактор мини Т-150 [Электронный ресурс]. URL: <https://zen.yandex.ru/media/samodelkindrug/samodelnyi-tractor-mini-t-150-sacf986c5991d3e3d13c5bd0> (дата обращения: 30.04.2020).
37. ООО "Производственная компания "Агромастер". Официальный сайт [Электронный ресурс]. URL: www.pk-agromaster.ru (дата обращения: 20.04.2020).
38. Концерн "Тракторные заводы" объявляет войну контрафактной технике [Электронный ресурс]. URL: <https://agromh.com/kontsern-traktornye-zavody-ob-yavlyaet-voynu-kontrafaktnoj-tehnike/> (дата обращения: 08.04.2014).
39. Бахтеев Ю.Д. Прогноз развития рынков сельскохозяйственной техники // Достижения науки и техники в АПК. 2006. № 12. С. 20—23.
40. Костин И.М., Фасхiev X.A. Техничко-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Набережные Челны: Изд-во Камского политехнического института, 2002. 479 с.
41. Загарин Д.А., Козловская М.А., Дзюенидзе Т.Д. и др. Предложения по созданию многоцелевых грузовых автомобилей нового поколения // Журнал автомобильных инженеров. 2016. № 2 (97). С. 18—25.
42. Загарин Д.А. Организация и функционирование малых форм хозяйствования в промышленности по сетцентрическому принципу (постановка задачи) // Труды НАМИ. 2016. № 264. С. 102—115.
43. Загарин Д.А. Разработка концепции промышленной площадки сетцентрического типа регионального покрытия // Труды НАМИ. 2016. № 265. С. 36—43.



Подведены итоги продаж автомобилей ВАЗ за август 2020 г.: 28 836 единиц, включая "вернувшуюся в семью "Лада" мод. 2123 "Нива" (в том числе 215 экземпляров, изготовленных до ребрендинга). Месяц продемонстрировал сравнительно скромную динамику, что обусловлено периодом отпусков, который в силу объективных причин "переехал" в этом году на конец лета. Тем не менее, продажи автомобилей "Лада" сопоставимы с уровнем августа прошлого года.

Тройка лидеров не изменилась. На первом месте по объёму продаж все модели бюджетного семейства "Гранта" (10 693 ед.). На втором — семейство "Веста" (8552 ед.) Третье место вновь заняли пассажирские и коммерческие версии семейства "Ларгус" (4286 ед.).



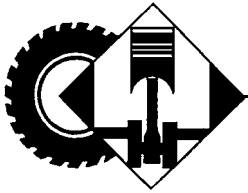
В рамках Международного военно-технического форума "Армия-2020" Брянский автомобильный завод представил многоосные специальные колёсные шасси и тягачи военного и гражданского назначения.

Так, перед демонстрационно-выставочным центром Концерн воздушно-космической обороны "Алмаз-Антей" была впервые показана пусковая установка 51П6Е2 на шасси БАЗ-6909.60 из состава перспективного комплекса противоракетной обороны "Абакан". Комплекс не является стратегическим. Пусковая установка предназначена для борьбы с баллистическими целями.

Продемонстрирован также ряд моделей и макетов специальных колёсных шасси, которые используются в качестве транспортной базы в составе пусковой установки зенитной ракетной системы С-350 "Витязь" и радиолокационного комплекса "Небо-М"; седельные тягачи БАЗ-6403 и БАЗ-6910, предназначенные для проведения техобслуживания, технического ремонта и эвакуации военной техники и вооружения на базе специальных колёсных шасси БАЗ полной массой до 38 тонн.

Здесь же были представлены успешные зарекомендовавшие себя у отечественных нефтяников автомобили БАЗ-69099 и БАЗ-690902 под монтаж МБУ из широкого модельного ряда специальных колёсных шасси высокой проходимости гражданского назначения, в конструкции которых применяются различные комплектации кабин, число и конфигурация осей.





УДК 629.113

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук ТАРАСИК В.П., канд. техн. наук
ПУЗАНОВА О.В.

Белорусско-Российский университет (+375-222-253645)

Предложена математическая модель и разработана на её основе методика компьютерной имитации движения автомобиля в ездовом цикле. На примере легкового автомобиля класса С проведено исследование влияния мощности двигателя и режимов управления трансмиссией в процессе реализации магистрального ездового цикла на топливную экономичность автомобиля. Приведены графики, иллюстрирующие изменение текущего и удельного расхода топлива в движении и КПД двигателя. Представлены таблицы полученных результатов исследований. Сформулированы рекомендации по управлению переключением передач при выполнении операций ездового цикла.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель, трансмиссия, коробка передач, ездовой цикл, операционная карта цикла, путевой расход топлива.

Tarasik V.P., Puzanova O.V.

TECHNIQUE OF THE CAR DRIVE CYCLE MODELLING

The mathematical model is offered and the technique of computer imitation of the movement of the car in drive cycle is developed on its basis. The research of influence of engine power and control modes by transmission during implementation of the main drive cycle on car fuel efficiency is conducted for the car of class C. Graphs illustrating the change of current and specific fuel consumption in motion and engine efficiency are given. Tables of the obtained research results are presented. Recommendations are made for shift control during driving cycle operations.

Keywords: car, engine, transmission, gear box, drive cycle, main drive cycle, traveling fuel consumption.

Одно из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля, непременно принимаемое во внимание потребителем, — его топливная экономичность. Это свойство определяется совершенством рабочих процессов двигателя и трансмиссии, о которых можно судить по их КПД, и формы корпуса автомобиля, характеризующимся потерями на преодоление сопротивления воздуха, рациональностью распределения массы автомобиля, оцениваемой коэффициентом удельной грузоподъёмности, а также свойствами материала и конструктивными параметрами шин, определяющими потери на качение.

Для оценки топливной экономичности автомобиля принято множество показателей, предусмотренных государственными и международными стандартами [1, 7]. Одним из важнейших показателей является расход топлива в ездовом цикле, который представляет собой чередование режимов разгона, установившегося движения, торможения и остановок с регламентиро-

ванными параметрами этих режимов в процессе проведения испытаний автомобиля.

Различают магистральные и городские циклы на дороге, городские циклы на стенде [1–3]. В странах ЕС в 1997 г. принят ездовой цикл ЕЭК/ЕС, называемый Европейским ездовым циклом. Он также рекомендован стандартом [7], в котором приведены операционные карты всех используемых в РФ ездовых циклов, в том числе европейского цикла. На основе ездового цикла определяют путевой расход топлива при циклическом движении $Q_{с.ц}$, л/(100 км).

Испытания можно провести лишь после разработки конструкции и изготовления опытного образца автомобиля или после модернизации серийной машины. Однако необходимо иметь возможность прогнозирования показателей топливной экономичности на стадии разработки проекта. Это позволит определить и выбрать основные параметры автомобиля и его механизмов, обеспечивающих высокие эксплуатационные показатели и конкурентоспособность создаваемого автомобиля. Решение проблемы возможно на основе математического моделирования движения автомобиля в соответствии с программой ездового цикла. Для этого необходима разработка методики моделирования.

Цель данного исследования — разработка методики моделирования ездового цикла автомобиля, позволяющей прогнозировать возможные значения показателей топливной экономичности на стадии проектирования и осуществлять на их основе выбор рациональных параметров и характеристик механизмов автомобиля, а также оценивать и сравнивать топливную экономичность различных существующих конкурирующих автомобилей. Проводились исследования на основе моделирования процесса движения автомобиля в ездовом цикле.

Предложена математическая модель, позволяющая определять изменение во времени основных параметров исследуемого процесса — скорости v и перемещения s , текущего расхода топлива Q_s и механической энергии двигателя W_m , затраченной на преодоление сопротивлений движению и компенсации потерь в трансмиссии. Математическая модель представляет собой систему 1 дифференциальных уравнений, представленную в табл. 1. Здесь $F_{пр}$ — суммарное усилие, действующее на приведённую массу автомобиля $m_{а.пр}$, Н; m_a — поступательно движущаяся масса автомобиля, кг; $\delta_{п.м}$ — коэффициент приведённой массы, учитывающий влияние относительного вращательного движения масс двигателя, трансмиссии и колёс на изменение кинетической энергии автомобиля; G_d — текущее значение часового расхода топлива двигателя, кг/ч; $P_{д.н}$ — текущее значение мощности нагрузки двигателя, Вт. Плотность топлива ρ_t для бензина составляет

730 кг/м³, для дизельного топлива — 860 кг/м³. Приведённая масса автомобиля $m_{а.пр} = \delta_{п.м} m_a$ позволяет учесть изменение полной кинетической энергии всех масс автомобиля в их действительных движениях [2]. Коэффициент $\delta_{п.м}$ вычисляется по известной формуле [2, 3].

Часовой расход топлива G_d связан с удельным расходом g_d соотношением 2. Переменная $P_{д.н}$ представ-

ляет собой мощность нагрузки двигателя, создаваемой сопротивлениями движению автомобиля и потерями в трансмиссии. Величина нагрузки обусловлена параметрами характеристик операций ездового цикла. Значение $P_{д.н}$ вычисляется по формуле 3, где P_{ψ} , P_w , $P_{тр}$ и P_j — соответственно затраченные мощности на преодоление дорожного сопротивления (обусловленного сопротивлением качению и продольным уклоном до-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\left. \begin{aligned} dv/dt &= F_{пр}/(\delta_{п.м} m_a); \\ ds/dt &= v; \\ dQ_s/dt &= G_d/(3,6\rho_T); \\ dW_m/dt &= P_{д.н} \end{aligned} \right\}$	$F_{пр}$ — суммарное усилие, действующее на приведённую массу автомобиля $m_{а.пр}$, Н; m_a — поступательно движущаяся масса автомобиля, кг; $\delta_{п.м}$ — коэффициент приведённой массы; G_d — текущее значение часового расхода топлива двигателя, кг/ч; $P_{д.н}$ — текущее значение мощности нагрузки двигателя, Вт; ρ_T — плотность топлива: для бензина
2	$G_d = g_d P_{д.н} \cdot 10^{-6}$	—
3	$P_{д.н} = P_{\psi} + P_w + P_{тр} + P_j $	P_{ψ} — затраты мощности на преодоление дорожного сопротивления; P_w — затраты на преодоление сопротивления воздуха; $P_{тр}$ — потери в трансмиссии; P_j — затраты на разгон автомобиля
4	$P_{\psi} = m_a g (f_v + h) v$	v , a — скорость и ускорение автомобиля; g — ускорение свободного падения; f_v — коэффициент сопротивления качению, зависящий от скорости v [2]; h — продольный уклон дороги; k_w — коэффициент сопротивления воздуха, Н · с ² /м ⁴ ; A_d — лобовая площадь автомобиля; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии
5	$P_w = k_w A_d v^3$	—
6	$P_j = m_{а.пр} a v$	—
7	$P_{тр} = (P_{\psi} + P_w + P_j)(1 - \eta_{тр})$	—
8	$E = \omega_d/\omega_p = n_d/n_p$	—
9	$\eta = P_{д.н}/P_e$	—
10	$k_{\eta} = a_0 + a_1 \eta + a_2 \eta^2$	—
11	$k_E = b_0 + b_1 E + b_2 E^2 + b_3 E^3$	—
12	$G_d = G_e k_{\eta} k_E$	—
13	$g_d = g_e k_{\eta} k_E$	—
14	$F_{пр} = M_e \eta_{тр} r_k / r_k - m_a g f_v - k_w A_d v^2$	—
15	$F_{пр} = -(M_{т.д} \eta_{тр} / (\eta_{тр} r_k) + m_a g f_v + k_w A_d v^2)$	$M_{т.д}$ — тормозной момент двигателя
16	$M_{т.д} = k_t M_e$	—
17	$Q_{ост} = \frac{G_{х.х} t_{ост}}{3,6\rho_T}$	$G_{х.х}$ — часовой расход топлива на холостом ходу двигателя; $t_{ост}$ — время нахождения на остановке
18	$Q_{с.ц} = \frac{Q_{с.к} \cdot 10^5}{s_{ц}}$	$s_{ц}$ — длина пути ездового цикла; $s_{ц} = 4000$ м
19	$\eta_{л.ср} = W_{м.к}/W_{т.к}$	$W_{т.к}$ — химическая энергия истраченного топлива за время реализации цикла $t_{ц}$
20	$W_{т.к} = Q_{с.ц} \rho_T C_T$	C_T — теплотворная способность топлива
21	$Q_{с.т} = G_e k_{\eta} k_E / (3,6\rho_T)$	—
22	$g_{д.т} = 3,6 \cdot 10^6 Q_{с.т} \rho_T / P_{д.н}$	—
23	$G_{д.т} = g_{д.т} P_{д.н} \cdot 10^{-6}$	—
24	$\eta_{д.т} = P_{д.н} / (1000 Q_{с.т} \rho_T C_T)$	—
25	$M_e = M_p k_m (b_0 + b_1 E + b_2 E^2 + b_3 E^3 + b_4 E^4 + b_5 E^5 + b_6 E^6 + b_7 E^7)$	M_p — момент двигателя при максимальной мощности, Н · м; b_0, b_1, \dots, b_7 — коэффициенты регрессии

роги), на преодоление сопротивления воздуха; потери в трансмиссии и на разгон автомобиля (формулы 4–7). Продольный уклон дороги h в ездовых циклах принимается равным нулю.

Часовой G_d и удельный g_d расходы топлива двигателя — величины переменные, зависящие от относительного скоростного режима двигателя и уровня использования мощности на данном режиме [2–4]. Оценка режима работы двигателя в текущий момент времени определяется соотношениями 8 и 9, где E — коэффициент относительной угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя; ω_d , ω_p — угловые скорости вала двигателя на данном скоростном режиме и при максимальной мощности соответственно, а n_d и n_p — соответствующие частоты вращения; I — коэффициент использования мощности двигателя на этом же скоростном режиме; P_e — мощность двигателя при работе на внешней скоростной характеристике при данной частоте вращения n_d .

Для отображения влияния коэффициентов I и E на часовую G_d и удельный g_d расходы топлива предложены эмпирические формулы, представляемые в виде выражений 10 и 11, где $k_{\text{И}}$ — коэффициент учёта зависимостей G_d и g_d от уровня нагрузки двигателя; k_E — коэффициент учёта зависимостей G_d и g_d от скоростного режима; $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, b_3$ — эмпирические коэффициенты [4–6]. Часовой G_d и удельный g_d расходы топлива на исследуемом скоростном и нагрузочном режиме двигателя вычисляются по формулам 12 и 13, в которых G_e и g_e — соответственно часовой и удельный расходы топлива при работе двигателя с полной нагрузкой на внешней скоростной характеристике (ВСХ).

Рассмотрим определение усилия $F_{\text{пр}}$, воздействующего на приведённую массу автомобиля $m_{\text{а.пр}}$ при выполнении автомобилем ездового цикла. Его значение зависит от типа операции цикла. На режиме разгона двигатель работает на ВСХ, обеспечивая интенсивное возрастание скорости автомобиля. Значение $F_{\text{пр}}$ при этом вычисляется по формуле 14, где M_e — вращающий момент двигателя при работе на ВСХ, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $u_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{тр}}$ — передаточное число и КПД трансмиссии на передаче, предусмотренной операционной картой для данного этапа разгона; r_k — радиус качения ведущих колёс автомобиля (можно принять равным статическому радиусу $r_{\text{ст}}$ [2]).

Операции торможения предписано выполнять на тормозном режиме двигателя. Выражение для определения $F_{\text{пр}}$ в этом случае приобретает вид формулы 15, где $M_{\text{т.д}}$ — тормозной момент двигателя (формула 16). Значение коэффициента $k_{\text{т}}$ принимается в пределах 0,2...0,25 [2]. В современных автомобилях с электронными системами управления подачей топлива при переходе двигателя на режим торможения подача топлива отключается, что должно учитываться при моделировании ездового цикла.

На операциях установившегося движения с постоянной скоростью и на остановках принимаем $F_{\text{пр}} = 0$. На остановках двигатель работает на холостом ходу. Расход топлива за время остановки вычисляется из выражения 17. Часовой расход топлива $G_{\text{хх}}$ на хо-

лостом ходу двигателя в первом приближении равен 5...7 % от часового расхода топлива G_{eP} при максимальной мощности двигателя. У многих современных автомобилей при остановке двигатель автоматически выключается и подача топлива прекращается.

В результате интегрирования системы уравнений 1 получаем зависимости нарастания расхода топлива Q_s и выработки механической энергии двигателем W_m при перемещении автомобиля по программе ездового цикла и находим их суммарные (конечные) величины $Q_{s,k}$ (л) и $W_{m,k}$ (кДж). Используя $Q_{s,k}$, находим путевой расход топлива при циклическом движении $Q_{s,ц}$, л/(100 км). Это один из важнейших критериев топливной экономичности автомобиля. Его значение вычисляется по формуле 18 (длина пути ездового цикла, $s_{\text{ц}} = 4000$ м).

Величина $W_{m,k}$ используется для определения среднего значения КПД двигателя $\eta_{\text{д.ср}}$ в ездовом цикле, представляющего собой обобщённую оценку эффективности использования топлива двигателем для получения механической энергии, необходимой при выполнении транспортной работы автомобилем. Значение $\eta_{\text{д.ср}}$ находится на основе соотношения 19 с учётом формулы 20. Теплотворная способность топлива C_t для бензина составляет 45,5 МДж/кг; для дизельного топлива 43,6 МДж/кг.

Результаты моделирования движения автомобиля по программе ездового цикла позволяют получить также графики текущих значений расхода топлива $Q_{s,t}$ (л/с), удельного $g_{d,t}$ (г/(кВт · ч)) и часового $G_{d,t}$ (кг/ч) расходов топлива. Сравнение их с графиками этих параметров, получаемых при работе двигателя на ВСХ при одинаковых частотах вращения вала двигателя n_d , даёт представление о реальном снижении затрат топлива и эффективности его использования на частичных скоростных режимах, характерных для движения согласно предписаниям операционной карты ездового цикла.

Значения $Q_{s,t}$, $g_{d,t}$ и $G_{d,t}$ находятся по формулам 21–23. Используя текущие значения расхода топлива $Q_{s,t}$ и мощности нагрузки двигателя $P_{\text{д.н}}$, определим текущее значение КПД двигателя $\eta_{\text{д.т}}$ в процессе перемещения автомобиля по формуле 24.

Рассмотрим теперь решение поставленной задачи на примере легкового автомобиля класса C модели "Лада Веста". Параметры его приведены в [6]. Исследования проведём для двух вариантов максимальной мощности двигателя $P_{e\text{max}}$ — 90 и 78 кВт. Ряд параметров, необходимых при моделировании ездового цикла, принят на основе информации об аналогах: коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; коэффициент сопротивления качению при малой скорости $f_0 = 0,01$; удельный расход топлива при максимальной мощности $g_{eP} = 280 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

При проведении испытаний на топливную экономичность и тягово-скоростные свойства легковых автомобилей полной массой $m_a < 3,5$ т, согласно стандартам [7 и 8], нагрузка должна составлять 180 кг. Поэтому в формулах (1), (4), (14), (15) следует принимать массу $m_a = m_0 + 180$ кг, где m_0 — снаряжённая масса автомобиля.

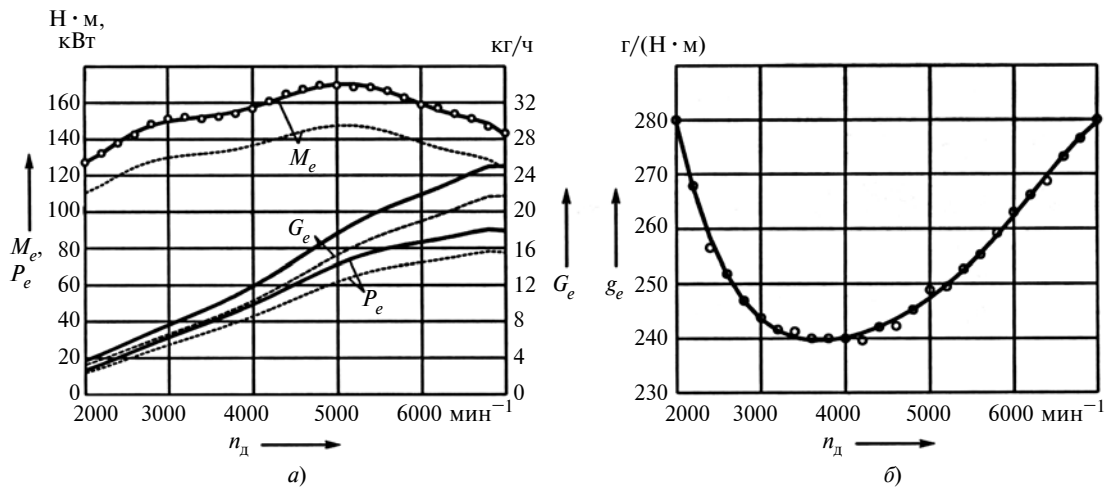


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя (а) и характеристика удельного расхода топлива (б)

На рис. 1, а представлены внешние скоростные характеристики (ВСХ) мощности $P_e = f(n_d)$, вращающего момента $M_e = f(n_d)$ и часового расхода топлива $G_e = f(n_d)$ двигателя автомобиля LADA Vesta, а на рис. 1, б — удельного расхода топлива $g_e = f(n_d)$. Экспериментальные значения характеристик $M_e = f(n_d)$ и $g_e = f(n_d)$ помечены кружками. Сплошными линиями отображены характеристики двигателя мощностью 90 кВт, а штриховыми — мощностью 78 кВт.

При выполнении моделирования необходима непрерывная функция $M_e = f(n_d)$. Такая функция получена на основе регрессионного анализа исходных данных двигателя мощностью 90 кВт. Уравнение регрессии представлено в виде полинома седьмого порядка (формула 25). Коэффициенты регрессии: $b_0 = 2,5996$; $b_1 = -34,7994$; $b_2 = 267,821$; $b_3 = -1014,878$; $b_4 = 2116,415$; $b_5 = -2462,820$; $b_6 = 1496,234$; $b_7 = -369,577$. Для двигателя мощностью 78 кВт значение M_e необходимо умножить на масштабный коэффициент $k_m = 0,86667$, а для двигателя мощностью 90 кВт $k_m = 1$.

Характеристика удельного расхода топлива $g_e = f(n_d)$ (см. рис. 1, б) аппроксимирована уравнением регрессии пятого порядка. Коэффициенты регрессии: $b_{g0} = 1,4638$; $b_{g1} = -4,5521$; $b_{g2} = 13,5377$; $b_{g3} = -20,3424$; $b_{g4} = 15,8788$; $b_{g5} = -4,8976$.

Результаты исследования продемонстрируем на примере программной реализации магистрального ездового цикла на дороге для автомобилей полной массой до 3,5 т. Схема этого цикла представлена на рис. 2. Операционная карта его приведена в [1–3, 7].

На схеме цифрами 1...13 обозначены номера выполняемых операций, а в табл. 2 отмечены режимы движения при выполнении каждой операции (p — разгон; y — установившееся движение с заданной постоянной скоростью; t — торможение двигателем). Остановок в магистральном цикле не предусмотрено. Остановки используются лишь в городском ездовом цикле [2, 3, 7]. Рассмотрено три варианта управления трансмиссией в процессе реализации ездового цикла. Различаются они использованием номеров передач на выполняемых операциях, что отражено в табл. 2. Номера передач обозначены римскими цифрами.

На рис. 3, а показаны характеристики изменения затрат мощности на преодоление дорожного сопротивления P_{ψ} , сопротивления воздуха P_w , инерционного сопротивления P_j , потерь в трансмиссии $P_{тр}$ и суммарной мощности нагрузки двигателя $P_{д.н}$, обусловленных параметрами операций ездового цикла. На рис. 3, б приведена характеристика изменения механической энергии (работы) двигателя W_M , затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению. Участки характеристики W_M на операциях разгона обозначены буквой p , установившегося движения — y , торможения — t . Эти же обозначения используются на последующих графиках.

На режимах торможения мощности сопротивлений движению и затрачиваемая энергия двигателя не вычислялись, так как расход топлива на этих режимах не учитывался. Поэтому на участках торможения график W_M проходит горизонтально, а $P_{д.н} = 0$. При движении с постоянной скоростью значения мощностей сопротивлений P_{ψ} , P_w и $P_{тр}$ остаются постоянными, $P_j = 0$, а W_M линейно возрастает. На участках разгона мощность нагрузки двигателя $P_{д.н}$ существенно возрастает из-за возникновения инерционного сопротивления движению автомобиля и затраты мощности на разгон P_j , значительно превышающей суммарную мощность всех остальных сопротивлений $P_{\psi} + P_w + P_{тр}$.

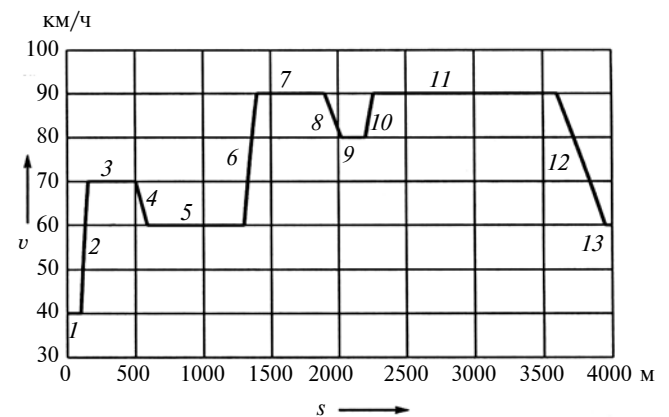


Рис. 2. Схема магистрального ездового цикла на дороге

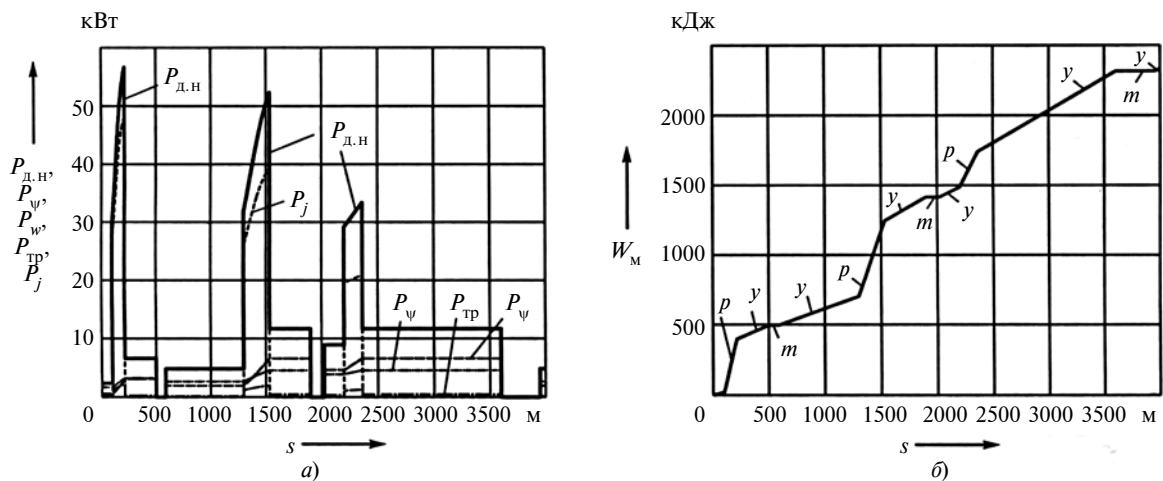


Рис. 3. Графики изменения составляющих затрат мощности на преодоление сопротивлений движению автомобиля (а) и работы двигателя за время ездового цикла (б)

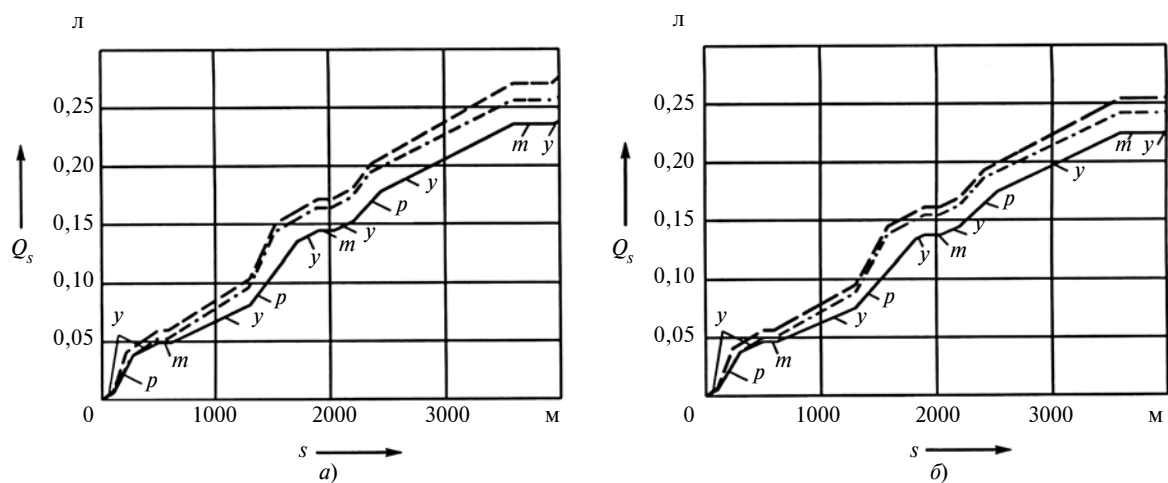


Рис. 4. Графики изменения текущего расхода топлива при перемещении автомобиля: а — при мощности двигателя 90 кВт; б — при мощности 78 кВт

(см. рис. 3, а). Соответственно, увеличивается интенсивность нарастания работы двигателя W_M (рис. 3, б).

На рис. 4, а и б приведены графики, отображающие процесс нарастания расхода топлива Q_s по мере перемещения автомобиля s . Графики на рис. 4, а получены при использовании двигателя мощностью 90 кВт, а на рис. 4, б — мощностью 78 кВт. Сплошными линиями изображены графики, соответствующие варианту 1 управления трансмиссией, штрихпунктирными — варианту 2, штриховыми — варианту 3. Аналогичные изображения использованы на всех последующих рисунках.

Из графиков изменения Q_s видно, что наибольшая интенсивность нарастания расхода топлива соответствует операциям разгона, на которых двигатель работает на внешней скоростной характеристике, т. е. реализует максимально возможную мощность, что сопровождается высоким значением часового расхода топлива $G_d = G_e$. Для снижения G_d , а соответственно, и Q_s целесообразно разгон осуществлять при неполном нажатии на педаль акселератора. В приведённом примере с этой целью в формуле 14 (см. табл. 1) принималась величина момента двигателя $0,7M_e$, т. е. снижалась на 30 %. На операциях торможения автомоби-

Таблица 2

Обозначения в операционной карте	Номер операции												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Вид операции	y	p	y	m	y	p	y	m	y	p	y	m	y
Вариант управления													
1	III	III	IV	IV	IV	IV	V	V	V	V	V	IV	IV
2	III	III	III	III	III	III	IV	IV	IV	IV	V	IV	IV
3	II	II	III	III	III	III	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV

ля двигателем подача топлива отключалась, поэтому расход топлива отсутствовал, что соответствует горизонтальным участкам графиков Q_s .

В табл. 3 приведены полученные при моделировании значения суммарного конечного расхода топлива $Q_{s,к}$ за время реализации цикла для всех исследованных вариантов движения, а также значения путевого расхода топлива при циклическом движении $Q_{s,ц}$, вычисленные по формуле 18. Первый вариант управления трансмиссией оказался предпочтительнее по оценке топливной экономичности. Наихудший результат получен в третьем варианте управления, когда использовались более низкие номера передач. Путевой расход топлива в этом случае при использовании двигателя большей мощности возрос на 14,92 %, а при меньшей мощности — на 12,78 %. Следовательно, ездовые циклы целесообразно осуществлять на максимально возможных высших передачах при условии обеспечения устойчивого режима движения автомобиля.

Применение более мощного двигателя при сохранении неизменными всех остальных параметров автомобиля, в том числе удельного расхода топлива, приводит к возрастанию путевого расхода топлива. Но при этом, как известно, улучшаются показатели тягово-скоростных свойств автомобиля [2—4]. Таким образом, выбор параметров автомобиля в процессе его функционального проектирования представляет задачу поиска оптимального компромисса.

В табл. 3 также приведены значения суммарной механической работы двигателя $W_{м.к}$ за время выполнения ездового цикла, суммарной химической энергии израсходованного топлива $W_{т.к}$ и среднего значения КПД двигателя $\eta_{д.ср}$. Величина $W_{м.к}$ во всех моделируемых вариантах практически одинакова, а $W_{т.к}$ и $\eta_{д.ср}$ существенно различаются. Этим и объясняются отличия конечных значений расхода топлива $Q_{s,к}$ и показателя топливной экономичности — путевого расхода топлива при циклическом движении $Q_{s,ц}$.

В качестве численных оценок интенсивности нарастания расхода топлива Q_s в операциях ездового цикла можно использовать относительные характеристики, вычисляемые из соотношения

$$\frac{\Delta Q_{si}}{\Delta x_i} = \frac{Q_{ски} - Q_{s0i}}{x_{ки} - x_{0i}}, \frac{\text{л}}{\text{м}},$$

где Q_{s0i} , $Q_{ски}$ — значения интегрального расхода топлива Q_s в начальной и конечной точках анализируемой

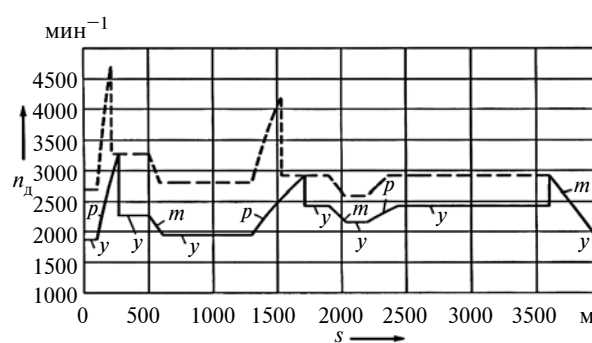


Рис. 5. Изменение частоты вращения вала двигателя в процессе реализации ездового цикла

операции ездового цикла (разгона или равномерного движения), л; x_{0i} , $x_{ки}$ — координаты начальной и конечной точек операции маршрута перемещения автомобиля, м.

В табл. 4 приведены оценки интенсивности нарастания расхода топлива на операциях разгона автомобиля, полученные при различных вариантах управления трансмиссией и мощностях двигателя 90 и 78 кВт. Сравнение численных значений оценок показывает, что при использовании более низких номеров передач при разгоне (вариант управления 3) и большей мощности двигателя интенсивность нарастания расхода топлива значительно возрастает. Аналогичные результаты получаются и на операциях равномерного движения, но только меньшие численные значения оценок, что видно также из сравнения графиков на рис. 4, а и б.

На рис. 5 приведены графики частоты вращения вала двигателя n_d в ездовом цикле. Характер изменения n_d определяется лишь управлением трансмиссией (выбором номеров передач) и режимами движения (разгон, торможение, установившееся движение), но не зависит от номинальной мощности двигателя. График, соответствующий первому варианту управления трансмиссией, отображён сплошной линией, а третьему варианту — штриховой. На всех последующих рисунках приводятся графики, полученные только по первому и третьему вариантам управления трансмиссией. Как видно из рисунка, при выполнении операций ездового цикла на более высоких передачах двигатель работает с меньшей частотой вращения. Это отражается на величине относительного уровня нагрузки двигателя, оцениваемого соотношением мощности нагрузки двигателя $P_{д.н}$ и потенциально воз-

Таблица 3

Максимальная мощность двигателя, кВт	Вариант управления трансмиссией	Показатели топливной экономичности автомобиля					Q_p , л
		$Q_{s,к}$, л	$Q_{s,ц}$, л/(100 км)	$W_{м.к}$, кДж	$W_{т.к}$, кДж	$\eta_{д.ср}$	
$P_{емax} = 90$	1	0,2373	5,9325	2304	7881,9	0,29232	0,42456
	2	0,2585	6,4625	2308	8586,1	0,26881	
	3	0,2727	6,8175	2329	9057,7	0,25713	
$P_{емax} = 78$	1	0,2262	5,6550	2306	7513,2	0,30812	0,38390
	2	0,2427	6,0675	2315	8061,3	0,28606	
	3	0,2551	6,3775	2327	8473,1	0,27463	

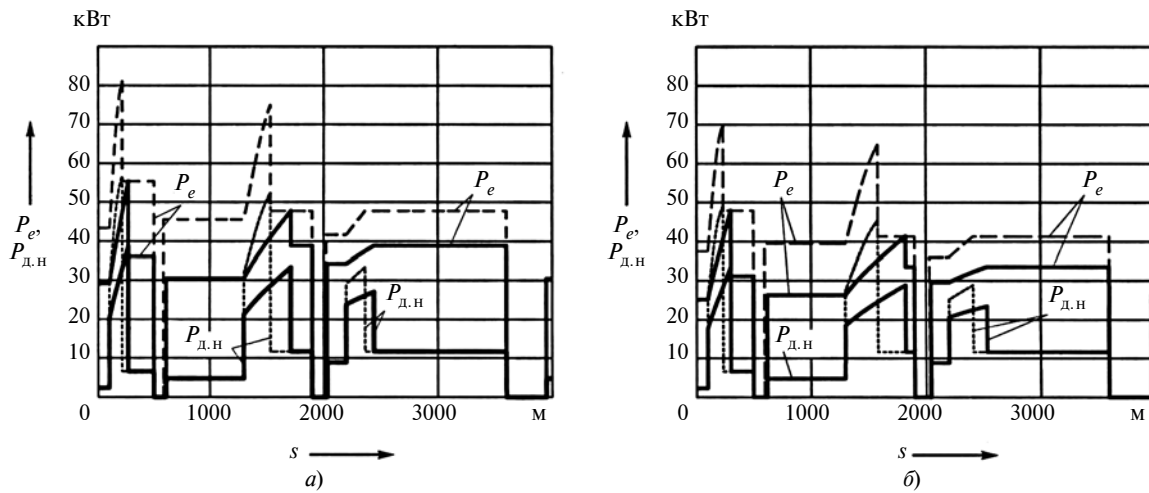


Рис. 6. Графики изменения мощностей $P_{д.н}$ и P_e при выполнении операций ездового цикла

можной его мощности P_e на данном скоростном режиме, т.е. получаемой при работе на ВСХ.

Для оценки уровня использования мощности двигателя рассмотрим графики изменения мощностей $P_{д.н}$ и P_e в зависимости от варьируемых параметров. На рис. 6, а приведены графики $P_{д.н}$ и P_e при использовании двигателя мощностью $P_{e\max} = 90$ кВт, а на рис. 6, б — мощностью $P_{e\max} = 78$ кВт. Очевидно, что значения мощностей нагрузки $P_{д.н}$ на участках движения с постоянными скоростями при всех вариантах варьируемых параметров одинаковы, а различаются лишь на режимах разгона. Мощности же характеристик двигателя P_e различны и зависят как от $P_{e\max}$, так и от используемых передач, поскольку при этом изменяется скоростной режим двигателя. При движении на более высоких передачах графики мощности P_e проходят ниже, так как двигатель работает на более низких значениях частоты вращения n_d . Это приводит к

повышению уровня использования мощности. Для относительной оценки нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя используем безразмерные численные величины И и Е, называемые соответственно коэффициентом использования мощности двигателя и коэффициентом относительной частоты вращения (см. формулы 9 и 8).

Режимы работы двигателя оказывают непосредственное влияние на текущие значения часового G_d и удельного g_d расходов топлива, вычисляемых соответственно по формулам 12 и 13. В этих формулах коэффициент $k_{И}$ отображает влияние уровня нагрузки двигателя на G_d и g_d , а коэффициент k_E — влияние скоростного режима. Коэффициенты $k_{И}$ и k_E находят по эмпирическим формулам 10 и 11.

На рис. 7, а и б показаны графики коэффициентов И и Е, а на рис. 8, а и б — коэффициентов $k_{И}$ и k_E , полученные при моделировании исследуемого ездового

Таблица 4

Мощность двигателя, кВт	Вариант управления	Оценки интенсивности нарастания расхода топлива на операциях разгона автомобиля						
		x_0 , м	x_k , м	Δx , м	Q_{s0} , л	Q_{sk} , л	ΔQ_s , л	$\frac{\Delta Q_s}{\Delta x}$, $\frac{л}{м}$
90	1	100	268	168	0,00579	0,03759	0,0318	1,8929
		1300	1714	414	0,08103	0,1345	0,0535	1,2923
		2200	2441	241	0,1515	0,1772	0,0257	1,0664
	3	100	214	114	0,00785	0,04103	0,0402	3,5267
		1300	1530	230	0,1036	0,1506	0,0470	2,0435
		2200	2364	164	0,1803	0,2016	0,0213	1,2988
78	1	100	301	201	0,00516	0,03804	0,0329	1,6393
		1300	1824	524	0,07573	0,1343	0,0586	1,1183
		2200	2529	329	0,1448	0,1751	0,0303	0,9210
	3	100	235	135	0,00692	0,04082	0,0339	2,5204
		1300	1582	282	0,09520	0,1446	0,0494	1,7518
		2200	2411	211	0,1689	0,1928	0,0239	1,1327

Примечание: значения $\Delta Q_s/\Delta x$ умножены на 10^4

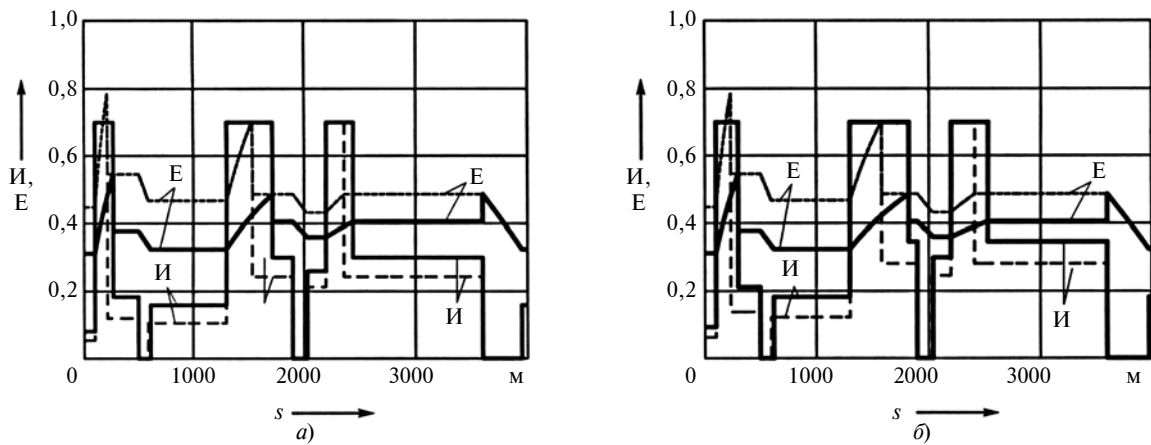


Рис. 7. Графики изменения коэффициентов И и Е:
а — при мощности двигателя 90 кВт; б — при мощности 78 кВт

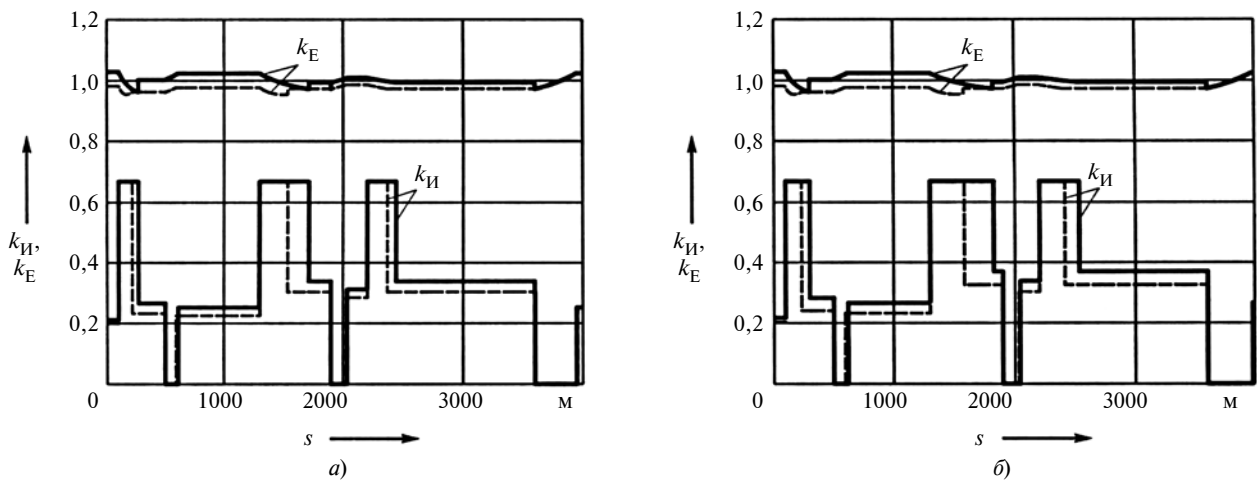


Рис. 8. Графики изменения коэффициентов k_I и k_E :
а — при мощности двигателя 90 кВт; б — при мощности 78 кВт

цикла. Величина коэффициента И существенно зависит как от номинальной мощности двигателя $P_{e\max}$, так и от варианта управления трансмиссией. При меньшей мощности используемого двигателя значение этого коэффициента возрастает, т.е. повышается уровень использования мощности. Движение на более высоких передачах также способствует повышению использования мощности двигателя, что обусловлено снижением P_e на более низких скоростных режимах работы двигателя (см. рис. 1 и формулу 9).

В результате на установившихся режимах движения автомобиля при меньшей мощности двигателя и выполнении программы ездового цикла на более высоких передачах значения коэффициента k_I оказываются более высокими. Однако поскольку при этом величина G_e меньше в обоих случаях (см. рис. 1), то конечный расход топлива $Q_{s,k}$ и путевой расход топлива $Q_{s,ц}$ оказываются меньше (см. табл. 3). Значение коэффициента Е зависит лишь от используемых передач, а k_E близко к единице, поэтому оказывает слабое влияние на расход топлива.

Отметим важную особенность характеристик движения автомобиля в ездовом цикле, связанную со

способом управления трансмиссией. Как следует из рисунков 5–8, при использовании более высоких передач время разгона на участках увеличения скорости может заметно возрастать, что приводит к увеличению текущего расхода топлива Q_s (см. рис. 4, а и б). В рассматриваемом примере это особенно заметно на участке 6 ездового цикла при разгоне со скорости 60 км/ч до скорости 90 км/ч (см. рис. 2). Путь разгона в этом случае на 4-й передаче по сравнению с разгоном на 3-й передаче будет больше почти в два раза (рис. 5–8), а двигатель при этом работает с высоким часовым расходом топлива $G_d = G_e$. Но поскольку на участках установившихся режимов движения часовой расход топлива G_d значительно меньший, чем при разгоне, а время движения на этих участках больше, то результирующий путевой расход топлива $Q_{s,k}$ снижается. Снижение расхода топлива достигается также, если разгоны автомобиля осуществлять со сравнительно невысокой интенсивностью, чтобы уменьшить затрату энергии на преодоление инерционного сопротивления.

Для детального анализа топливных характеристик автомобиля в процессе его движения по маршруту ездового цикла используем графики текущих значений

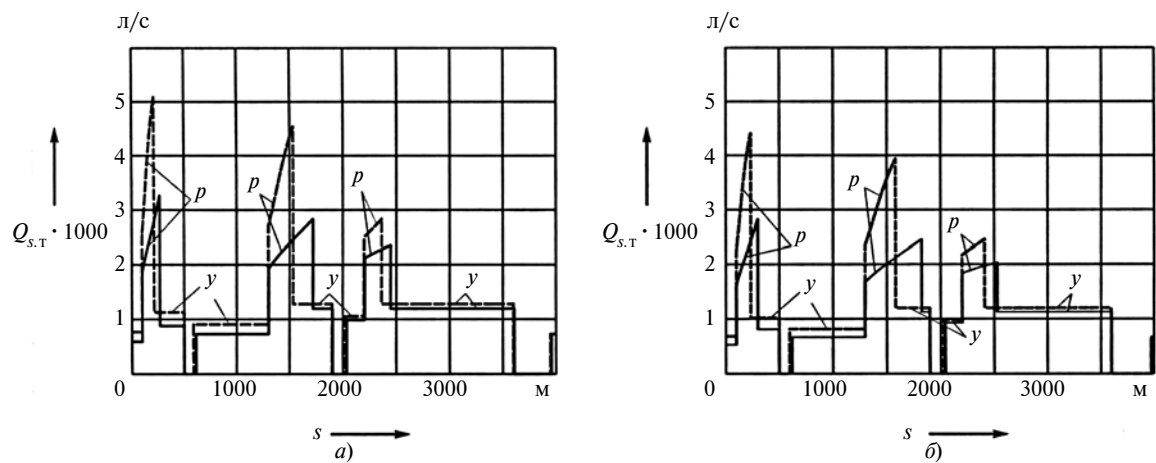


Рис. 9. Графики изменения текущих расходов топлива:
 а — при мощности двигателя 90 кВт; б — при мощности 78 кВт

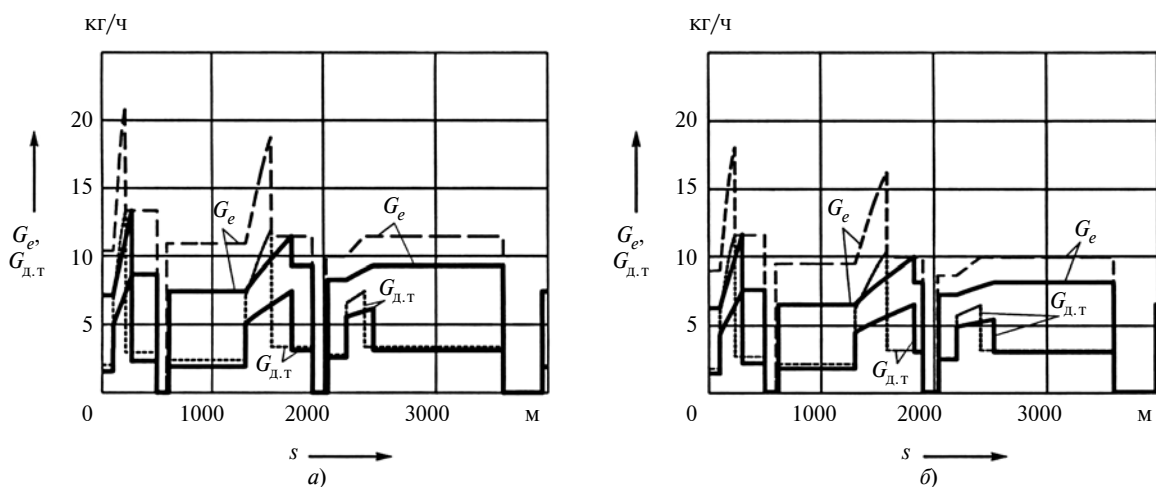


Рис. 10. Графики текущего часового расхода топлива $G_{d,t}$ и часового расхода при работе двигателя на ВСХ G_e :
 а — при мощности двигателя 90 кВт; б — при мощности 78 кВт

расхода топлива $Q_{s,t}$, часового $G_{d,t}$ и удельного $g_{d,t}$ расходов топлива, полученные на основе формул 21—23.

На рис. 9, а и б представлены графики текущих расходов топлива $Q_{s,t}$, л/с. Напомним, что сплошными линиями показаны графики, полученные при использовании более высоких номеров передач, а штриховыми — в противоположном случае. Из приведенных графиков следует, что на всех режимах движения (при установившемся движении и при разгонах) текущий расход топлива $Q_{s,t}$ существенно зависит от управления трансмиссией, т.е. от используемых передач на каждом конкретном участке ездового цикла. Чем выше номера используемых передач, тем меньше значение $Q_{s,t}$. На участках равномерного движения это очевидно из сравнения ординат графиков, а при разгонах необходимо сравнивать между собой площади, покрываемые графиками (интегральные величины расходов). Использование более мощного двигателя увеличивает текущий расход топлива $Q_{s,t}$, что видно из сравнения графиков на рис. 9, а и б.

На рис. 10, а и б приведены графики текущего часового расхода топлива $G_{d,t}$ и часового расхода при работе двигателя на ВСХ G_e при одних и тех же частотах

вращения n_d , обусловленных скоростными режимами движения автомобиля на соответствующих операциях ездового цикла.

При равномерном движении $G_{d,t}$ значительно меньше G_e , так как нагрузка двигателя на этом режиме много меньше, чем при работе на ВСХ. На режиме разгона значения $G_{d,t}$ существенно возрастают и могут достигать уровня G_e , если разгон осуществлять при полном нажатии педали акселератора. Как отмечалось ранее, при моделировании ездового цикла было принято промежуточное положение педали акселератора с целью снижения вращающего момента двигателя до $0,7M_e$, т.е. на 30 % меньше полного значения M_e на данном скоростном режиме. В результате и при разгонах получено $G_{d,t} < G_e$.

Значение G_e при использовании более низких номеров передач оказывается больше, чем в варианте движения на высоких передачах, так как двигатель при этом работает на более высокой частоте вращения (см. рис. 5, а и б). Как следует из рис. 10, а и б, значение $G_{d,t}$ в этом случае также получается выше. Повышение мощности двигателя сопровождается увеличением $G_{d,t}$.

Эффективность использования топлива при выполнении транспортной работы автомобилем оценивают удельным расходом топлива. На рис. 11, *a* и *б* представлены графики текущего удельного расхода топлива двигателя $g_{д.т}$ в ездовом цикле автомобиля. Значения $g_{д.т}$ на различных операциях цикла существенно различаются. По этому показателю топливо наиболее эффективно используется на режимах разгона автомобиля. Удельный расход топлива $g_{д.т}$ на этих операциях наименьший. Это обусловлено высоким уровнем нагрузки двигателя и максимальным использованием его потенциальных возможностей (см. рис. 6, *a* и *б*). При равномерном движении автомобиля мощность нагрузки двигателя $P_{д.н}$ существенно меньше, чем при разгонах, поэтому значение $g_{д.т}$ возрастает. Снижение $g_{д.т}$ достигается использованием как можно более высоких номеров передач, позволяющих повысить мощность $P_{д.н}$. Это хорошо видно из сопоставления графиков $P_{д.н}$ и P_e (см. рис. 6, *a* и *б*) и графиков $g_{д.т}$ (см. рис. 11, *a* и *б*). Текущий часовой расход топлива $G_{д.т}$ при этом также снижается (см. рис. 10, *a* и *б*).

Удельный расход топлива двигателя g_e при работе его на ВСХ, соответствующий диапазону частот вращения вала двигателя n_d в ездовом цикле, согласно рис. 5 и рис. 1, *б*, находится в пределах 240...260 г/(кВт·ч). Следовательно, характеристика g_e не отражает реальной эффективности использования топлива при выполнении транспортной работы, а иллюстрирует лишь потенциальные возможности двигателя.

На рис. 12, *a* и *б* показаны графики изменения текущих значений КПД двигателя $\eta_{д.т}$ в ездовом цикле автомобиля. Эти графики полностью согласуются с графиками $g_{д.т}$: при снижении значений $g_{д.т}$ соответственно возрастают значения $\eta_{д.т}$. Следовательно, оба этих показателя дают эквивалентные оценки эффективности использования топлива при выполнении транспортной работы автомобилем.

Таким образом, математическая модель и методика компьютерной имитации движения автомобиля в ездовом цикле, позволяющие на стадии проектирования прогнозировать возможные значения показателей топливной экономичности и осуществлять на их ос-

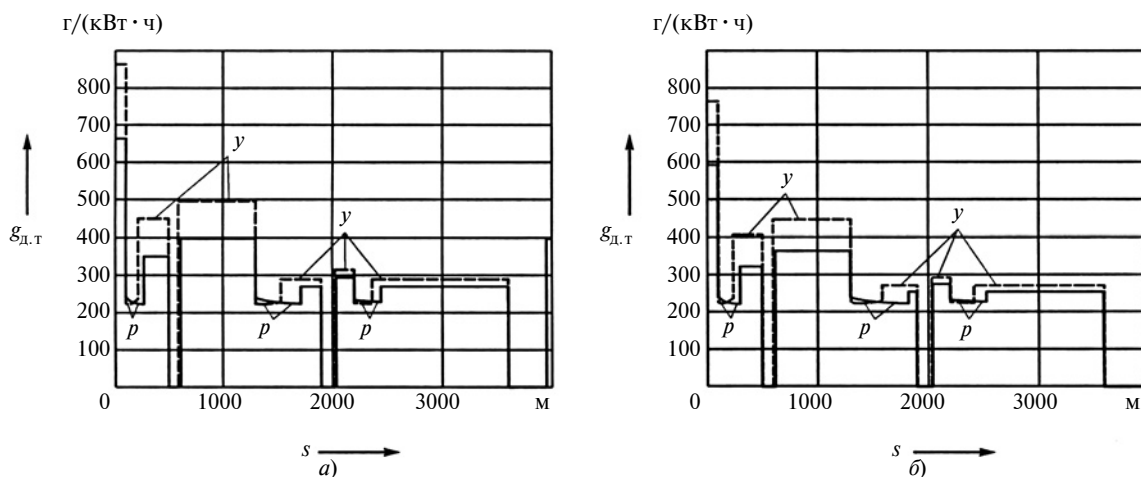


Рис. 11. Графики текущего удельного расхода топлива в ездовом цикле: *a* — при мощности двигателя 90 кВт; *б* — при мощности 78 кВт

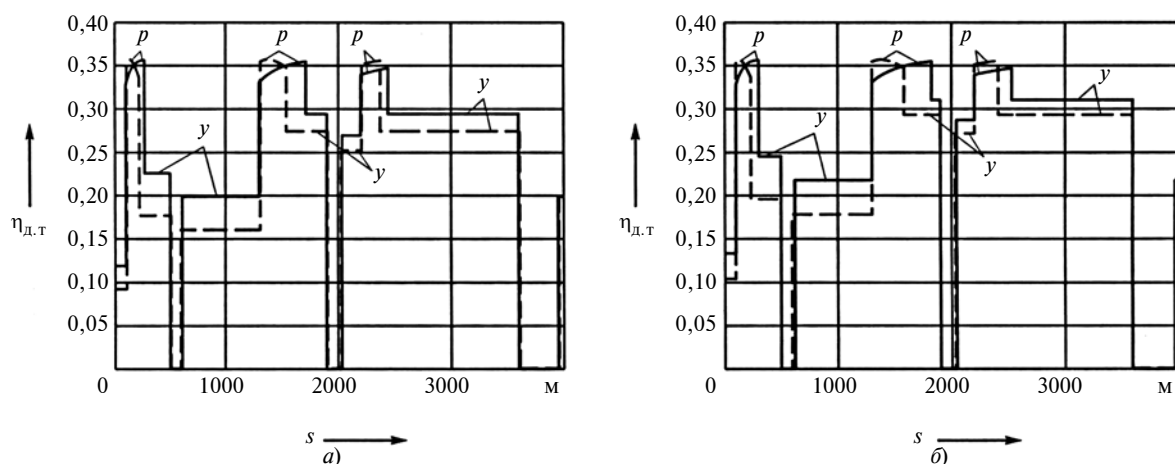


Рис. 12. Графики текущего значения КПД двигателя в ездовом цикле: *a* — при мощности двигателя 90 кВт; *б* — при мощности 78 кВт

нове выбор рациональных параметров механизмов автомобиля, обеспечивающих высокие показатели его топливной экономичности, разработаны.

На основе моделирования ездового цикла на дороге проведены исследования по определению путевого расхода топлива и его зависимости от мощности используемого двигателя и режима управления трансмиссией легкового автомобиля класса С при выполнении операций, предусмотренных операционной картой цикла. Они показывают, что для снижения путевого расхода топлива в ездовом цикле необходимо использовать высокие номера передач при условии обеспечения устойчивой скорости движения. Увеличение мощности двигателя проектируемого автомобиля сопровождается возрастанием путевого расхода топлива и одновременно повышением показателей тягово-скоростных свойств АТС. Следовательно, задача выбора параметров создаваемого автомобиля должна решаться на основе оптимального компромисса.

Литература

1. Кравец В.Н. Законодательные и потребительские требования к автомобилям: учеб. пособие / В.Н. Кравец, Е.В. Горынин. — Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2000. — 400 с.
2. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
3. Кравец В.Н. Теория автомобиля: учебник для вузов / В.Н. Кравец, В.В. Селифонов. — М.: ООО "Гринлайн+"; 2011. — 884 с.
4. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория: учебник для вузов / А.И. Гришкевич. — Минск: Выш. шк., 1986. 208 с.
5. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. М.: Машиностроение, 1989 — 240 с.
6. Тарасик В.П. Влияние режима движения автомобиля на его топливную экономичность / В.П. Тарасик, О.В. Пузанова. — Автомобильная промышленность, № @, 2020. — С. @.
7. ГОСТ 20306—90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. — М.: Изд-во стандартов, 1991. — 13 с.
8. ГОСТ 22576—90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. — М.: Изд-во стандартов, 1991. — 32 с.

УДК 629.33

ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЁСТКОСТИ ШИН. КОЭФФИЦИЕНТ БОКОВОЙ ЖЁСТКОСТИ

Д-р техн. наук **БАЛАКИНА Е.В.**,
канд. техн. наук **ЗАДВОРНОВ В.Н.**,
БЕРЕЗОВСКИЙ М.С., **ЮСУПКИНА А.С.**
Волгоградский ГТУ, Дмитровский филиал ГУ "Дубна"
(fahrgestell2011@yandex.ru)

Исследование посвящено изучению упругих свойств шин транспортных средств, а именно, коэффициенту боковой жёсткости и поиску универсальных зависимостей для его расчёта. В результате математической обработки экспериментальных данных найдены универсальные зависимости для вычисления коэффициентов боковой жёсткости всех шин. Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00011.

Ключевые слова: шина транспортного средства, коэффициент боковой жёсткости, универсальные расчётно-экспериментальные зависимости.

Balakina E.V., Zadvornov V.N., Berezovsky M.S., Yusupkina A.S. **TIRES STIFFNESS RESEARCH.** **LATERAL STIFFNESS COEFFICIENT**

The research is devoted to the study of the elastic properties of vehicle tires, namely, the lateral stiffness coefficient and the search for universal relationships for its calculation. As a result of mathematical processing of experimental data, universal dependences were found for calculating the lateral stiffness coefficients all tires. The reported study was funded by RFBR according to the research project № 19-08-00011.

Keywords: vehicle tire; lateral stiffness coefficient; universal calculation-experimental dependencies.

Упругие свойства шины определяют её деформации по разным координатам, влияющие на эксплуатационные свойства автомобиля — устойчивость движения, управляемость, тормозную динамику, виброзащитённость и топливную экономичность [1—12].

Свойства эти характеризуются коэффициентами жёсткости, которых известно пять: нормальной (радиальной), боковой, продольной, крутильной, угловой. ГОСТ 17697—72 "Автомобили. Качение колеса. Термины и определения" определяет их все, кроме продольной. При решении практических задач наиболее часто употребляются коэффициенты радиальной и боковой жёсткостей шины: при расчёте радиального прогиба, боковой деформации шины и длины пятна контакта для определения увода в задачах устойчивости движения и виброзащитённости [1, 3, 4, 6, 8, 9]. Согласно данному стандарту, коэффициент боковой жёсткости шины — есть первая производная боковой силы колеса по боковому упругому смещению колеса. Его величина позволяет определять текущие значения боковой деформации шины при заданной боковой силе колеса, которые необходимы для расчёта текущих значений увода колеса. Также боковая деформация шины является частью бокового сноса продольной реакции опорной поверхности, что требуется для расчёта параметров колебаний управляемых колёс. Поэтому достоверные знания о величине коэффициента боковой жёсткости шины позволяют, в первую очередь, корректно моделировать свойства устойчивости и управляемости транспортного средства.

Существуют немногие исследования, в основном экспериментальные, по определению упругих свойств шины по боковой координате (Балабин И.В., Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Кнороз В.И., Пацейка Н.). При этом главная плоскость колеса была перпендикулярна опорной плоскости. Получены некоторые частные зависимости, справедливые для одной шины [4, 8]. Однако общих универсальных зависимостей для расчёта коэффициента боковой жёсткости шины, позволяющих вычислять боковую жёсткость шины, задаваясь только допустимой нормальной нагрузкой колеса, до сих пор не было. Теперь такие зависимости получены.

Для этого авторами В.Н. Задворновым, Е.В. Балакиной в разные годы по настоящее время измерялись

значения боковой жёсткости шин разных моделей и конструкций при паспортных нормальных нагрузках колеса P_z и при паспортных давлениях в шинах, а также отличающихся от них не более чем на 10 % (см. АП, 2020, № 8).

Были проведены измерения боковой жёсткости 28 шин 25 моделей: шин для легковых и грузовых автомобилей, автобусов, прицепов, аэродромной тележки, карта. Результаты эксперимента послужили исходными данными для аппроксимации зависимостей $C_{ty} = f(P_z)$ разными функциями. Использовалась программа Curve Expert Professional. Ввиду небольшой

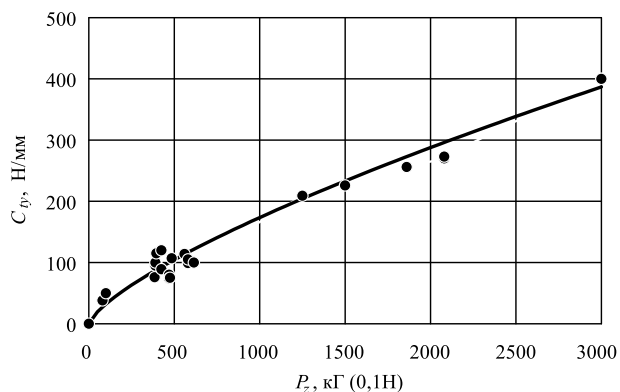


Рис. 1. Аппроксимация коэффициента боковой жёсткости всех шин степенной функцией

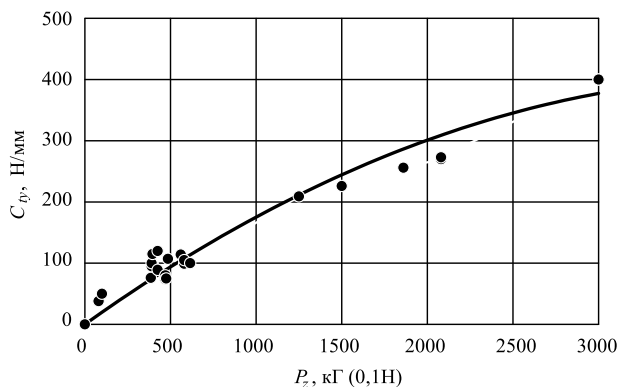


Рис. 2. Аппроксимация коэффициента боковой жёсткости всех шин квадратичной функцией

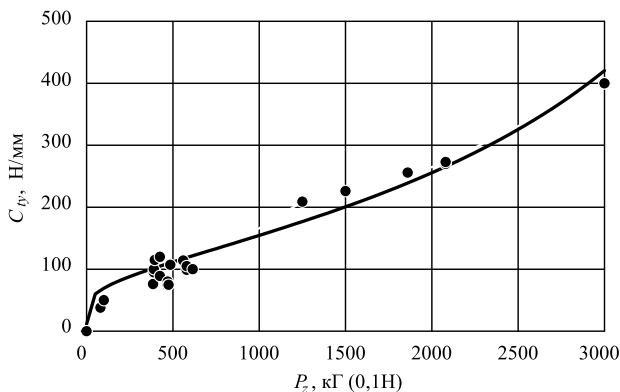


Рис. 3. Аппроксимация коэффициента боковой жёсткости всех шин функцией Харриса

№	Вид полученной зависимости $C_{ty} = f(P_z)$	Значение постоянных коэффициентов			Средняя относительная погрешность, %
		a	b	c	
1	Степенная $C_{ty} = aP_z^b$	1,12	0,73	—	12
2	Квадратичная $C_{ty} = aP_z + bP_z^2$	0,2	$-2,4745 \times 10^{-5}$	—	26
3	Функция Харриса $C_{ty} = \frac{1}{a + bP_z^c}$	0,08755	-0,0595	0,0448	15

выборки (28 шин) было принято решение о математической обработке всех шин вместе, без деления их по группам. В качестве аппроксимирующих зависимостей наиболее точно описывали экспериментальные пары точек $(P_z; C_{ty})$: степенная функция, квадратичная функция и функция Харриса. Результаты эксперимента и аппроксимирующие кривые показаны на рисунках: на рис. 1 — аппроксимация коэффициента боковой жёсткости всех шин степенной функцией $C_{ty} = 1,12P_z^{0,73}$, на рис. 2 — квадратичной функцией

$C_{ty} = 0,2P_z - 0,00002475P_z^2$, а на рис. 3 — функцией

$$\text{Харриса } C_{ty} = \frac{1}{0,08755 - 0,06P_z^{0,045}}$$

Полученные зависимости и их средняя относительная погрешность приведены в таблице. Допустимая нормальная нагрузка колеса P_z — в кГ (или в 10^{-1} Н), а коэффициент боковой жёсткости шины C_{ty} в Н/мм; a, b, c — постоянные безразмерные коэффициенты.

На основе проведённых исследований авторы рекомендуют для расчёта коэффициента боковой жёсткости шин использовать степенную зависимость $C_{ty} = 1,12P_z^{0,73}$ как наиболее точную, с наименьшей средней относительной погрешностью 12 %.

Зависимости справедливы при контакте шины с твёрдой поверхностью и при вертикальном расположении главной плоскости колеса. Дополнительно подтверждено, что упругие свойства шин транспортных средств определяются их габаритными размерами и характеризуются допустимыми нагрузками на них.

Литература

1. Балабин И.В. Автомобильные и тракторные колёса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин. — МГТУ "МАМИ", 2012. — 920 с.
2. Балакина Е.В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием / Е.В. Балакина, А.В. Кочетков. — Москва: "Инновационное машиностроение", 2017. — 292 с.
3. Балакина Е.В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей / Е.В. Балакина, И.В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. — 2019. — № 5. — С. 16—19.
4. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / Под ред. В.И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 240 с.

5. Сальников В.И. Расчётно-экспериментальные универсальные зависимости для определения радиальной жёсткости шин / В.И. Сальников, А.А. Барашков, Задворнов В.Н., Е.В. Балакина // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 7. — С. 13—14.
6. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. — Иркутск: Изд-во ИрНТУ, 2015. — 514 с.
7. Jerzy Jackowski and Marcin Wieczorek (2011) Analysis of interaction between tyre tread and road on the basis of laboratory test / TRANS-BALTICA / 7th International Conference Vilnius, Lithuania, May, 2011.
8. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. Published by Elsevier Ltd, USA, 2012. 672 p.

9. Reza N. Jazar Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.
10. Romano L., Sakhnevych A., Strano S., & Timpone F. (2019). A hybrid tyre model for in-plane dynamics. Vehicle System Dynamics, 1—23. doi: 10.1080/00423114.2019.1608365
11. Seyedmeysam Khaleghian et al. A technical survey on tire-road friction estimation. Friction. 2017. Vol. 5. No. 2. P. 123—146.
12. Viehweger M., Vaseur C., van Aalst S., Acosta M., Regolin E., Alatorre A., Ivanov V., Victorino A. (2020). Vehicle state and tyre force estimation: demonstrations and guidelines. Vehicle System Dynamics, 1—28. doi: 10.1080/00423114.2020.1714672

УДК 621.891

РАСЧЁТ КРИТИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ФРИКЦИОННОЙ НАКЛАДКИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

ВЕЛИЗАДЕ Э.С.

Азербайджанский ТУ

Сформулирован критерий начала теплового разрушения фрикционной накладки при торможении автомобиля. Проведён расчёт критического теплового состояния фрикционной накладки. После нахождения температуры проводился расчёт критических параметров фрикционной накладки. Получено соотношение, позволяющее определить, например, критическую скорость автомобиля в момент торможения, подойти к выбору класса шероховатости, обеспечивающего повышение несущей способности накладки или другие критические параметры пары "барабан—накладка".

Ключевые слова: фрикционная накладка, температура, критическое тепловое состояние, тормозной барабан.

Velizade E.S.

CALCULATION OF CRITICAL THERMAL STATE OF A FRICTION LINING UNDER VEHICLE BRAKING

A criterion of the thermal fracture initiation for a friction lining under braking is formulated. The critical thermal state of the friction lining is calculated. After determination of the temperature, the critical parameters of the friction lining are calculated. The obtained relation allows determination, for example, the critical speed of the vehicle at the time of braking and choice of a roughness class that provides an increase of load-carrying capacity of the lining or other critical parameters of the "drum-lining" pair of the vehicle.

Keywords: friction lining, temperature, critical thermal state, brake drum.

Работоспособность фрикционной пары тормоза колёсной машины во многом зависит от материала накладки. Для управления процессами трения и изнашивания в паре "барабан—накладка", работающей в условиях сложного напряжённого состояния, необходимо исследование разрушения материала при трении, вызванное контактным действием температуры и температурного градиента.

Одним из первых расчёт тормозов автомобиля на нагрев провёл Е.А. Чудаков. Его результаты были опубликованы в 1933 г. в трудах Военной академии механизации и моторизации. С тех пор расчёту нагрева и температурным напряжениям в тормозном механизме посвящены многочисленные исследования [1—11]. Исследованиями многих учёных [12—14] показано, что на пятнах фактического касания происходит сильный нагрев в тонких приповерхностных слоях,

что служит причиной очагов трещинообразования. В поверхностном слое в случае сильного нагрева при воздействии температурной вспышки и зарождаются трещины. Следовательно, можно считать, что каждый материал имеет предельную (допустимую) температуру T_c , превышение которой приводит к образованию прижогов и очагов микротрещин в материале трущихся пар. Важное значение имеет знание критического состояния тормозной системы, когда на поверхности трения достигнута предельно допустимая температура T_c для материала фрикционной накладки.

Цель данной работы — разработка расчётной модели для фрикционной накладки пары трения "барабан—накладка", позволяющей рассчитать критическое тепловое состояние накладки при заданных режимах торможения автомобиля. Рассмотрим задачу определения распределения температуры в тормозной накладке автомобиля в предельном состоянии. С целью упрощения задачи будем считать, что в процессе многократного торможения автомобиля имеет место установившийся поток тепла. В этом случае температурная функция $T(r, \theta)$ должна удовлетворять дифференциальному уравнению теории теплопроводности (формула 1 в таблице).

Отнесём наладку к полярной системе координат $r\theta$, выбрав начало координат в центре концентрических дуг окружностей L_0 и L_1 с радиусами R_0 и R_1 (рис. 1). Фрикционную наладку моделируем кривым (круговым) стержнем с сечением, близким к узкому

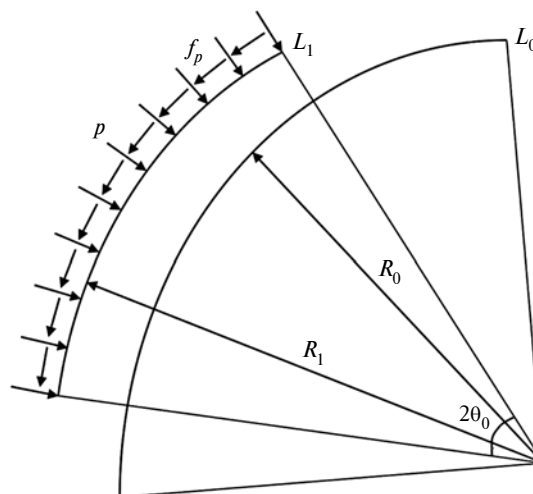


Схема расчёта критического теплового состояния фрикционной накладки

№	Формула	Примечания
1	$\Delta T(r, \theta) = 0$	Δ — оператор Лапласа
2	$r = \rho(\theta) = R_1 + \varepsilon H(\theta), H(\theta) = \sum_{k=0}^N (a_k \cos k\theta + b_k \sin k\theta)$	ε — малый параметр
3	$Q(\theta, t) = V_{\tau_{r0}}(\theta, t) = V_{fp}(\theta, t)$	$V = \omega R_0$ — скорость движения точек поверхности барабана в момент торможения; f — коэффициент трения пары
4	$t = t^0 + \varepsilon t^1$	—
5	$t^0 _{r=\rho} = t^0 _{r=R_1} + \varepsilon H(\theta) \frac{\partial t^0}{\partial r} _{r=R_1} + \dots, t^1 _{r=\rho} = t^1 _{r=R_1} + \varepsilon H(\theta) \frac{\partial t^1}{\partial r} _{r=R_1} + \dots$	—
6	При $r = R_1$ $t^0 = T_c - T_0$, При $r = R_0$ $t^0 = 0$, При $\theta = 0$ $t^0 = 0$, При $\theta = 2\theta_0$ $t^0 = 0$	—
7	При $r = R_1$ $t^1 = -\frac{\partial t^0}{\partial r} H(\theta)$, При $r = R_0$ $t^1 = 0$, При $\theta = 0$ $t^1 = 0$, При $\theta = 2\theta_0$ $t^1 = 0$	—
8	$t^0 = \varphi^0(\theta) f^0(r), t^1 = \varphi^1(\theta) f^1(r)$	—
9	$(\varphi^0)'' + \lambda \varphi^0 = 0, r(f^0)'' + r(f^0)' - \lambda f^0 = 0$	—
10	$\varphi^0 = A \cos \sqrt{\lambda} \theta + B \sin \sqrt{\lambda} \theta, f_0 = C_1 r^{\sqrt{\lambda}} + C_2 r^{-\sqrt{\lambda}}$	—
11	При $\theta = 0$ $\varphi_k^0(\theta) = 0$, При $\theta = 2\theta_0$ $\varphi_k^0(\theta) = 0$, При $r = R_0$ $f_k^0(R_0) = 0$, При $r = R_1$ $f_k^0(R_1) = t^0$	—
12	$t^0 = \sum_{k=1}^{\infty} (C_{10}^{(k)} r^{\pi k/2\theta_0} + C_{20}^{(k)} r^{-\pi k/2\theta_0}) \sin \frac{\pi k \theta}{2\theta_0}; C_{10}^{(k)} = \frac{\Delta_{10}}{\Delta_0}; C_{20}^{(k)} = \frac{\Delta_{20}}{\Delta_0}; \Delta_{10} = -t_* R_0^{-\pi k/2\theta_0};$ $\Delta_{20} = -t_* R_0^{\pi k/2\theta_0}; \Delta_0 = \frac{\pi k}{2\theta_0} R_1^{-1} (R_1^{\pi k/2\theta_0} R_0^{-\pi k/2\theta_0} + R_1^{-\pi k/2\theta_0} R_0^{\pi k/2\theta_0})$	—
13	При $\theta = 0$ $\varphi_k^1(\theta) = 0$, При $\theta = 2\theta_0$ $\varphi_k^1(2\theta_0) = 0$, При $r = R_0$ $f_k^1 = 0$, При $r = R_1$ $\frac{\partial f_k^1}{\partial r} = -q_k^1$	—
14	$t^1 = \sum_{k=1}^{\infty} (C_{11}^{(k)} r^{\pi k/2\theta_0} + C_{21}^{(k)} r^{-\pi k/2\theta_0}) \sin \frac{\pi k \theta}{2\theta_0}; C_{11}^{(k)} = \frac{\Delta_{11}}{\Delta_0}; C_{21}^{(k)} = \frac{\Delta_{21}}{\Delta_0};$ $\Delta_{11} = -q_k^1 R_1^{-\pi k/2\theta_0}; \Delta_{21} = -q_k^1 R_0^{\pi k/2\theta_0}$	—
15	$t _{r=\rho} = t^0 _{r=R_1} = \varepsilon \left[H(\theta) \frac{\partial t^0}{\partial r} + t^1 \right] \Big _{r=R_1}$	—
16	$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = 0$	—
17	$\varphi = \frac{1}{\lambda_0} \int_0^T \lambda(T) dT$	λ_0 — значение λ при $T = 0$

№	Формула	Примечания
18	$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{\lambda}{\lambda_0} \frac{\partial T}{\partial r}; \quad \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} = \frac{\lambda}{\lambda_0} \frac{\partial T}{\partial \theta}$	—
19	$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right) = 0$	—
20	При $r = \rho$ $\varphi = t_*$, При $\theta = 0$ $\varphi = 0$, При $\theta = 2\theta_0$ $\varphi = 0$, При $r = R_0$ $\varphi = 0$	—
21	$\varphi = \varphi^0 + \varepsilon \varphi^1 + \dots$,	—
22	$\varphi^0 _{r=\rho} = \varphi^0 _{r=R_1} + \varepsilon H(\theta) \frac{\partial \varphi^0}{\partial r} _{r=R_1} + \dots, \quad \varphi^1 _{r=\rho} = \varphi^1 _{r=R_1} + \varepsilon H(\theta) \frac{\partial \varphi^1}{\partial r} _{r=R_1} + \dots$	—
23	$\varphi^0 = \sum_{k=1}^{\infty} (A_{10}^{(k)} r^{\pi k/2\theta_0} + A_{20}^{(k)} r^{-\pi k/2\theta_0}) \sin \frac{\pi k \theta}{2\theta_0}; \quad A_{10}^{(k)} = \frac{\Delta_{10}}{\Delta_0}; \quad A_{20}^{(k)} = \frac{\Delta_{20}}{\Delta_0}; \quad \Delta_{10} = -t_* \frac{\lambda}{\lambda_0} R_0^{-\pi k/2\theta_0};$ $\Delta_{20} = -t_* \frac{\lambda}{\lambda_0} R_0^{\pi k/2\theta_0}; \quad \Delta_0 = \frac{\pi k}{2\theta_0 R_1} \left[\left(\frac{R_1}{R_0} \right)^{\pi k/2\theta_0} + \left(\frac{R_0}{R_1} \right)^{\pi k/2\theta_0} \right]$	—
24	$\varphi^1 = \sum_{k=1}^{\infty} (A_{11}^{(k)} r^{\pi k/2\theta_0} + A_{21}^{(k)} r^{-\pi k/2\theta_0}) \sin \frac{\pi k \theta}{2\theta_0}; \quad A_{11}^{(k)} = \frac{\Delta_{11}}{\Delta_0}; \quad A_{21}^{(k)} = \frac{\Delta_{21}}{\Delta_0};$ $\Delta_{11} = -q_k^1 R_0^{-\pi k/2\theta_0}; \quad \Delta_{21} = -q_k^1 R_0^{\pi k/2\theta_0}$	—
25	$\varphi_0 = \lambda_0 t^0 + \frac{b}{2} (t^0)^2; \quad \varphi_1 = (\lambda_0 + b t^0) t^1$	—
26	$t^0 = \frac{\lambda_0}{b} + \sqrt{\left(\frac{\lambda_0}{b} \right)^2 + \frac{2}{b} \varphi^0}; \quad t^1 = \frac{\varphi^1}{\lambda_0 + b t^0}$	—
27	$2R_1 \theta_0 Q_* = -\lambda \int_S \frac{\partial T}{\partial n} dS$	S — площадь контактной поверхности накладки
28	$2R_1 \theta_0 Q_* = \lambda \int_{-\theta_0}^{\theta_0} \left\{ \frac{\partial t^0}{\partial r} (R_1, \theta) + \varepsilon \left[\frac{\partial t^1}{\partial r} (R_1, \theta) + \frac{\partial^2 t^0}{\partial r^2} (R_1, \theta) H(\theta) \right] \right\} R_1 d\theta$	—

прямоугольнику. Принято, что наружный контур накладки близок к круговому. Как известно, реальная обработанная поверхность никогда не бывает абсолютно гладкой, а всегда имеет микро- или макроскопические неровности технологического характера, образующие шероховатость. Несмотря на исключительно малые размеры неровностей, они оказывают существенное влияние на температурное поле в точках, близких к поверхности, а также на разнообразные эксплуатационные свойства трибосопряжения.

Рассмотрим некоторую реализацию шероховатой внешней поверхности накладки. Представим границу внешнего контура накладки L'_1 в виде формул 2. Решение уравнения 1 должно удовлетворять следующим граничным условиям: $T = T_c$ на контактной площадке при $r = \rho(\theta)$, $T = T_0$ при $r = R_0$, $T = T_0$ при $\theta = 0$, $T = T_0$ при $\theta = 2\theta_0$, где T_0 — температура окружающей среды; $2\theta_0$ — угол обхвата. В области контакта между накладкой и барабаном, кроме давления $p(\theta, t)$, действует касательное усилие $\tau_{r\theta}(\theta, t)$, связанное с контактными давлениями $p(\theta, t)$ по закону Амонтона—Кулона.

Касательные напряжения $\tau_{r\theta}(\theta, t)$ способствуют тепловыделению в зоне контакта. Общее количество теп-

ла в единицу времени пропорционально мощности трения. Количество тепла, выделяемое в точке области с координатой θ , будет определяться формулой 3. Количество тепла разделим на две части: Q_* — среднее по интервалу $|\theta| \leq \theta_0$ значение потока тепла в накладку, обеспечивающее равенство температуры в зоне контакта значению T_c ; Q^* — аналогичное значение потока тепла в барабан.

Пусть $t = T - T_0$ избыточная температура. Температуру в накладке ищем в виде разложения по малому параметру (формула 4), в котором пренебрегаем членами, содержащими малый параметр ε в степени выше первой. Здесь t^0, t^1 — температуры нулевого и первого приближения. Каждое из приближений удовлетворяет дифференциальному уравнению теории теплопроводности. Значения составляющих температуры при $r = \rho(\theta)$ найдём, разлагая в ряд температурную функцию в окрестности $r = R_1$ (формулы 5).

Граничные условия задачи теории теплопроводности с точностью до величин первого порядка малости имеют вид 6 для нулевого приближения и 7 — для первого приближения. В каждом приближении решение дифференциального уравнения теплопроводности

ищем методом разделения переменных (формулы 8). Подставляя $t^0(r, \theta)$ в дифференциальное уравнение теплопроводности, получим два уравнения 9. Из решения этих уравнений имеем формулы 10.

Граничное условие для искомых функций в нулевом приближении согласно 6 имеет вид 11. Удовлетворяя им, решение уравнения в нулевом приближении находим в виде формул 12. После определения функции t^0 находим правую часть граничного условия 7 при $r = R_1$. Представим её в виде

$$\frac{\partial t^0}{\partial r} H(\theta) = \sum_{k=1}^{\infty} q_k^1 \sin \frac{\pi k \theta}{2\theta_0}.$$

Граничные условия для функций $\varphi^1(\theta)$ и $f^1(\theta)$ будут описаны формулами 13. Поступая аналогично нулевому приближению, находим решения 14.

Итак, на основании полученных формул с точностью до величин первого порядка относительно ε для избыточной температуры фрикционной накладки имеем выражение 15. Следовательно, для каждого профиля обработанной поверхности фрикционной накладки, известной заранее, с помощью полученных соотношений 12, 14 и 15 можно исследовать критическое температурное состояние накладки.

При многократном режиме торможения автомобиля температура накладки может достичь сотни градусов. В этом случае необходимо учитывать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры. С учётом зависимости коэффициента теплопроводности $\lambda(T)$ дифференциальное уравнение теории теплопроводности имеет вид 16. Введём новую функцию 17, на основании чего запишем формулы 18. Тогда дифференциальное уравнение 16 примет вид 19. Граничные условия для функции $\varphi(r, \theta)$ — формулы 20.

Неизвестную функцию $\varphi(r, \theta)$ ищем в виде разложения по малому параметру (формула 21), в котором пренебрегаем членами, содержащими малый параметр ε в степени выше первой. Каждое из приближений удовлетворяет дифференциальному уравнению 19. Значения составляющих функции $\varphi(r, \theta)$ при $r = \rho(\theta)$ найдём, разлагая в ряд функцию φ в окрестности $r = R_1$ (формулы 22).

Для нахождения решения в каждом приближении используется метод разделения переменных. Не останавливаясь на подробностях, приведём решение уравнения 19 в каждом приближении (формулы 23 и 24). Для практических расчётов можно принять $\lambda(t) = \lambda_0 + bt$,

тогда по формуле (14) имеем $\varphi = \lambda_0 t + b \frac{t^2}{2}$; отсюда находим формулы 25, а из них — 26.

Используя формулы 15 и 26, находим избыточную температуру накладки для случая зависимости коэффициента теплопроводности от температуры.

Приступим к расчёту критических параметров накладки тормозов. Для величины теплового потока Q_* имеем формулу 27. На основании этого и найденного выше распределения температуры находим формулу 28. На основании формул 25—28 и $Q_* = \alpha_{т.п1} \omega R_1 f_p(\theta)$ после интегрирования находим искомое соотношение, связывающее критические параметры фрикционной накладки тормозной системы. Из-за громоздкости оно

в явной форме не приводится. Здесь $\alpha_{т.п1}$ — средне-эффективный коэффициент распределения тепловых потоков.

В полученное соотношение 28 входят различные параметры тормозной системы автомобиля: коэффициент трения пары, скорость автомобиля в момент торможения, радиус наружной поверхности накладки, параметры микрогеометрии (шероховатость) обработанной поверхности фрикционной накладки и механические характеристики тормозной пары. Соотношение 28 позволяет установить, например, критическую скорость автомобиля в момент торможения, подойти к выбору класса шероховатости, обеспечивающего повышение несущей способности фрикционной пары тормозов или других критических параметров тормозной системы.

Полученное соотношение 28 даёт возможность устанавливать области допустимых параметров тормозной системы. Зная значения критических параметров теплового разрушения и влияния на них свойств материалов, класса технологической обработки поверхности фрикционных пар, параметров охлаждения и других, можно обоснованно управлять явлением теплового разрушения путём конструкторско-технологических решений на стадии их проектирования.

Литература

1. Балакин В.А., Сергиенко В.П., Родзевич П.Е., Лысенко Ю.В. Сравнительный анализ тепловой нагруженности тормозов грузовых автомобилей // Трение и износ. 2001. Т. 22, № 2. С. 123—126.
2. Dufrénoy P., Weichert D. A thermomechanical model for the analysis of disc brake fracture mechanisms // Journal of Thermal Stresses. 2003. Vol. 26, Issue 8. P. 815—828.
3. Балакин В.А., Сергиенко В.П., Чаус В.П., Иванов А.А. Влияние износа на тепловой режим работы тормоза // Трение и износ. 2005. Т. 26, № 6. С. 571—574.
4. Сергиенко В.П., Целуев М.Ю., Колесников В.И., Сычев А.П., Савочник В.А., Янучковский В.И. Исследование теплового режима пар трения многодискового тормоза // Трение и износ. 2013. Т. 34, № 6. С. 555—564.
5. Rashid A., Strömberg N. Sequential simulation of thermal stresses in disc brakes for repeated braking // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: J. of Engineering Tribology. 2013. Vol. 227, Issue 8. P. 919—929.
6. Вольченко А.И., Киндрачук М.В., Бекиш И.О., Малык В.Я., Снурников В.И. Термические напряжения в ободах тормозных барабанов автотранспортных средств // Проблемы трения и изнашивания. 2015. № 4 (69). С. 28—37.
7. Belhocine A., Abu Bakar A., Bouchetara M. Thermal and structural analysis of disc brake assembly during single stop braking event // Australian J. of Mechanical Engineering. 2016. Vol. 14, Issue 1. P. 26—38.
8. Yevtushenko A., Kuciej M., Och E., Yevtushenko O. Effect of the thermal sensitivity in modeling of the frictional heating during braking // Advances in Mechanical Engineering. 2016. Vol. 8, Issue 12. P. 10.
9. Yevtushenko A., Kuciej M., Och E. Modeling of the temperature regime and stress state in the thermal sensitive pad-disk brake system // Advances in Mechanical Engineering. 2018. Vol. 10, Issue 6. P. 12.
10. Modanloo A., Talaei M.R. Analytical thermal analysis of advanced disk brake in high speed vehicles // Mechanics of Advanced Materials and Structures. 2020. Vol. 27, Issue 3. P. 209—217.
11. Subel J., Kienhöfer F.W. Thermal comparison of heavy vehicle wheel assemblies under alpine braking // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2020. Vol. 234, Issue 1. P. 28—38.
12. Коровчинский М.В. Локальный термический контакт при квазистационарном тепловыделении в процессе трения // В кн.: Теория трения и износа. М.: Наука. 1965. С. 73—81.
13. Newcomb T.P. Energy dissipated during braking // Wear. 1980. Vol. 32, Issue 2. P. 401—407.
14. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. — М.: Наука, 1986.

ЕЩЁ РАЗ ОБ ОСНОВАХ ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Канд. техн. наук **ПОЖИДАЕВ С.П.**

Харьковский Институт механизации и электрификации сельского хозяйства
(spozhy2@ukr.net)

Сделана попытка заново сформулировать основы теории качения эластичного колеса для простейшего случая его движения — равномерного. Установлено, что для описания всех процессов работы эластичного колеса необходимо и достаточно трёх независимых друг от друга входных переменных: радиуса качения колеса в ведомом или свободном режиме работы, коэффициента скольжения колеса и коэффициента сопротивления качению. Радиус качения характеризует теоретические скоростные и силовые свойства эластичного колеса в процессе его качения. Коэффициент скольжения характеризует степень отличия действительных скоростных свойств колеса от теоретических, а коэффициент сопротивления качению — степень отличия действительных силовых свойств колеса от теоретических. Применение этих трёх входных переменных обеспечивает предельную простоту и четкий физический смысл всех расчётных соотношений теории качения.

Ключевые слова: эластичное колесо, теория качения, скорость движения, сила тяги, мощность.

Pozhydaiev S.P.

ONCE AGAIN ABOUT THE BASES OF THE THEORY OF ELASTIC WHEEL ROLLING

In this paper, an attempt is made to re-formulate the fundamentals of the theory of rolling an elastic wheel for the simplest case of its motion — uniform. It has been established that to describe all the processes of operation of an elastic wheel, three independent input variables are necessary and sufficient: the rolling radius of the wheel in the driven or free mode of operation, the slip coefficient of the wheel, and the coefficient of rolling resistance. The rolling radius characterizes the theoretical speed and power properties of an elastic wheel during its rolling. The slip coefficient characterizes the degree of difference of the actual speed properties of the wheel from theoretical, and the coefficient of rolling resistance — the degree of difference of the actual power properties of the wheel from theoretical. The application of these three input variables provides the utmost simplicity and a clear physical meaning of all the calculated relations of the theory of rolling.

Keywords: elastic wheel, rolling theory, speed, traction, power.

Роль теории качения эластичных колёс трудно переоценить, так как совершенство колёсных узлов определяет тяговые свойства, топливную экономичность, безопасность движения, комфортность и экологичность автотранспортных средств. Основы теории качения, как известно, были сформированы академиком Е.А. Чудаковым в 40-х годах прошлого века. В последующие годы другие учёные их только уточняли и детализировали, однако основные положения теории дошли до наших дней в практически неизменном виде. Их обновления, являющегося признаком научного прогресса, не произошло.

Попытку пересмотра теории качения сделал только д.т.н. В.А. Петров [1, 2]. Он прямо назвал её ошибочной и дал предложения по усовершенствованию основ теории качения. Однако конструктивного обсуждения его предложений не

состоялось. Ответ ведущих специалистов по теории качения свёлся к утверждению о необоснованности критических замечаний и к упрекам об отсутствии у В.А. Петрова собственных экспериментальных данных, на чём тема и была закрыта [3, 4].

Но теория качения действительно небезупречна! Между тем любая совершенная теория должна быть выше подозрений в некорректности. Современная теория качения не является таковой даже с чисто формальной точки зрения. Прежде всего — в ней нет разделения факторов на главные (определяющие) и второстепенные (уточняющие), т.е. нет отделения "зерна от плевел", обязательного для любой научной дисциплины. В теории качения на равных учитываются все факторы, присутствующие при качении колеса, даже самые несущественные. Но лишние подробности неоправданно усложняют теорию, мешают видеть

суть явлений, извращают представление о том, какие процессы являются центральными, а какие — маргинальными, не имеющими практического значения. Например, в теории качения не обращается должное внимание на принципиальный конфликт ключевых уравнений, характеризующих силовые свойства эластичного колеса [5]:

$$M_k = Xr_d + G_k b; \quad (1)$$

$$M_k = Xr_k + G_k a, \quad (2)$$

где M_k — приложенный к колесу крутящий момент; X — действительная сила тяги колеса; r_d — динамический радиус колеса; G_k — нормальная нагрузка на колесо; b — продольный снос нормальной реакции опорной поверхности; r_k — радиус качения; a — плечо сопротивления качению.

В то же время в этой теории тщательно учитывается влияние тангенциальной деформации шин на их радиусы качения, хотя у современных шин со стальным кордом это влияние не превышает случайную ошибку эксперимента. Любые научные теории должны быть возможно более просты, но это возможно лишь при абстрагировании от несущественных факторов, которое является обязательным признаком любой науки и человеческого познания вообще. Например, силы трения и сопротивления воздуха являются неотъемлемыми атрибутами действительности. Однако Галилей предположил, что они скрывают от глаз человека неизвестные законы Природы и исключил эти силы из рассмотрения. Это дало возможность выявить фундаментальные законы инерции и свободного падения тел, положившие начало классической механике. Абстрагирование от отдельных видов энергии дало возможность установить её единую сущность и открыть закон сохранения энергии. Наука без абстрагирования невозможна, в лучшем случае это околонучная беллетристика, а в худшем — имитация науки, схоластика, имеющая только внешние признаки науки. Таким образом, слова Лапласа о том, что наука должна заниматься более серьёзными вещами, чем изучение траекторий капель дождя [6], в полной мере отно-

сятся и к теории качения эластичных колёс.

Возвратимся к конфликту уравнений (1) и (2). Каждое из них, взятое в отдельности, сомнений вроде бы не вызывает. Соотношение (1) корректно получено из уравнения равновесия колеса под действием приложенных к нему сил и моментов, а соотношение (2) является следствием из баланса мощности колеса. Тем не менее одна и та же сила тяги колеса X в этих уравнениях рассматривается совместно с плечами r_d и r_k , которые могут иметь существенно разные числовые значения. Например, динамический радиус r_d и радиус качения r_k одного и того же колеса могут отличаться на 15–20 % [5]. Следовательно, на столько же могут различаться и значения моментов Xr_d и Xr_k . Но каждый из них представляет собой полезную часть одного и того же приложенного к колесу крутящего момента M_k . Таким образом, из сопоставления уравнений (1) и (2) вытекает, что одно и то же колесо, нагруженное одним и тем же крутящим моментом M_k , в один и тот же момент времени имеет якобы два различных значения полезного крутящего момента — Xr_d или Xr_k . Это можно объяснить только ошибочностью по крайней мере одного из этих уравнений.

Данное утверждение легко проверяется методом контроля граничных условий. Он заключается в том, что любые правильные математические построения должны обеспечивать получение верных результатов в условиях, когда входные переменные или параметры приближаются к крайним допустимым для них значениям, например, к нулю или к бесконечности. В нашем случае устремление значений величин b и a к нулю будет сопровождаться приближением к нулю произведений $G_k b$ и $G_k a$. Вследствие этого они не смогут компенсировать различия в значениях моментов Xr_d и Xr_k , могущих отличаться друг от друга на 15–20 %. Таким образом, по крайней мере, одно из рассматриваемых уравнений не является равенством, т.е., оно ошибочно.

Но этот вывод противоречит приведенному выше сообщению об отсутствии оснований для сомнений

в корректности уравнений (1) и (2). А если учесть ещё и то, что входящие в эти уравнения динамический радиус r_d и радиус качения r_k являются совсем разными физическими величинами, имеющими различные единицы измерения, то оказывается, что уравнения (1) и (2), лежащие в основе современной теории качения, представляют собой настоящее сплетение непонятных противоречий.

Однако в теории качения это обстоятельство проигнорировано, и из системы уравнений (1) и (2) "на кончике пера" получено соотношение, определяющее значение некоего "компонента сноса c ", якобы согласовывающего упомянутые уравнения [5]:

$$c = \frac{X}{G_e} (r_k - r_d). \quad (3)$$

Но в нём радиус качения r_k измеряется в м/рад, а динамический радиус r_d — в метрах. Это означает, что разность $r_k - r_d$ так же бессмысленна, как и разность скорости движения 40 км/ч и расстояния 20 км. Ведь вычитать, суммировать или приравнять можно только величины с одинаковыми единицами. Размерности и единицы величин — не праздные выдумки, а строгие научные инструменты, созданные лучшими умами человечества специально для контроля правильности физических соотношений. В данном случае единицы измерений выдают сигнал о бессмысленности разности $r_k - r_d$, а значит, и всего "компонента сноса c ". Эта величина представляет собой фикцию, миф, наименование не существующего в реальной действительности явления. На это обстоятельство обращал внимание и В.А. Петров, указывая, что авторы теории качения "пытались в результате формальных преобразований различных выражений выявить физику явлений, а не наоборот, изучив физику явлений, описать её соответствующими формулами" [1]. Но в теории качения на основании бессмысленного соотношения (3) разработаны "предложения" по усовершенствованию закона трения качения Кулона [5] и повышению энергетической эффективности колёсных машин [7].

Нынешняя теория качения настолько усложнена и запутана, что с её помощью даже невозможно понятно и правильно объяснить суть процессов, происходящих при работе колеса. Например, на с. 31 монографии [5] приведён баланс мощности колеса:

$$M_k \frac{v_a}{r_k} = M_k \frac{v_a}{r_{k0}} + M_k \left(\frac{v_a}{r_k} - \frac{v_a}{r_{k0}} \right), \quad (4)$$

который объясняется следующим образом: "...подводимую к колесу мощность можно разложить на два компонента. Первый из них равен мощности, необходимой для движения колеса в том случае, если бы его радиус качения независимо от величины подводимого крутящего момента сохранялся равным радиусу ведомого колеса r_k . Второй компонент соответствует дополнительной мощности, необходимой для преодоления тех видов дополнительных сопротивлений качению, которые связаны с уменьшением радиуса качения r_k по сравнению с r_{k0} при $M_k > 0$ или увеличением этого радиуса при $M_k < 0$, то есть в тормозном режиме".

Однако, как будет показано в данной статье, первый компонент баланса (4) — это сумма полезной мощности колеса $P_d v_d$ и мощности силовых потерь $P_f v_d$, а второй компонент — мощность не "дополнительных сопротивлений качению", как ошибочно утверждается в работе [5], а мощность скоростных потерь $P_{T_s} v_s$ в ведущем или тормозном режимах качения колеса.

На этом анализ современной теории качения прекратим, ибо в ней, как выразился В. Босс о математике, "многое сильно перепуталось, и не хотелось бы усиливать хаос" [8]. Попытаемся с чистого листа сформулировать основы теории качения эластичного колеса для простейшего случая его движения — равномерного. Под основами будем понимать набор основных расчётных соотношений, необходимых и достаточных для однозначного определения скоростных, силовых и энергетических показателей работы колеса. Будем опираться на существующий сейчас уровень научных знаний, но без слепого поклонения перед ними. Если принятые исходные положения будут верны, а логические соображе-

ния правильны, то построенная таким образом концепция теории качения должна оказаться корректной. Будут сформированы простые соотношения, описывающие наиболее общие, главные закономерности работы эластичного колеса. Часть их должна совпасть с положениями нынешней теории качения. Однако должны быть и отличия. Их можно будет анализировать и делать выводы. Полученный таким образом комплекс основных закономерностей может стать сердцевиной уточнённой теории качения, которая будет развиваться путём последовательного учёта второстепенных факторов, выполняемого строго в рамках построенной концепции.

Исходные положения. Прежде всего полагаем необходимым разделить скоростные, силовые и энергетические показатели работы колёс на две группы — *теоретические* и *действительные* показатели. Под теоретическими показателями будем понимать те, которые характеризуют работу *идеального* (или максимально приближенного к нему) колеса. Неосуществимость идеального колеса этому не препятствует, так как целью применения такого понятия является всего лишь обозначение границ, в пределах которых должна формироваться теория качения. А под действительными показателями будем понимать те, которые характеризуют работу реального колеса. Это сделает терминологию теории качения более чёткой.

В процессе работы будем руководствоваться принципом Парето 20/80: существенное влияние на работу любой сложной системы оказывает не более 20 % входных переменных, а остальные 80 % оказывают малое или даже несущественное влияние, лишь размывая и затемняя основную картину явления. В соответствии с этим в основу теории качения должны быть положены лишь самые важные, определяющие факторы. Это даст возможность построить предельно простую математическую модель работы колеса, которая может быть легко подтверждена экспериментально, если она верна, и также легко опровергнута в случае её ошибочности. Только простые, наглядные теоретические модели можно считать надёжными.

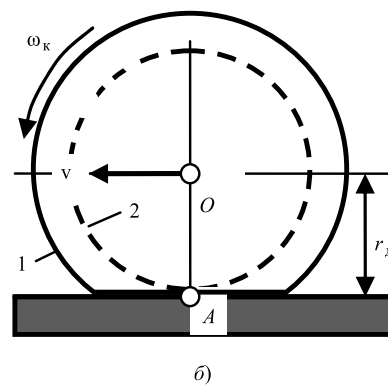
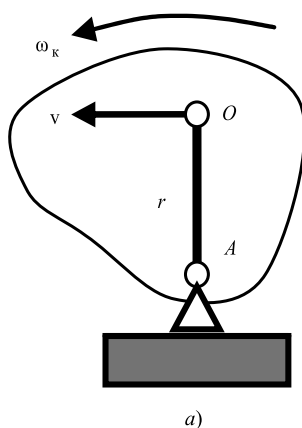


Рис. 1. К определению поступательной скорости движения колеса

Любая сложная математическая модель всегда может содержать незаметные, но существенные ошибки.

Из всего множества элементарных процессов, происходящих при работе эластичных колёс, за принципиально важные примем четыре процесса: преобразование угловой скорости вращения колеса в теоретическую скорость поступательного движения; преобразование теоретической скорости в действительную скорость; преобразование приложенного к колесу крутящего момента в теоретическую силу тяги колеса; преобразование теоретической силы в действительную силу тяги.

Для адекватного описания этих процессов должен быть подобран необходимый и достаточный набор независимых (ортогональных) входных переменных. Они должны представлять собой записанные в явном виде физические величины, применяемые для управления колесом, характеризующие его конструкционные параметры и условия функционирования. Понятие "независимость" означает, что каждая входная переменная должна иметь возможность быть установленной на любом уровне вне зависимости от уровней других входных переменных, и это действие не должно приводить к изменению значений других входных переменных. Как правило, этому этапу работы не придают значения. Перечень входных переменных складывается стихийно и без соблюдения требований к ним. В большинстве случаев это не приводит к ошибкам. Однако незаметно вкрашаясь ошибка может привести к серьёзным изъянам теории. Следователь-

но, пренебрегать данным этапом работы нельзя.

Не будем также строго придерживаться нормативной терминологии по качению колеса, так как она тоже нуждается в усовершенствовании. Например, п. 34 стандарта [9] предписывает называть силой тяги колеса его продольную силу, *противоположную* по направлению скорости движения колеса, что противоречит физической сути данного понятия. Термины должны быть просты и интуитивно понятны.

Преобразование угловой скорости вращения колеса в теоретическую скорость поступательного движения. Из курса теоретической механики известно, что при вращении твёрдого тела с угловой скоростью ω_k линейная скорость движения точки O тела, находящейся на расстоянии r от центра вращения A , равна (рис. 1 а):

$$v = r\omega_k. \quad (5)$$

В теории качения применяют принцип отвердевания [5], согласно которому колесо с эластичной шиной рассматривают как единое монолитное деформированное затвердевшее тело, в котором расстояние от центра O колеса до мгновенного центра его вращения A равно динамическому радиусу колеса r_d (рис. 1, б). В соответствии с этим принципом соотношение (5) должно быть справедливо и для движущегося без скольжения эластичного колеса. Однако известно, что при условии $r = r_d$ формула (5) не предоставляет правильное значение поступательной скорости движения эластичного колеса v . Её фактически-

кое значение оказывается существенно больше расчётного. И это объяснимо. Применение радиуса r_d означает, что мы подменяем деформированное эластичное колесо 1 фиктивным недеформированным жёстким колесом 2 с радиусом r_d . Но исходное колесо 1 имеет существенно больший периметр беговой дорожки, чем колесо 2. Поэтому при повороте на один полный оборот (здесь и везде далее имеется в виду поворот колеса в плоскости его вращения) оно проходит больший путь, чем колесо 2, вследствие чего соответственно большей оказывается и его поступательная скорость.

Таким образом, в соотношении (5) нельзя опираться на динамический радиус эластичного колеса r_d . Этот факт давно известен, но его скрытый глубинный смысл не осознан. Это одна из тех мелочей, которые приводят к большим ошибкам. Её смысл заключается в следующем:

а) соотношение (5), считающееся абсолютной, непреложной истиной классической механики, *в действительности таковым не является*. Оно неприменимо к эластичному колесу. Последнее оказывается специфическим объектом, недоступным для адекватного описания с помощью традиционных научных инструментов. Из этого факта следует, что и *любое иное расчётное соотношение классической механики может оказаться непригодным для эластичного колеса;*

б) неточность соотношения (5) является также и *свидетельством неприменимости в теории качения принципа отвердевания*, по крайней мере, в том виде, в котором он сейчас применяется в теории качения [5].

Эти обстоятельства требуют в корне пересмотреть подход к теории качения. В ней необходимо отказаться от бездумного применения традиционных частных положений механики. Все они имеют условный (локальный) характер, так как разрабатывались не на все случаи жизни, а для решения некоторых конкретных задач из области механики твёрдых тел. Строго говоря, все без исключения научные положения имеют локальный характер. В некоторых разделах высшей математики сумма внутренних углов треугольника не равна 180° , а произведение

2×2 не равно четырём. Следовательно, при математическом описании работы эластичного колеса необходимо руководствоваться не частными положениями механики, а возможно более общими физическими принципами, обладающими наиболее широкой областью применимости (на это, в частности, указывал и В.А. Петров [1]). Одним из таких принципов, например, является закон сохранения энергии — науке пока не известно ни одного случая, когда бы он не выполнялся в классической механике.

Возвратимся к выбору показателя, могущего обеспечить возможность наиболее точного теоретического определения скорости "чистого" качения эластичного колеса. Назовем его *радиусом качения колеса* r_k и примем в качестве этого показателя $1/2\pi$ часть фактического пути L , проходимого за один оборот колеса, движущегося в ведомом или свободном режиме по твёрдой опорной поверхности возможно более высокого качества:

$$r_k = L/2\pi. \quad (6)$$

Полученное таким образом фиксированное значение r_k характеризует потенциальные кинематические свойства колеса при заданных нормальной нагрузке G_k и давлении воздуха в шине. Это наилучшая экспериментальная оценка недоступного для определения радиуса качения "идеального" колеса, она является самой точной характеристикой кинематических свойств эластичного колеса из всех доступных для измерения характеристик. Применение радиуса качения r_k даёт возможность вычислять значения *потенциально возможных* пути (при повороте колеса на заданный угол α_k) и скорости движения колеса:

$$L_T = r_k \alpha_k; \quad (7)$$

$$v_T = r_k \omega_k, \quad (8)$$

которые будем принимать в качестве *теоретических* пути и скорости движения.

Преобразование теоретической скорости движения колеса в действительную скорость. В колесе, нагруженном крутящим моментом, происходит некоторая упругая закрутка ступицы колеса относительно пятна контакта шины с опорной

поверхностью. Это явление можно рассматривать как внутреннее скольжение (псевдоскольжение) в материале шины. В современной теории качения оно оценивается с помощью коэффициента λ тангенциальной эластичности колеса [5], за посредничества которого получают "плавающее" значение радиуса качения, в котором уже учтено внутреннее скольжение. Кроме того, во время движения колеса может происходить и внешнее скольжение — перемещение всех точек протектора колеса, находящихся в контакте с опорной поверхностью, относительно этой поверхности. В работе [5] его оценивают с помощью коэффициента скольжения s . Более детальное углубление в процессы скольжения колеса на данном этапе работы излишне. Важно лишь то, что из-за этих процессов *действительный* путь L_d , проходимый за некоторое число полных оборотов колеса, отличается от соответствующего теоретического пути L_T , а *действительная* скорость поступательного перемещения колеса v_d отличается от его теоретической скорости v_T . В частности, при движении в ведущем режиме действительные путь и скорость колеса всегда меньше теоретических, а при движении в тормозном режиме — больше теоретических.

Однако применяемая сейчас оценка этого явления с помощью трёх различных показателей (коэффициентов λ , s и "плавающего" значения радиуса качения, в основе которого, к тому же, лежит четвёртый показатель — радиус качения r_k) не оправдана. Для этой цели достаточен один-единственный показатель — коэффициент скольжения колеса s :

$$s = \frac{L_T - L_d}{L_T} = 1 - \frac{L_d}{L_T} \equiv 1 - \frac{v_d}{v_T}. \quad (9)$$

Он независим от радиуса качения колеса r_k , его значение может изменяться от плюс единицы (при буксовании колеса на месте) до минус бесконечности (при скольжении полностью заторможенного колеса). Однако оперирование последним значением коэффициента неудобно. Поэтому скольжение колеса в тормозном режиме качения (при отрицательном значении приложенного к колесу крутящего момента M_k) це-

лесообразно вычислять по соотношению:

$$s_{\text{трм}} = \frac{L_{\text{д}} - L_{\text{т}}}{L_{\text{д}}} = 1 - \frac{L_{\text{т}}}{L_{\text{д}}} \equiv 1 - \frac{v_{\text{т}}}{v_{\text{д}}} \quad (10)$$

Значение коэффициента скольжения $s_{\text{трм}}$ может изменяться от нуля (при отсутствии скольжения колеса) до плюс единицы (при скольжении полностью заторможенного колеса).

Располагая значением коэффициента скольжения, действительную скорость движения колеса определяют по соотношениям:

$$v_{\text{д}} = \begin{cases} v_{\text{т}} / (1 - s_{\text{трм}}) & \text{при } M_{\text{к}} \leq 0 \\ v_{\text{т}} (1 - s) & \text{при } M_{\text{к}} \geq 0 \end{cases}, \quad (11)$$

а скорость скольжения колеса — по соотношениям:

$$v_{\text{с}} = \begin{cases} v_{\text{д}} s_{\text{трм}} & \text{при } M_{\text{к}} \leq 0 \\ v_{\text{т}} s & \text{при } M_{\text{к}} \geq 0 \end{cases}. \quad (12)$$

Силы и моменты, действующие в колесе, работающем в ведомом или свободном режимах. Если бы ведомое колесо было идеальным, т.е. не имеющим непроизводительных внутренних или внешних потерь энергии, то для его равномерного движения по горизонтальной поверхности не требовалась бы толкающая сила. Этот факт был установлен ещё Галилеем, пришедшем к революционному выводу, что при отсутствии сил трения колёсные телеги могли бы двигаться без помощи лошадей.

Равномерное движение реального ведомого колеса происходит под действием приложенной к его оси толкающей силы $P_{\text{ос}}$, необходимой для преодоления сил трения (рис. 2). Значение этой силы зависит от множества факторов, но вникать в них на данном этапе не нужно. Важен только факт существования силы $P_{\text{ос}}$, размер которой является показателем уровня неидеальности колеса.

Толкающая сила геометрически складывается с нормальной нагрузкой колеса $G_{\text{к}}$, образуя некоторую равнодействующую силу, линия действия которой отмечена на рис. 2 диагонально расположенным пунктиром. Согласно третьему закону Ньютона, эта равнодействующая

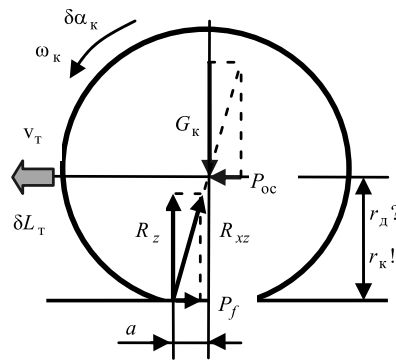


Рис. 2. Схема сил, действующих на ведомое колесо

уравновешивается полной реакцией опорной поверхности R_{xz} , расположенной по той же линии действия. Разложив полную реакцию R_{xz} на нормальную R_z и касательную P_f составляющие, приходим к следующим выводам:

а) со стороны опорной поверхности на колесо воздействует нормальная реакция R_z , уравновешивающая нормальную нагрузку колеса $G_{\text{к}}$. Поскольку линии действия сил R_z и $G_{\text{к}}$ не совпадают, то они на плече a создают момент M_f , противодействующий вращению колеса и поэтому называемый моментом сопротивления качению:

$$M_f = R_z a \equiv G_{\text{к}} a; \quad (13)$$

б) со стороны опорной поверхности на ведомое колесо воздействует касательная реакция P_f , противодействующая поступательному перемещению колеса и поэтому называемая силой сопротивления качению. Эта сила является реальной внешней продольной силой, действующей на колесо со стороны опорной поверхности, такой же реальной, как и нормальная составляющая R_z полной реакции опорной поверхности R_{xz} ;

в) сила сопротивления качению P_f уравновешивает толкающую силу $P_{\text{ос}}$. Поскольку линии действия этих сил не совпадают, то силы создают момент, уравновешивающий момент сопротивления качению M_f ;

г) вследствие уравновешивания моментов, указанных в пунктах а) и в), они не оказывают воздействия на колесо, т.е. ни один из этих моментов по отдельности колесом не воспринимается, а их сумма равна нулю. Поэтому можно считать, что момент сопротивления качению ведомого колеса является фиктивным

моментом, существующим только как часть математического описания его работы.

При рассмотрении момента, создаваемого силами P_f и $P_{\text{ос}}$, возникает вопрос о плече, на котором эти силы создают момент. Согласно известной аксиоме теоретической механики и принципу отвердевания, применяемому к эластичному колесу, это плечо равно расстоянию между линиями действия сил P_f и $P_{\text{ос}}$, т.е. равно динамическому радиусу колеса $r_{\text{д}}$. Однако мы уже столкнулись с неприменимостью этих понятий к соотношению (5). Поэтому не будем бездумно полагаться на аксиомы теоретической механики. Разрешим этот вопрос с помощью принципа возможных перемещений, непосредственно вытекающего из закона сохранения энергии и поэтому имеющего неограниченную область применимости. (Рене Декарт писал, что теория каждой машины есть не что иное, как приложение этого принципа к тому или иному частному случаю [10]. К мнению этого ученого не лишне прислушаться и в наш высокообразованный век.) Принцип возможных перемещений заключается в том, что сумма работ всех внешних сил, приложенных к телу на некотором элементарном его перемещении, равна нулю. Применительно к эластичному колесу по рис. 2 это означает следующее. При повороте колеса в плоскости его вращения на некоторый угол $\delta\alpha_{\text{к}}$ оно проходит теоретический путь $\delta L_{\text{т}} = r_{\text{к}} \delta\alpha_{\text{к}}$. На этом пути внешняя толкающая сила $P_{\text{ос}}$, численно равная силе сопротивления качению P_f , выполняет положительную механическую работу $P_{\text{ос}} r_{\text{к}} \delta\alpha_{\text{к}} \equiv P_f r_{\text{к}} \delta\alpha_{\text{к}}$. Одновременно с этим момент сопротивления качению M_f выполняет отрицательную механическую работу $M_f \delta\alpha_{\text{к}}$. Реакция R_x механическую работу не выполняет. Сумма выполненных работ равна нулю:

$$P_f r_{\text{к}} \delta\alpha_{\text{к}} - M_f \delta\alpha_{\text{к}} = 0, \quad (14)$$

откуда следует:

$$M_f = P_f r_{\text{к}}. \quad (15)$$

Следовательно, "плечом" действия пары сил $P_{\text{ос}}$ и P_f является не динамический радиус $r_{\text{д}}$, а радиус качения колеса $r_{\text{к}}$. Этот результат получен исходя из принципа воз-

возможных перемещений, непосредственно вытекающего из закона сохранения энергии. Поэтому любое иное значение "плеча" в соотношении (15) не соответствует закону сохранения, т.е. является ошибочным — по крайней мере, пока закон сохранения энергии не опровергнут.

Отсюда следуют два таких вывода:

а) обнаружена непригодность для теории качения ещё одной аксиомы теоретической механики, определяющей соотношение между силой и создаваемым ею крутящим моментом;

б) установлено, что радиус качения r_k характеризует не только кинематические свойства эластичного колеса, но и его силовые свойства. То есть он является *универсальной характеристикой эластичного колеса, единой для определения его кинематических и силовых свойств*. И это не парадокс, а проявление незримо действующего в Природе закона сохранения энергии. Благодаря ему кинематические и силовые свойства объектов существуют не "каждое само по себе", а в неразрывной связи — любой выигрыш в силе можно получить только за счёт точно такого же проигрыша в скорости (пути) и наоборот. В эластичном колесе эту неразрывную связь обеспечивает применение одного и того же радиуса качения для определения как кинематических, так и силовых свойств — см. соотношения (7), (8) и (15).

Плечо a , сила P_f (или численно равная ей сила P_{oc}) и момент M_f являются носителями информации об уровне необратимых силовых потерь энергии в системе "колесо—внешняя среда". У идеального колеса значения этих величин были бы равны нулю, у неидеальных колёс значения этих величин тем больше, чем выше неидеальность.

Более универсальным носителем такой же информации является удельная сила сопротивления качению (коэффициент сопротивления качению колеса) f :

$$f = P_f / G_k \equiv P_f / R_z. \quad (16)$$

Коэффициент сопротивления качению имеет важный геометрический смысл, для уяснения которого рассмотрим рис. 3. На нём имеются

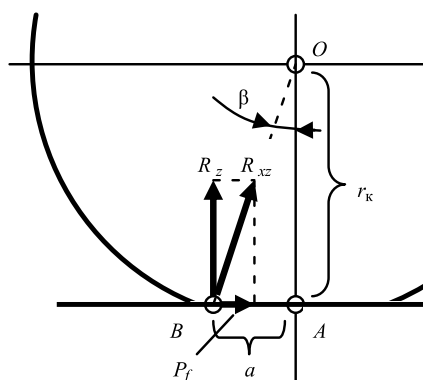


Рис. 3. К определению геометрического смысла коэффициента сопротивления качению колеса

два подобных прямоугольных треугольника.

Один из них — треугольник OAB , его катетами являются геометрические размеры a и r_k колеса (ранее мы установили, что динамический радиус не имеет отношения к описанию работы ведомого колеса, поэтому оперируем радиусом качения r_k).

Второй треугольник — силовой, его гипотенузой является полная реакция опорной поверхности R_{xz} , горизонтальным катетом — сила сопротивления качению P_f , а вертикальным катетом — пунктир, численно равный нормальной реакции R_z .

У каждого из этих треугольников отношение горизонтального катета к вертикальному одинаково, оно равно тангенсу угла β отклонения реакции R_{xz} от вертикали. А тангенс, как известно, при малых углах (до 0,3 рад) практически равен значению самого угла β , выраженного в радианах. С учетом этого обстоятельства и уравнения (16) можем записать:

$$\frac{a}{r_k} = \frac{P_f}{R_z} = f = \operatorname{tg} \beta \approx \beta. \quad (17)$$

Из этого соотношения следует, что геометрический смысл коэффициента сопротивления качению колеса f — это тангенс угла β отклонения полной реакции опорной поверхности R_{xz} от вертикали, или, что то же, это значение упомянутого угла β , выраженное в радианах.

Отсюда становится очевидным отрицательное влияние коэффициента f на качение колеса: он показывает размер угла β , под которым полная реакция опорной поверхности R_{xz} отклоняется от вертикали,

препятствуя поступательному перемещению колеса.

Для упрощения схемы сил, действующих на колесо, можно не принимать во внимание плечо a , благодаря чему нормальную реакцию опорной поверхности R_z можно перенести под центр колеса. Но в таком случае в схему сил необходимо ввести момент сопротивления качению колеса, вычисленный по соотношению (15).

В свободном режиме качения колесо приводится в движение внешним крутящим моментом, уравновешивающим момент сопротивления качению. Вследствие этого физические процессы в колесе несколько изменяются:

а) свободное колесо, в отличие от ведомого, нагружено реальным крутящим моментом, передающимся от ступицы колеса через боковины шины к её беговой дорожке;

б) из-за нейтрализации момента M_f внешним крутящим моментом у свободного колеса отсутствует сила сопротивления качению P_f , хотя в математическом описании колеса она есть. Поэтому считается, что у свободного колеса эта сила является фиктивной.

Указанные отличия в работе свободного и ведомого колёс касаются только физической стороны процессов. Что касается математического описания, то оно у обоих колёс идентично. Представление сопротивления качению колеса в виде плеча a , силы, момента или коэффициента сопротивления качению идентичны для колеса, работающего в любом режиме.

Необходимо упомянуть и о нейтральном режиме качения, при котором колесо приводится в движение одновременно толкающей силой и ведущим моментом. Полагаем существующее название этого режима неудачным. Более соответствующим физической сути такого режима было бы название "комбинированный режим качения".

Преобразование приложенного к колесу крутящего момента в теоретическую силу тяги колеса. Положим, что ведущее колесо является идеальным. Приложенный к такому колесу ведущий момент M_k преобразуется в пару двух противоположно направленных продольных внут-

ренных сил колеса P_T , каждую из которых будем называть *теоретической силой тяги*, которую развивало бы идеальное колесо (рис. 4). Одна из этих сил через ось колеса воздействует на корпус машины, уравновешивая её реакцию $R_{кор}$. Вторая теоретическая сила тяги колеса приложена по касательной к опорной поверхности и уравновешивается её реакцией R_x , численно равной теоретической силе тяги P_T .

При повороте колеса в плоскости его вращения на некоторый угол $\delta\alpha_k$ колесо проходит теоретический путь $\delta L_T = r_k \delta\alpha_k$, преодолевая на этом пути внешнюю силу (реакцию) $R_{кор}$. При этом ведущий момент M_k выполняет положительную механическую работу $M_k \delta\alpha_k$, а реакция $R_{кор}$ корпуса машины, численно равная теоретической силе тяги колеса P_T — отрицательную работу $R_{кор} \delta L_T \equiv R_{кор} r_k \delta\alpha_k \equiv P_T r_k \delta\alpha_k$. Реакция R_x механическую работу не выполняет. Сумма перечисленных выше работ равна нулю:

$$M_k \delta\alpha_k - P_T r_k \delta\alpha_k = 0, \quad (18)$$

откуда следует:

$$P_T = M_k / r_k. \quad (19)$$

В соотношении (19) входит радиус качения колеса r_k . Этот результат, как и в предыдущем пункте, получен исходя из принципа возможных перемещений, непосредственно вытекающего из закона сохранения энергии. Поэтому применение в соотношении (19) любого иного радиуса будет нарушать закон сохранения энергии, т.е. будет неверным.

Но такой вывод противоречит повсеместно существующим сегодня представлениям о том, что формирование силы тяги колеса осуществляется якобы при посредничестве динамического радиуса. Поэтому следует остановиться на этом обстоятельстве более подробно.

Записав соотношение (18) в виде $M_k \delta\alpha_k = P_T \delta L_T$, преобразуем его к виду: $P_T = (M_k \delta\alpha_k) / \delta L_T$. Из него следует, что физическая величина "сила" численно равна механической работе, выполняемой на единице пути L_T . На этом свойстве физической величины "сила" базируется известное из школьного курса физики "золотое правило механики": "во

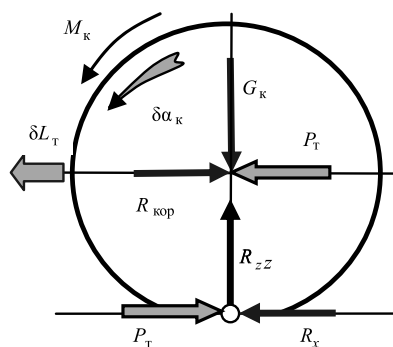


Рис. 4. К определению теоретической силы тяги колеса

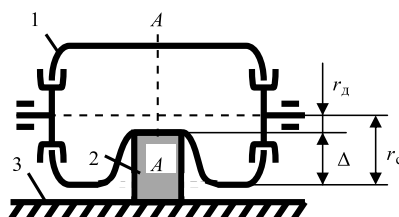


Рис. 5. Движение пневматического катка по брусу в общем случае

сколько раз выигрываем в силе, во столько же раз проигрываем в расстоянии". Из этого правила следует, что изменение силы, развиваемой любым техническим устройством, возможно лишь при том условии, что претерпевает изменения расстояние, на котором эта сила выполняет механическую работу. Например, переключение передач в трансмиссии автомобиля изменяет расстояние (путь автомобиля), на котором двигатель выполняет заданный объём механической работы. Если же какие-то манипуляции с трансмиссией не влияют на это расстояние, то они не могут влиять и на силу тяги колёс.

Применительно к эластичному колесу вывод из золотого правила механики формулируется так: *изменение силы тяги колеса, обусловленное варьированием его конструктивных параметров, возможно лишь в том случае, если при этом претерпевает изменения путь, на котором сила тяги колеса выполняет механическую работу*. Если же варьирование какого-то параметра колеса не влияет на этот путь, то оно не может влиять и на силу тяги колеса.

А динамический радиус колеса является именно тем параметром, который не связан с путём, проходимым колесом. Этот путь определяется радиусом качения колеса r_k ,

определяемым по соотношению (6). Поэтому динамический радиус в принципе не может влиять на силу тяги колёс, его применение при расчётах этой силы безосновательно и представляет собой обыкновенное заблуждение. Динамический радиус имеет к процессу качения эластичного колеса точно такое же "отношение", как дорожный просвет автомобиля или цвет колёс.

Это можно подтвердить и мысленным экспериментом. Положим, что пневматический каток 1, свободный радиус которого равен r_c , движется по брусу 2, расположенному на основании 3 (рис. 5). Если нормальная деформация катка в месте соприкосновения с брусом равна Δ , то динамический радиус катка равен $r_d = r_c - \Delta$. А если деформация Δ будет равна свободному радиусу r_c , то динамический радиус будет равен нулю. Теоретическая сила тяги катка, определённая с применением динамического радиуса, якобы будет равна бесконечности, что невозможно. Правильно определить теоретическую силу тяги такого катка можно следующим образом. При повороте катка на один полный оборот он пройдёт путь L_T , определяемый длиной беговой дорожки катка в сечении А—А. Длина этого пути равна $2\pi r_k$, где r_k — радиус качения катка, определённый по соотношению (6) в сечении А—А. Ведущий момент колеса M_k в это время выполнит механическую работу $2\pi M_k$. Она будет расходована на выполнение работы по преодолению сил сопротивления движению катка на пути $2\pi r_k$. Следовательно, теоретическая сила тяги катка будет равна $2\pi M_k / (2\pi r_k) = M_k / r_k$.

Для проверки соотношения (19) было проведено и специальное экспериментальное исследование модели эластичного колеса, динамический радиус которой изменяли на $\pm 30\%$ [11]. Было установлено, что размер динамического радиуса не оказывает абсолютно никакого влияния на теоретическую силу тяги колеса.

Показательно, что информация о таком же факте имеется и на с. 25 работы [5]: "Появление специальных шин сверхнизкого давления, у которых динамический радиус на 15—20% меньше радиуса качения, привело к

тому, что при качении без буксования реальная сила тяги колёс с такими шинами на 20–25 % ниже рассчитанной по формуле (1.10)". Проанализируем это сообщение. Положим, что к колесу, имеющему радиус качения и динамический радиус, равные единице, приложен единичный крутящий момент, вследствие чего сила тяги колеса, вычисленная по соотношению (1) без учёта момента сопротивления качению $G_k b$, тоже равна единице. При уменьшении динамического радиуса на 20 %, т.е. до 0,8, сила тяги колеса должна возрасти до значения $1,0/0,8 = 1,25$. Однако, если реальная сила тяги оказывается меньше расчётной на 20 %, то получаем, что она оказывается равной 1,0, т.е. точно тому же значению, которое было и при предыдущем размере динамического радиуса. Следовательно, динамический радиус действительно является посторонней для теории качения переменной величиной, "не работающей" в колесе, но этот факт в работе [5] не осознан.

Преобразование теоретической силы тяги колеса в действительную силу тяги. Часть крутящего момента M_k , приложенного к реальному ведущему колесу, затрачивается на преодоление момента сопротивления качению M_f . А оставшаяся часть момента, равная $M_k - M_f$, преобразовывается в действительную силу тяги колеса P_d :

$$P_d = \frac{M_k - M_f}{r_k} = P_T - P_f. \quad (20)$$

Таким образом, действительная сила тяги колеса равна разности теоретической силы тяги и силы сопротивления качению. То есть, в силовом отношении реальное ведущее колесо отличается от идеального только наличием силы сопротивления качению.

Этот же результат может быть получен и из принципа возможных перемещений. Разность крутящих моментов M_k и M_f преобразовывается в пару двух противоположно направленных продольных внутренних сил колеса, каждая из которых является действительной силой тяги колеса P_d (рис. 6). Одна из этих сил через ось колеса воздействует на корпус машины, уравнивая её реакцию $R_{кор}$. Вторая действитель-

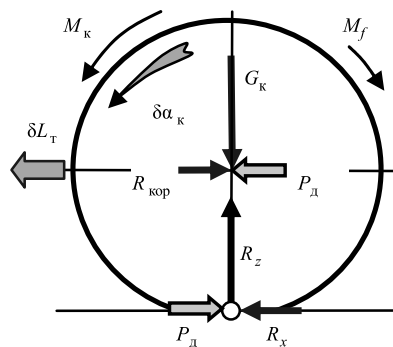


Рис. 6. К определению действительной силы тяги колеса

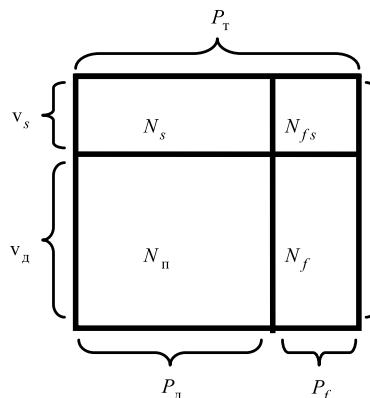


Рис. 7. Структура баланса мощности ведущего колеса

ная сила тяги колеса приложена по касательной к опорной поверхности и уравнивается её реакцией R_x , численно равной действительной силе тяги P_d . При повороте колеса в плоскости его вращения на некоторый угол $\delta\alpha_k$ ведущий момент выполняет положительную механическую работу $M_k\delta\alpha_k$. Момент сопротивления качению колеса M_f в это время выполняет отрицательную работу $M_f\delta\alpha_k$. При повороте колеса на угол $\delta\alpha_k$ оно проходит теоретический путь $\delta L_T = r_k\delta\alpha_k$ (возможное скольжение колеса ничего не меняет, так как теоретический путь δL_T остаётся прежним, лишь разделяясь на две части — на действительный путь и путь скольжения). На пути δL_T колесо преодолевает реакцию корпуса машины $R_{кор}$, численно равную действительной силе тяги колеса P_d . Эта реакция выполняет отрицательную механическую работу $R_{кор}r_k\delta\alpha_k \equiv P_d r_k\delta\alpha_k$. Реакция R_x механическую работу не выполняет. Сумма перечисленных выше работ равна нулю:

$$M_k\delta\alpha_k - M_f\delta\alpha_k - P_d r_k\delta\alpha_k = 0, \quad (21)$$

откуда следует:

$$P_d = \frac{M_k - M_f}{r_k} = P_T - P_f. \quad (22)$$

При нагружении колеса крутящим моментом происходит некоторое смещение пятна контакта колеса с дорогой в продольном направлении, что сопровождается изменением момента и силы сопротивления качению. Это явление может учитываться дополнительным уравнением, связывающим размеры этих моментов или сил P_T и P_f .

Основные энергетические соотношения ведущего колеса. Идеальное ведущее колесо преобразовывает подведённую к нему мощность вращательного движения $M_k\omega_k$ в точно такую же по размеру мощность поступательного перемещения $P_T v_T$, которую будем называть теоретической мощностью ведущего колеса:

$$M_k\omega_k = P_T v_T. \quad (23)$$

В случае реального ведущего колеса теоретическую силу тяги P_T можно представить в виде суммы силы сопротивления качению колеса P_f и действительной силы тяги P_d :

$$P_T = P_f + P_d. \quad (24)$$

А теоретическую скорость движения колеса v_T можно представить в виде суммы скорости скольжения v_s и действительной скорости v_d :

$$v_T = v_s + v_d. \quad (25)$$

В таком случае правая часть соотношения (23) превращается в баланс мощности реального ведущего колеса (рис. 7):

$$M_k\omega_k = P_T v_T = P_d v_s + P_f v_d + P_f v_s + P_d v_d, \quad (26)$$

где $P_d v_s = N_s$ — мощность скоростных потерь (расходуемая на скольжение колеса);

$P_f v_d = N_f$ — мощность силовых потерь (расходуемая на преодоление силы сопротивления качению);

$P_f v_s = N_{fs}$ — мощность скоростно-силовых потерь;

$P_d v_d = N_{п}$ — мощность, расходуемая на выполнение полезной работы.

Из баланса мощности (26) следует, что при работе реального ведущего колеса наблюдаются три вида потерь мощности: скоростные N_s , силовые N_f и скоростно-силовые N_{fs} . Поэтому точное разделение по-

ть мощности только на два вида — скоростные и силовые — невозможно. Однако в подавляющем большинстве условий эксплуатации автотранспортных средств, весомость скоростно-силовой составляющей N_{fs} не превышает нескольких процентов. В связи с этим её можно присовокупить к скоростной или силовой составляющей, но к какой именно — это требует отдельного обоснования в каждом частном случае.

Если скоростно-силовую составляющую $P_f v_s$ присоединить к первому слагаемому правой части баланса (26), то он примет вид:

$$P_T v_T = P_T v_s + P_f v_d + P_d v_d, \quad (27a)$$

где мощность скоростных потерь $P_T v_s$ оценивается с некоторым избытком, а мощность силовых потерь $P_f v_d$ — с некоторой недостачей.

Если же составляющую $P_f v_s$ присоединить ко второму слагаемому правой части баланса (22), то он примет вид:

$$P_T v_T = P_d v_s + P_f v_T + P_d v_d, \quad (27б)$$

где мощность скоростных потерь $P_d v_s$ оценивается с некоторой недостачей, а мощность силовых потерь $P_f v_T$ — с некоторым избытком.

Возможны и другие сценарии приближённой оценки потерь мощности. Например, скоростно-силовую потерю можно разделить на две части пропорционально размерам скоростных и силовых потерь мощности, и эти части суммировать с соответствующими составляющими баланса (26).

Из соотношения (26) элементарно определяется энергетический коэффициент полезного действия (КПД) ведущего колеса η :

$$\eta = \frac{P_d v_d}{P_T v_T} = \left(\frac{P_d}{P_T} \right) \left(\frac{v_d}{v_T} \right) = \left(\frac{P_d}{P_T} \right) (1 - s) = \eta_f \eta_s, \quad (28)$$

где $\eta_f = P_d/P_T$ — КПД, учитывающий потери на качение колеса; $\eta_s = (1 - s)$ — КПД, учитывающий потери на скольжение.

Основные энергетические соотношения колеса в тормозном режиме качения. В данном режиме колесо движется под действием приложенной к его оси внешней толкающей

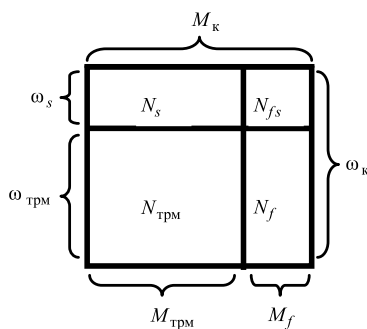


Рис. 8. Структура баланса мощности колеса в тормозном режиме качения

силы. Будем называть её действительной толкающей силой P_d , а скорость перемещения колеса относительно опорной поверхности будем называть действительной скоростью движения v_d .

Идеальное колесо в тормозном режиме преобразовывает подведённую к нему мощность поступательного движения $P_d v_d$ в точно такую же по размеру мощность вращательного движения $M_k \omega_k$, которую будем считать теоретической мощностью колеса:

$$P_d v_d = M_k \omega_k. \quad (29)$$

При работе реального колеса возникающий на нем крутящий момент M_k можно представить в виде суммы момента сопротивления качению колеса M_f и момента $M_{трм}$, создаваемого тормозным механизмом:

$$M_k = M_f + M_{трм}. \quad (30)$$

Угловую скорость вращения колеса ω_k тоже можно представить в виде суммы двух величин. Одной из них является величина ω_s , равная v_s/r_k и характеризующая потерю угловой скорости вращения колеса из-за его скольжения относительно опорной поверхности, а второй — фактическая угловая скорость вращения колеса и связанного с ним активного элемента тормозного механизма $\omega_{трм}$:

$$\omega_k = \omega_s + \omega_{трм}. \quad (31)$$

Подстановка соотношений (30) и (31) в (29) превращает последнее в баланс мощности реального колеса, работающего в тормозном режиме (рис. 8):

$$P_d v_d = M_k \omega_k = M_{трм} \omega_s + M_f \omega_{трм} = M_{трм} \omega_{трм}, \quad (32)$$

где $M_{трм} \omega_s = N_s$ — мощность скоростных потерь (расходуемая на

скольжение колеса относительно опорной поверхности);

$M_f \omega_{трм} = N_f$ — мощность силовых потерь (расходуемая на преодоление момента сопротивления качению);

$M_f \omega_s = N_{fs}$ — мощность скоростно-силовых потерь;

$M_{трм} \omega_{трм} = N_{трм}$ — мощность, развиваемая тормозным механизмом.

В балансе (32) можно перейти от моментов к силам тяги колеса и от угловых скоростей вращения к линейным скоростям поступательного движения. В результате этого баланс (32) принимает вид, отличающийся от баланса (26) только индексами.

Энергетический КПД колеса, работающего в тормозном режиме, равен:

$$\eta = \frac{M_{трм} \omega_{трм}}{M_k \omega_k} = \left(\frac{M_{трм}}{M_k} \right) (1 - s_{трм}) = \eta_f \eta_s. \quad (33)$$

Анализ некоторых положений нынешней теории качения. В данной работе установлено, что динамический радиус эластичного колеса не имеет никакого отношения к процессу качения. Вследствие этого уравнение (1) должно быть изъято из теории качения как ошибочное, благодаря этому исчезнет размерно некорректный "компонент сноса" (3), потеряют смысл "предложения" по усовершенствованию закона трения качения Кулона [5] и повышению энергетической эффективности колёсных машин [7].

Некорректным понятием нынешней теории качения является и "плавающий" радиус качения, в котором учтено внутреннее скольжение колеса, обусловленное тангенциальной эластичностью шины. Этот радиус, обозначаемый в работе [5] как r_k , можно определить как $1/2\pi$ часть действительного пути L_d , пройденного колесом за один полный оборот:

$$r_k = \frac{L_d}{2\pi} = \frac{L_T(1-s)}{2\pi} = r_{k0}(1-s), \quad (34)$$

где r_{k0} — обозначение радиуса качения ведомого колеса, применяемое в [5].

В понятие этого радиуса неявно входит коэффициент скольжения колеса s , в связи с чем он (радиус) не является геометрической характеристикой колеса, т.е. не является

радиусом. Это псевдорadius, микст, эклектика, в которой механически объединены две разнородные и не связанные между собой характеристики процесса работы колеса — качение и скольжение. В нем не соблюдено требование независимости переменных, характеризующих процессы качения и скольжения.

Такой radius может применяться для определения кинематических характеристик движения колеса, что породило иллюзию его применимости и для определения силовых характеристик. Однако коэффициент скольжения s , входящий в состав этого radiusа, исключает возможность применения последнего в силовых расчетах колеса. Ибо скольжение колёс не влияет на их силу тяги, вследствие чего коэффициент скольжения s не должен присутствовать в формулах для силового расчёта. Сила тяги колеса влияет на размер его скольжения, но скольжение не влияет на размер силы тяги колеса. Это явление можно продемонстрировать на примере. Положим, что автомобиль движется на подъём по сухой асфальтированной дороге. Буксование колёс отсутствует, их сила тяга равна силе сопротивления подъёму. Положим далее, что на мокром участке дороги возникло стабильное буксование ведущих колёс, равное $s = 0,5$. Из-за этого действительная скорость движения автомобиля уменьшится вдвое, но автомобиль будет продолжать равномерное движение. Сила тяги колёс при этом совершенно не изменится — она останется равной всё той же силе сопротивления подъёму, которая не зависит от влажности дороги. Следовательно, скольжение колёс автомобиля не влияет на их силу тяги.

Таким образом, применение в силовых расчётах колеса псевдорadiusа (34), включающего в себя коэффициент скольжения, неизбежно приведёт к ошибкам. Например, на с. 26 монографии [5] сила сопротивления качению определяется по уравнению $P_f = M_f/r_k$, которое с применением соотношения (34) приводится к виду:

$$P_f = \frac{M_f}{r_{k0}(1-s)}. \quad (35)$$

Из него следует, что при увеличении скольжения колёс s , обус-

ловленного, например, увеличением влажности твёрдой дороги, якобы возрастает и сила сопротивления качению P_f . Безусловно, в общем случае движения сила сопротивления качению колеса может зависеть от буксования, но при этом одновременно и в той же степени должен возрастать и момент сопротивления качению M_f — ведь они однозначно связаны между собой соотношением (15). Но если момент M_f не возрастает (как в данном случае), то не может возрастать и сила сопротивления качению. Следовательно, соотношение (35) заключает в себе противоречие, а потому является неверным. И причиной этого противоречия является "засорение" формулы (35) коэффициентом скольжения s .

Применение "плавающего" radiusа r_k привело к получению совершенно непонятного баланса мощности колеса (4). Заменяв в нём обозначение действительной скорости v_a на принятое в данной статье обозначение v_d и введя замены $r_k = r_{k0}(1-s)$, $v_d/(1-s) = v_t$ и $M_k/r_{k0} = P_t$, получаем, что первый компонент баланса (4) равен $P_t v_d$, т.е. сумме полезной мощности колеса $P_d v_d$ и мощности силовых потерь $P_f v_d$. А второй компонент баланса равен не мощности силовых потерь, как утверждается в работе [5], а мощности скоростных потерь $P_t v_s$ в ведущем или тормозном режимах качения колеса.

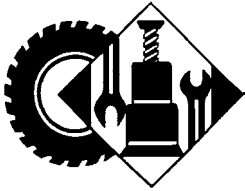
Подведем итог. Установлено, что эластичное колесо является специфическим объектом, недоступным для адекватного описания с помощью традиционных научных инструментов. При его исследовании необходимо руководствоваться не частными положениями механики, а возможно более общими физическими принципами, например, законом сохранения энергии. Динамический radius эластичного колеса — фактор, не имеющий никакого отношения к процессу работы колеса. Поэтому любые теоретические построения, выполненные с применением этого radiusа, являются фикцией. Некорректным понятием является и "плавающий" radius качения, в котором учтена тангенциальная эластичность колеса. Он не удовлетворяет требованию независимости переменных, характеризую-

ющих процессы качения и скольжения колеса.

Установлено, что для математического описания работы эластичного колеса необходимы и достаточны три независимых друг от друга входные переменные: *radius качения колеса* в ведомом или свободном режиме на твёрдой опорной поверхности возможно более высокого качества, который однозначно характеризует теоретические скоростные и силовые свойства эластичного колеса в процессе его качения; *коэффициент скольжения колеса* s , однозначно характеризующий степень отличия действительных скоростных свойств колеса от теоретических; *коэффициент сопротивления качению колеса*, однозначно характеризующий степень отличия действительных силовых свойств колеса от теоретических. Эти входные переменные дают возможность в явном виде корректно определять все скоростные, силовые и энергетические показатели работы эластичного колеса. Построенные для этого расчётные соотношения предельно просты и имеют чёткий физический смысл.

Литература

1. Петров В.А. Основы теории качения пневматического колеса. Вестник машиностроения. 1986. № 2. С. 40—44.
2. Петров В.А. Узловые вопросы теории качения пневматического колеса. Тракторы и сельхозмашины. 1986. № 8. С. 18—22.
3. Пирковский Ю.В. О развитии теории качения колеса с упругой пневматической шиной. Вестник машиностроения. 1987. № 12. С. 29—31.
4. Петрушов В.А. О сопротивлении качению колеса с пневматической шиной. Вестник машиностроения. 1987. № 12. С. 31—36.
5. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. 352 с.
6. Блехман И.И., Мышкис А.Д., Пановко Я.Г. Механика и прикладная математика: Логика и особенности приложений математики. М.: Наука, 1983. 328 с.
7. Погобеков М.И. Формула Кулона и эластичные шины // Автомобильная промышленность. 1996. № 7. С. 16—21.
8. Босс В. Интуиция и математика. — М.: Айрис-пресс, 2003. — 192 с.
9. ГОСТ 17697—72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М., 1972.
10. Григорьян А.Т., Погребыцкий И.Б. История механики с древнейших времен до конца XVIII века. М.: Наука, 1971. 298 с.
11. Пожидаев С.П., Шкаровский Г.В. Экспериментальная проверка взаимосвязи крутящего момента и полной окружной силы эластичного колеса. Автомобильная промышленность. 2019. № 9. С. 8—13.



УДК 629.113.001

ВЛИЯНИЕ ХИМИЧЕСКИХ ПРОТИВОГОЛОЛЁДНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСВЕЩЁННОСТЬ ЗИМНИХ ДОРОГ ФАРАМИ АВТОМОБИЛЕЙ

БАРБАШ Г.И., д-р техн. наук **ФЕДОТОВ А.И.**,
ГРОМАЛОВА В.О., канд. техн. наук **ГЕРГЕНОВ С.М.**

Иркутский НИТУ,

Восточно-Сибирский ГУ технологий и управления

(grisha_barbash@mail.ru)

Проведено экспериментальное исследование загрязнения внешних световых приборов автомобиля противогололёдными реагентами. Проведён анализ влияния загрязнения внешних световых приборов автомобиля химическими противогололёдными материалами, на освещённость дорог фарами автомобилей в тёмное время суток.

Ключевые слова: химические противогололёдные материалы, загрязнение внешних световых приборов, освещённость проезжей части, тёмное время суток, дорожно-транспортное происшествие.

**Barbash G.I., Fedotov A.I., Gromalova V.O.,
Gergenov S.M.**

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF CHEMICAL DEICING MATERIALS ON THE ILLUMINATION OF WINTER ROADS BY CAR HEADLIGHTS

An experimental study of contamination of external lighting devices of the car with chemical deicing materials was conducted. The analysis of the influence of contamination of external light devices of the car with chemical deicing materials on the illumination of roads by car headlights in the dark.

Keywords: chemical deicing materials, contamination of external lighting devices, illumination of the roadway, dark time of day, traffic accident.

В зимние периоды времени для борьбы со скользкостью на автодорогах России применяют химические противогололёдные материалы (ХПГМ) [1], в большинстве своём — на основе хлорида натрия (техническая соль). Соль, вступая в реакцию со льдом, растапливает его, а затем смешивается со снегом и грязью. При движении автомобилей данная смесь, находящаяся на дороге, поднимается колёсами и попадает на внешние световые приборы встречных и сзади идущих автомобилей, в результате чего значительно снижаются такие важные показатели, как величина силы света фар и расстояние видимости водителями участников движения, дорожной инфраструктуры и пешеходов на обочине дорог в тёмное время суток и отрицательно влияет на безопасность движения.

На кафедре Автомобильного транспорта Иркутского национального исследовательского технического университета авторами ранее было проведено исследование загрязнения фар автомобилей продуктами обработки дорог химическими противогололёдными

материалами с использованием прозрачных экранов на автомобилях "Тойота Фан Карго" и "Ниссан Кашкай" с галогенными фарами, выявившее, что применение на дорогах химических противогололёдных материалов в зимний период способно в тёмное время суток до 1,5 раза снижать расстояние видимости водителем пешеходов и придорожной инфраструктуры. Однако ввиду отсутствия информации о влиянии *типа фар* на освещённость проезжей части в условиях загрязнения внешних световых приборов автомобиля, возникла необходимость в проведении дополнительного исследования на АТС с биксеноновыми фарами, которое было выполнено на автомобиле "Мерседес-Бенц Е320" (W211).

Целью исследования являлось определение зависимостей силы света автомобильных фар и расстояния видимости водителем автомобиля пешехода на обочине дороги, от степени загрязнения внешних световых приборов автомобиля продуктами обработки дороги химическими противогололёдными материалами (ХПГМ). Для проведения эксперимента необходимо было разработать или использовать уже существующие методики, для чего за основу были взяты методики, использовавшиеся в ранее проведённом исследовании.

Перед началом исследования были изготовлены прозрачные экраны из оргстекла (рис. 1) и установлены на "Мерседес-Бенц Е320" (рис. 2); подготовлен и обучен персонал (в количестве двух человек); подго-



Рис. 1. Прозрачный экран из оргстекла



Рис. 2. Прозрачный экран на фаре автомобиля



Рис. 3. Измерение светопропускания экрана фары

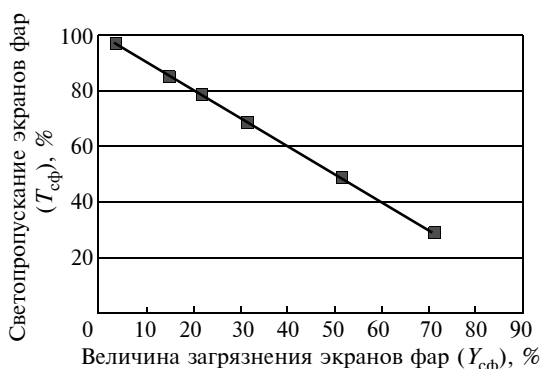


Рис. 4. График зависимости среднего светопропускания (T_{cf}) от средней величины загрязнения (Y_{cf}) экранов фар

товлено оборудование для измерения светопропускания экранов фар (T_{cf}), для измерения величины силы света фар (I_{cf}), а также для измерения расстояния видимости ($L_{вп}$) пешехода. На первом этапе были проведены экспериментальные исследования влияния химических противогололёдных материалов на величину светопропускания стекол фар (T_{cf}). Для этого была использована ранее применяемая методика и прибор ТОНИК (рис. 3).

Первый этап экспериментального исследования светопропускания стекол экранов фар по данной методике включал следующие действия.

1. Прибором ТОНИК измеряли светопропускание чистого и прозрачного стекла экрана каждой фары в девяти равномерно распределённых по поверхности экрана точках; замеры производили в соответствии с порядком проведения измерений, описанным в руководстве по эксплуатации прибора [2], для точного нахождения точек использовали специальный накладной шаблон.

2. По результатам измерений в девяти точках определяли среднее значение светопропускания экрана.

3. Устанавливали экраны на фары автомобиля "Мерседес-Бенц Е320".

4. Выполнили цикл заездов автомобиля на расстояние 100 километров по дорогам города Иркутска, покрытыми ХПГМ.

5. Снимали загрязнённые экраны с фар автомобиля и вновь выполняли измерения светопропускания каждого экрана в контрольных точках.

Далее величину светопропускания стекла экранов фар (T_{cf}), пересчитывали в величину загрязнения экранов фар (Y_{cf}), по формуле 1 (в табл. 1). Результаты этого пересчёта представлены в табл. 2. На основе полученных результатов в среде "Microsoft Excel" строили график зависимости светопропускания экранов фар от средней величины их загрязнения (рис. 4).

На втором этапе проводили исследование влияния химических противогололёдных материалов на величину силы света фар (I_{cf}) при помощи прибора ИПФ-01 (рис. 5). Для этого методика требовала выполнения следующих пунктов.

1. Устанавливали экраны и при помощи прибора ИПФ-01 поочередно производили измерение величины силы света (I_{cf}) правой и левой фар в режиме ближнего света в направлении оптической оси фары

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$Y_{cf} = 100\% - T_{cf}$	Y_{cf} — степень загрязнения стекла экранов фар, %; T_{cf} — степень светопропускания стекла экранов фар, %
2	$L_{вп} = -0,2867 Y_{cf} + 52,47$	$L_{вп}$ — расстояние видимости пешехода, м; Y_{cf} — величина загрязнения фар, %. Коэффициент достоверности аппроксимации: $R^2 = 0,9826$
3	$L_{вп} = -0,2554 Y_{cf} + 72,486$	$L_{вп}$ — расстояние видимости пешехода, м; Y_{cf} — величина загрязнения фар, %. Коэффициент достоверности аппроксимации: $R^2 = 0,9878$
4	$L_{вп} = 0,0045 I_{cf} + 18,189$	$L_{вп}$ — расстояние видимости пешехода, м; I_{cf} — величина силы света фар, Кд. Коэффициент достоверности аппроксимации: $R^2 = 0,9865$
5	$L_{вп} = 0,0013 I_{cf} + 46,227$	$L_{вп}$ — расстояние видимости пешехода, м; I_{cf} — величина силы света фар, Кд. Коэффициент достоверности аппроксимации: $R^2 = 0,9877$



Рис. 5. Внешний вид прибора ИПФ-01



Рис. 6. Измерение величины силы света фар

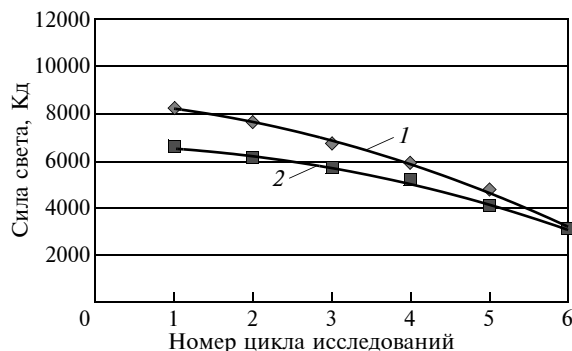


Рис. 7. График результатов измерения силы света фар ($I_{сф}$) в режиме ближнего света:

1 — левая фара; 2 — правая фара

(рис. 6), замеры производили в соответствии с порядком проведения измерений, описанным в руководстве по эксплуатации прибора [3].

2. Переключали фары автомобиля в режим дальнего света и выполняли измерение величины силы света правой и левой фары.

3. Выполняли цикл заездов автомобиля на расстояние 100 километров по дорогам города Иркутска, открытым ХПГМ.

4. Проводили измерения величины силы света фар с загрязнёнными экранами фар согласно пунктам 1—3.

Результаты измерений величины силы света фар представлены в табл. 2—3. В среде "Microsoft Excel" построили: график результатов измерения силы света фар ($I_{сф}$) в режиме ближнего света (рис. 7) и график результатов измерения силы света фар ($I_{сф}$) в режиме дальнего света (рис. 8).

На третьем этапе было проведено исследование влияния загрязнения внешних световых приборов продуктами ХПГМ на расстояние видимости ($L_{вп}$) пешехода на обочине дороги водителем автомобиля в тёмное время суток. Использовали уже имеющуюся методику с небольшим изменением в способе измерения расстояния: вместо измерительной рулетки использовали лазерный дальномер.

Для определения расстояния видимости ($L_{вп}$) от пешехода на обочине дороги до водителя, находящегося за рулём автомобиля в тёмное время суток использовали лазерный дальномер "Смартбай LM-80" (рис. 9, табл. 4). Порядок единичного измерения следующий: включить прибор, нажав и удерживая кнопку ON/MEAS в течение 2 секунд; кратковременным нажатием кнопки ON/MEAS активировать лазер; навести луч на объект и кратковременно нажать кнопку ON/MEAS для определения расстояния до него.

Экспериментальное исследование по определению расстояния видимости ($L_{вп}$) пешехода на обочине дороги водителем автомобиля в тёмное время суток проводилось в следующем порядке.

1. Устанавливали на фары автомобиля "Мерседес-Бенц Е320" экраны.

2. В тёмное время суток удаляли автомобиль на расстояние около 200 метров от места предполагаемого наезда на пешехода (рис. 10).

Таблица 2

Номер цикла экспериментальных исследований	Светопропускание ($T_{сф}$) экрана фары, %			Величина загрязнения ($Y_{сф}$) экрана фары, %		
	лев.	пр.	средн.	лев.	пр.	средн.
1	96	96,6	96,3	4	3,4	3,7
2	89,2	80,42	84,81	10,8	19,58	15,19
3	77,7	78,6	78,15	22,3	21,4	21,85
4	65,04	71,35	68,2	34,96	28,65	31,805
5	46,7	50,63	48,67	53,3	49,37	51,335
6	27,35	30,37	28,86	72,65	69,63	71,14

Таблица 3

Номер цикла экспериментальных исследований	Сила света фар, Кд					
	ближний свет			дальний свет		
	лев.	пр.	средн.	лев.	пр.	средн.
1	8200	6580	7390	13 879	25 170	19 524,5
2	7626	6101	6863,5	12 890	21 140	17 015
3	6434	5703	6068,5	10 800	19 233	15 016,5
4	5880	5130	5505	9160	18 000	13 580
5	4778	4050	4414	6334	12 260	9297
6	3130	3100	3115	4655	8805	6730

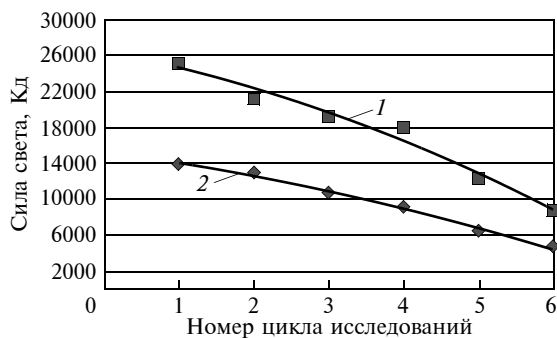


Рис. 8. График результатов измерения силы света фар ($I_{сф}$) в режиме дальнего света:

1 — правая фара; 2 — левая фара



Рис. 9. Внешний вид лазерного дальномера:

1 — ON/MEAS (включение/единичный замер/продолжительное измерение); 2 — \pm /UNIT (суммирование результатов измерения/смена единиц измерения); 3 — M/S (сохранение/загрузка результатов измерения); 4 — C/OFF (очистка результатов измерения/отключение); 5 — изменение режима измерения; 6 — начало отсчёта, передняя/задняя панель измерительного прибора/подсветка



Рис. 10. Подготовленный участок дороги

3. На неосвещённом участке дороги выставляли пешехода-статиста в тёмной одежде — на правый край проезжей части (рис. 11).

4. Автомобиль с ближним или дальним светом фар двигался в направлении стоящего пешехода-статиста со скоростью 5 км/ч.

5. При обнаружении пешехода-статиста водитель сбрасывал мешочек с песком, и замеряли расстояние видимости ($L_{вп}$) пешехода-статиста с рабочего места водителя (от мешочка с песком) до пешехода-статиста, замеры расстояния производили при помощи лазерного дальномера согласно порядку проведения единичного измерения, описанному выше.

6. Данное действие повторяли не менее трёх раз.

7. Пешехода выставляли на середину и левый край проезжей части и действие повторяли.

8. Выполняли цикл заездов автомобиля на расстояние 100 километров по дорогам и улицам города Иркутска, покрытым ХППМ.

9. После каждого цикла заездов автомобиля измеряли светопропускание стекла экрана фар ($T_{сф}$), а также величину силы света фар ($I_{сф}$) в режиме ближнего и дальнего света.

Полученные результаты измерений занесены в табл. 5. При помощи программы "Microsoft Excel" произвели обработку данных из табл. 2 и 5 и построили график зависимости расстояния видимости пешехода от величины загрязнения экрана фар, представленный на рис. 12. Получили аппроксимирующие функции зависимости расстояния ($L_{вп}$) видимости водителем автомобиля пешехода от величины ($Y_{сф}$) загрязнения фар в режиме ближнего света (формула 2 в табл. 1) и в режиме дальнего света (формула 3). Коэффициенты достоверности аппроксимации R^2 соответственно равны 0,9826 и 0,9878.

Построили график зависимости расстояния видимости водителем автомобиля пешехода от силы света фар в режиме ближнего и дальнего света (рис. 13). Получили аппроксимирующие функции зависимости расстояния ($L_{вп}$) видимости водителем автомобиля пешехода от силы света фар ($I_{сф}$) в режимах ближнего (формула 4) и дальнего (формула 5) света. Коэффици-

Таблица 4

Параметр дальномера	Значение
Дальность измерения	До 80 м
Погрешность измерения	$\pm 1,5$ мм
Температура эксплуатации	$-40 \div +40$ °C
Тип лазера	Красный, класс II, длина волны 635 нм
Единицы измерения	Дюймы, футы, метры
Масса	120 гр.

Таблица 5

Цикл экспериментальных исследований	Расстояние видимости ($L_{вп}$) водителем пешехода, м	
	ближний свет	дальний свет
1	52,5	72,20
2	48,6	68,50
3	45,1	67,20
4	42,3	63,20
5	37,5	59,00
6	32,9	55,00

енты достоверности аппроксимации соответственно равны 0,9865 и 0,9877.

Таким образом, по итогам проведённого экспериментального исследования, выполненного на автомобиле "Мерседес-Бенц Е320", удалось определить зависимости величины силы света автомобильных фар и расстояние видимости водителем автомобиля пешехода, идущего по обочине неосвещённого участка дороги в тёмное время суток, от степени загрязнения фар продуктами обработки дороги химическими противогололёдными материалами. Построены графики установленных зависимостей, которые позволяют утверждать, что изменение загрязнения фар от 3,7 до 71,14 % приводит к снижению силы света фар в режиме ближнего света в 2,37 раза, а в режиме дальнего света фар в 2,9 раза, а также к снижению расстояния видимости пешехода на обочине дороги в тёмное время суток в режиме ближнего света с 52,5 до 32,9 м (в 1,59 раза), а в режиме дальнего света с 72,2 до 55 м (в 1,31 раза).

Влияние типа фар на освещённость проезжей части в условиях загрязнения внешних световых приборов автомобиля можно оценить, сравнив показатели освещённости предыдущих исследований на автомобилях "Тойота Фан Карго" и "Ниссан Кашкай" с галогенными фарами и текущего исследования на автомобиле "Мерседес-Бенц Е320" с биксеноновыми. Так, результат ранее проведённого эксперимента на автомобиле "Тойота Фан Карго" показал, что изменение величины загрязнения фар в диапазоне от 2,5 до 83,5 % приводит к снижению видимости водителем пешехода в режиме ближнего света с 39,5 до 29 м (в 1,36 раза), а в режиме дальнего света с 69,5 до 50 м (в 1,39 раза). Эксперимент на автомобиле "Ниссан Кашкай", представил следующие результаты: загрязнение фар продуктами ХПГМ в диапазоне от 1,7 до 67,6 % приводит к снижению видимости водителем пешехода в режиме ближнего света с 52,6 до 35,6 м (в 1,48 раза), а в режиме



Рис. 11. Пешеход на обочине дороги

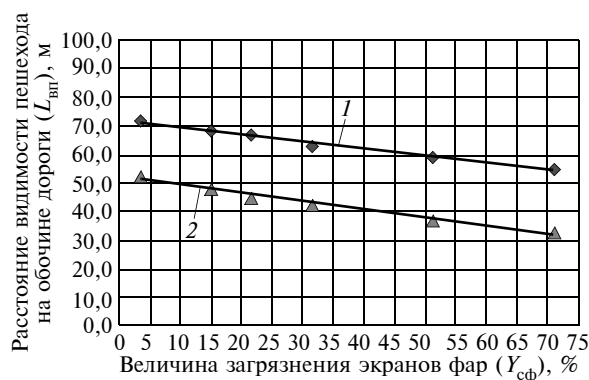


Рис. 12. График зависимости расстояния ($L_{вп}$) видимости водителем автомобиля пешехода от величины загрязнения ($Y_{сф}$) фар:

1 — режим дальнего света; 2 — режим ближнего света

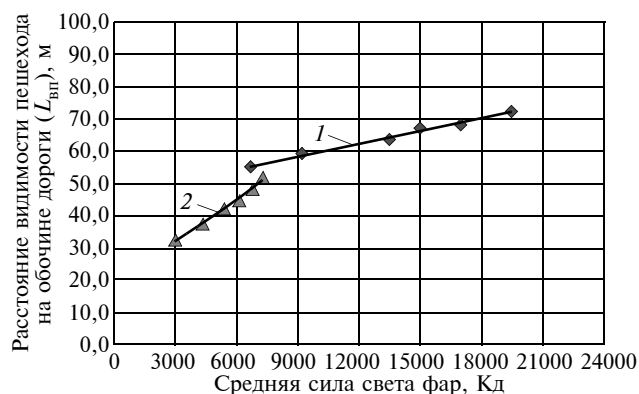


Рис. 13. График зависимости расстояния видимости ($L_{вп}$) пешехода от силы света фар ($I_{сф}$):

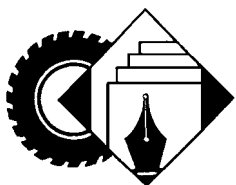
1 — режим дальнего света; 2 — режим ближнего света

дальнего света с 95 до 57,5 м (в 1,65 раза). Новый же эксперимент, проведённый на автомобиле "Мерседес-Бенц Е320" с биксеноновыми фарами показал, что загрязнение фар продуктами ХПГМ в диапазоне от 3,7 до 71,14 %, приводит к снижению видимости водителем пешехода в режиме ближнего света с 52,5 до 32,9 м (в 1,59 раза), а в режиме дальнего света с 72,2 до 55 м (в 1,31 раза).

Как показывают вышепредставленные результаты проведённых исследований, тип фар, установленный на автомобилях, несущественно влияет на расстояния видимости пешехода на обочине дороги в тёмное время суток, в условиях загрязнения внешних световых приборов продуктами ХПГМ. В обоих случаях наблюдается снижение видимости пешехода водителем автомобиля с загрязнёнными фарами в среднем в 1,5 раза по сравнению с чистыми фарами.

Литература

- ОДМ Руководство по борьбе с зимней скользкостью на автомобильных дорогах. Минтранс РФ, 2003 г. [Электронный ресурс] URL: http://infosait.ru/norma_doc/41/41133/index.htm (дата обращения 05.04.2020).
- Научно-производственная фирма "МЕТА". Руководство по эксплуатации: Измеритель светопропускания стекол "ТОНИК". 32 с.
- Научно-производственная фирма "МЕТА". Руководство по эксплуатации: Измеритель параметров света фар автотранспортных средств "ИПФ-01". 50 с.



"ДЭУ ТРАКС" НАЧИНАЕТ ПРОДАЖИ НОВЫХ МОДЕЛЕЙ В РОССИИ

Генеральный дистрибьютор (с 2019 г.) грузовых автомобилей "Дэу Тракс" в РФ — компания "Премиум Авто" — представил две новые для российского рынка модели колёсной формулы 8×4 семейства "Новус" — самосвал и рефрижераторный фургон.

Самосвал мод. CR7DS имеет полную массу 44 т и грузоподъёмность 28,575 т. Оснащён 6-цилиндровым дизелем "Дусан DV11K" (мощность 420 л. с. или 309 кВт, рабочий объём 10,964 л, экологический класс "Евро-5"), а также механической 16-ступенчатой коробкой передач ZF16S1830TO с сухим однодисковым сцеплением. Длина машины составляет 9,56 м, ширина — 2,55 м, высота — 3,7 м. Вместимость кузова — 22 м³. Изготовлением и монтажом самосвальной установки на шасси занимается российская компания ТФК "Феникс".



Фургон мод. CR9CS — на более длинном шасси с теми же двигателем и коробкой передач. Длина машины — 11,99 м, полная масса — 36 т, грузоподъёмность 23 т, объём кузова — 53,3 м³.

Сборка и монтаж кузова осуществляются на предприятии "Центртранстехмаш" в Рязани. Важная особенность фургона — задняя пневматическая подвеска российского производства — от НПО "РОСТАР" (Набережные Челны). Благодаря её установке значительно снижается вибронагрузка на перевозимые грузы, а также реализована весьма полезная функция регулировки высоты кузова при погрузочно-разгрузочных работах.

Шасси "Дэу Новус 8×4" отличают простота эксплуатации, надёжность, экономичность и манёвренность. Кабина со спальным местом на четырёхточечной пневматической подвеске оснащена автоматическим механизмом опрокидывания. Продуманная конфигурация зеркал обеспечивает хороший обзор без "слепых" зон.

Оба автомобиля в конце августа с.г. были предоставлены на тест-драйв журналистам автомобильных изданий России. Здесь же были показаны: автобетононасос КСР 37 на шасси "Дэу Новус 6×4", бортовая платформа с краном-манипулятором "Палфингер" РК23500А (также на шасси 6×4) и бортовая платформа с КМУ НКТС 7016 на шасси "Дэу Новус 4×2".



Представители дистрибьютора рассказали о текущих объёмах продаж грузовых "Дэу" и о планах по развитию южнокорейского бренда в России. Так, с января по август 2020-го было реализовано 59 машин. До конца года их планируется продать 120, превысив на 70 % аналогичный показатель 2019-го, когда объём продаж составлял 69 единиц. Ожидается, что машины семейства "Новус" будут востребованы на российском рынке в первую очередь благодаря соотношению цены и качества. Шасси — универсально для установки любых надстроек, включая автобетононасосы, фургоны, бортовые автомобили с КМУ, самосвальные кузова, автогидроподъёмники.

Компания "Премиум Авто" расширяет продуктивную линейку, представленную в РФ, и переходит от импорта готовой техники к монтажу надстроек на шасси "Новус" внутри территории России. Одобрение типа транспортного средства на такую продукцию уже имеют "Автомеханический завод", "Меткомплекс", "Луидор", "РосКомАвто" и "СПМ Авто". В ближайшее время ОТТС получат "Чайка-Сервис", "РусТрак", "Автомастер", "Феникс", "ТТМ Центр" и "Смаргэко". Автовышки же и автобетононасосы пока по-прежнему будут импортироваться из Южной Кореи целиком. До конца 2020 года дилерская сеть компании будет увеличена с 20 до 25 центров. В следующем году "Премиум Авто" планирует сертифицировать в РФ тягач и шасси новой серии "Дэу Максимус", а также выпустить коммунальные машины и зерновозы на базе "Новуса".



В начале 2020 года была создана экзотивная лизинговая компания "Дэу Финанс", которая предоставляет клиентам финансирование для приобретения грузовой техники "Дэу Тракс".

Продажи в рамках лизинговой программы стартовали в июне этого года. За первые три месяца объём лизингового портфеля составил порядка 30 млн руб., а текущий объём заявок превысил 390 млн руб. Лизингополучателю доступна программа с гибкими условиями, не уступающая предложениям лидеров рынка. Её значимыми преимуществами являются льготные ставки при приобретении машин, оперативное рассмотрение заявки (от двух до пяти дней в зависимости от сложности проекта) и возможность получения предварительного решения после предоставления одного документа — ИНН. Предложение доступно покупателям техники в каждой точке продаж дилерской сети "Дэу Тракс". С момента одобрения заявки клиента до подготовки и подписания договора нам требуется не более двух часов.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Загарин Д.А., Козловская М.А., Дзюенидзе Т.Д. — Анализ потребности и спроса на машины сельскохозяйственного назначения в условиях структурного кризиса в экономике 1

АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тарасик В.П., Пузанова О.В. — Моделирование ездового цикла автомобиля 8

Балакина Е.В., Задворнов В.Н., Березовский М.С., Юсупкина А.С. — Исследования коэффициентов жёсткости шин. Коэффициент боковой жёсткости 18

Велизде Э.С. — Расчёт критического теплового состояния фрикционной накладки при торможении автомобиля 20

Пожидаев С.П. — Ещё раз об основах теории качения эластичного колеса 24

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Барбаш Г.И., Федотов А.И., Громова В.О., Гергенов С.М. — Влияние химических противогололёдных материалов на освещённость зимних дорог фарами автомобилей 34

ИНФОРМАЦИЯ

"Дэу Траке" начинает продажи новых моделей в России 39

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"
Гируцкий 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 "НИИТавтопром"
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 "НИИТавтопром"
Ксенович Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (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-Мкртчян 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
Маринов П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Сазонов И.С. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-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 09.07.2020. Подписано в печать 3.09.2020.

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 "Авансед 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: avtoprom-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 рекомендован 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.