ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва
"Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 656.13: 05.22.10

КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КАДРОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ПРЕДПРИЯТИЯ АВТОСЕРВИСА

ДУБОВИК Е.А.
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Рассматривается технология оценки предприятия автосервиса по показателю конкурентоспособности, предложены мероприятия по повышению "ранга" предприятия автосервиса.

Ключевые слова: *предприятие сервиса, конкурентоспособность, показатель, методика.*

Dubovik E.A.

THE COMPETITIVENESS OF THE STAFFING COMPONENT OF THE AUTOMOBILE SERVICE ENTERPRISE

Considered a technology company service centers in terms of competitiveness, proposed measures to improve "rank" of the automobile service enterprise.

Keywords: *enterprise service, competitiveness, index, procedure.*

Автосервис — такая сфера деятельности, в которой всегда нужен некоторый "избыток квалификации" специалистов, т. е. её резерв на тот случай, когда в ремонт поступит такой автомобиль, с которым ещё никто не мог справиться. Чтобы иметь такой резерв, необходимо о нём постоянно заботиться. Другая присущая автосервису особенность состоит в том, что разнообразие операций, выполняемых на предприятиях, очень велико, особенно при условии универсальности в отношении обслуживаемых моделей и марок. Отсюда возникает потребность, во-первых, в технологической поддержке этих операций, а во-вторых, в профессиональной поддержке, т. е. в умении конкретного специалиста — слесаря, продавца, работника сервиса — самостоятельно обучаться.

Учитывая, что СТОА выполняет одновременно и довольно простые производственные функции, не требующие, по сравнению с другими сферами деятельности, большой подготовки, последняя задача ещё более усложняется. Практика показывает, что слесарь, не очень желает учиться даже тогда, когда ему это предлагают, а тем более не стремится самостоятельно обучаться. В этом его трудно упрекнуть, так как он поставлен в такие условия. Но руководитель в этих условиях должен помнить, что без постоянного обучения он не сможет располагать кадрами достаточной квалификации.

Предприятия автосервиса в глазах потребителей их услуг, как известно, неравноценны: в одни клиентам "не пробиться", а другие еле сводят концы с концами. Такое положение складывается стихийно. Однако его можно предсказать, например, используя рассматриваемую ниже методику, предложенную автором работы и позволяющую расчётным путем определить уровень конкурентоспособности каждого из таких предприятий.

В основе методики лежит средневзвешенный показатель, характеризующий качество продукции (услуг). Зная его значение для нескольких предприятий сервиса, не представляет труда, во-первых, сравнить эти значения с нормативом и, во-вторых, ранжировать предприятия с точки зрения уровня их относительной конкурентоспособности. То есть выполнить конкурсную оценку предприятий. Задачи такой оценки следующие: определить направления работы по устранению

недостатков в деятельности собственного предприятия; повысить качество предоставляемых услуг, а следовательно, его имидж в глазах потребителя.

Комплексный показатель $Пк_i$ определяется как минимум по каждому из параметров, приведённых в табл. 1 (хотя этот перечень при необходимости может быть расширен). Методика же определения конкурентоспособности предприятия сервиса сводится к следующему.

1. Комиссия из независимых специалистов оценивает (в баллах) значение каждого показателя $П$ для каждого из предприятий.

2. По формуле $П = \Sigma Пк_i Кв_i$ посчитывают комплексный показатель $П$ в целом по предприятию, т. е. определяют фактическую сумму набранных им баллов.

То же самое повторяют для всех других предприятий.

3. Полученные значения $П$ выстраиваются по мере уменьшения их значений.

4. Присваивается предприятию категория (I, II, и т.д.).

Очевидно, что самой сложной из этих операций является определение показателя $П$ по каждому из оцениваемых параметров. Методика решает эту проблему, предлагая формулу

$$Пк_i = \Sigma K_j Кв_j, \quad (1)$$

где $Кв_j$ — единичный показатель, характеризующий состояние j-го фактора, влияющего на комплексный показатель оцениваемого параметра (для всех составляющих оцениваемых параметров $K_j = 0, ..., 1$); K_j — коэффициент j-го фактора; $j = 1, 2, ... n$ — число факторов, влияющих на оцениваемый параметр.

Значения коэффициентов $Кв_j$ и $Кв_i$ весомости, входящих в эту формулу, берутся либо из научной литературы, либо назначаются экспериментальным путем (метод Дельфи, метод "мозговой атаки", метод априорного ранжирования и т.п.). Их примерные величины, установленные вторым способом, соответствующие табл. 1, приведены в табл. 2 соответственно.

$$K^i_{3-i} = K_{3-i} П_i, \quad (2)$$

где K_{3-i} — единичный коэффициент показателя оцениваемого параметра; $П_i$ — единичный показатель по оцениваемому параметру.

Рассмотрим в качестве примера две СТОА, имеющие по 21 рабочих (основных) постов и участков. По классификации станций они относятся к большим СТОА, т.е. к первой категории участников технического сервиса автомобилей.

Произведем расчет единичного показателя по формуле (2), взяв значения из табл. 2.

$$П^1_{3-1} = 25 \cdot 20 = 500; \quad П^2_{3-1} = 29 \cdot 20 = 580;$$

$$П^1_{3-2} = 36 \cdot 15 = 540; \quad П^2_{3-2} = 43 \cdot 15 = 645;$$

$$П^1_{3-3} = 4 \cdot 15 = 60; \quad П^2_{3-3} = 3 \cdot 15 = 45;$$

$$П^1_{3-4} = 15 \cdot 25 = 375; \quad П^2_{3-4} = 21 \cdot 25 = 525;$$

$$П^1_{3-5} = 3 \cdot 25 = 75; \quad П^2_{3-5} = 2 \cdot 25 = 50.$$

Тогда комплексный показатель двух СТОА определяется по формуле (1):

$$\Sigma П^1_i = 500 + 540 + 60 + 375 + 75 = 1550.$$

$$П^1_i = П^1_i \cdot Кв_3 = 1550 \cdot 0{,}20 = 310.$$

$$\Sigma П^2_i = 580 + 645 + 45 + 525 + 50 = 1845.$$

$$П^2_i = П^2_i \cdot Кв_3 = 1845 \cdot 0{,}20 = 369.$$

Как видно из расчетов, первая СТОА оценена в 310 баллов, а вторая — в 369. То есть по кадровому обеспечению вторая в 1,19 раза лучше обеспечена

Таблица 1

Оценочный показатель	Обозначение показателя	Коэффициент весомости показателя
Объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)	$Пк_1$	$Кв_1 = 0{,}14$
Техническая оснащенность	$Пк_2$	$Кв_2 = 0{,}24$
Кадровое обеспечение	$Пк_3$	$Кв_3 = 0{,}20$
Обеспеченность площадями	$Пк_4$	$Кв_4 = 0{,}11$
Технический контроль	$Пк_5$	$Кв_5 = 0{,}12$
Экологическая и санитарная безопасность	$Пк_6$	$Кв_6 = 0{,}10$
Выполнение экономических требований	$Пк_7$	$Кв_7 = 0{,}09$

Таблица 2

Наименование составляющих $П_{к3}$	Коэффициент весомости
Обеспеченность объекта автосервиса производственными рабочими	$K_{в3\text{-}1} = 20$
Число работающих	$K_{в3\text{-}2} = 15$
Число ИТР	$K_{в3\text{-}3} = 15$
Число аттестованных рабочих по профилю	$K_{в3\text{-}4} = 25$
Число ИТР, прошедших курсы повышения	$K_{в3\text{-}5} = 25$

по сравнению с первой по показателю кадровой составляющей. Однако это совсем не означает, что первая СТОА неконкурентоспособна. Она занимает свою нишу в оказании сервисных услуг за счёт повышения иных конкурентоспособных элементов и вполне может развиваться как самостоятельное предприятие.

Управление персоналом — это сложный процесс, от которого зависит уровень обслуживания предприятия и его конкурентоспособность. Этот процесс находится постоянно в развитии. В первой СТОА из нашего примера далеко несовершенны эти направления. Для более эффективной работы предприятия предлагаются способы повышения "ранга", то есть развития и подготовки персонала.

Нередко рыночная ситуация, характеризуемая формированием мощной конкурентной среды и, соответственно, борьбой за клиентов, требует привлечения специалистов. Или всё идет хорошо, но необходима разработка и внедрение нового проекта.

Основная проблема многих предприятий в том, что все люди "варятся в собственном соку", даже специалисты, высшей квалификации не могут взглянуть на ситуацию со стороны: влияние формальных и неформальных взаимоотношений, сложившихся между сотрудниками, психологические и целевые установки в работе и в отношениях с потребителями мешают выявить причины проблем и правильно поставить задачи, поэтому даже простые решения порой ускользают от них. Консультант же, в силу своей независимости, способен посмотреть на проблему с другой стороны.

Специализированные СТОА (в отличие от "универсальных", которых в России большинство) качественнее, быстрее и, в конечном итоге, дешевле выполнят периодически нужные работы: шлифовку коленвалов, хонингование цилиндров двигателей, логистику, сопровождение компьютерных систем, обучение персонала, маркетинговые исследования, реинжениринг бизнес-процессов и др. Для части же функций — привлекают специализированные фирмы в порядке аутсорсинга. Купить время консультантов — это в конечном итоге выйдет гораздо дешевле. Консультант не только предоставит необходимое время, но и уйдет по завершению проекта, хотя, при необходимости, может осуществлять дальнейшее сопровождение.

Консультант может обучать сотрудников в ходе работы с учётом специфики фирмы, подготовленности и восприимчивости обучаемых, объединяя самые разные темы, решая вместе с обучаемыми конкретные задачи. Образовательный эффект является самым важным в процессе консультирования.

Объём и сложность учебной подготовки определяются с ориентацией на обслуживание клиентов различных категорий. Процесс реализуется по трём направлениям. Во-первых, это курсы и семинары (вне предприятия); во-вторых, обучение непосредственно на предприятии; в третьих, самостоятельное обучение.

Курсы и семинары — оптимальный способ подготовки кадров, но он же — самый трудоёмкий и дорогой. Поэтому контингент обучаемых отбирают особенно тщательно. Потребность в проведении курсов или семинаров считается обоснованной, если для обучения требуются профессиональные преподавательские кадры, сложные демонстрационные модели, специальное учебное оборудование, обмен опытом и мнениями, прямое общение со слушателями для реализации стимулирующих импульсов, а также, если оправдаются затраты времени.

Курсы и семинары могут быть тематическими, посвященными актуальным проблемам, например: экономика и организация автосервиса или управление сотрудниками. Они ориентированы на руководителей автосервиса (сервис-менеджер, начальник сервисного цеха, мастер-приёмщик, уполномоченный по подготовке кадров). Курсы по устройству автомобилей и технологии ремонта проводятся для сотрудников сервисного цеха, в том числе мастеров, мастеров технического обучения и мастеров-приёмщиков.

Технические курсы обычно классифицируются по уровню подготовки слушателей следующим образом.

Начальная ступень — к обучению привлекаются новые работники или бывшие сотрудники предприятия, долгое время не работавшие с автомобилями соответствующих марок.

Повышение квалификации. Первая ступень.

Цель — обновление и расширение специальных знаний по общим ремонтным работам.

Тематика ориентирована на конкретные объекты ремонта, например, двигатель, системы питания и зажигания, коробка передач, кузов, электрооборудование, лакокрасочное покрытие.

Повышение квалификации. Вторая ступень.

Обучение рассчитано на высококвалифицированных работников. Слушателям прививается навык самостоятельной алгоритмизации диагностики. Тематика ориентирована исключительно на

рекламации клиентуры. Девиз обучения: "Четкая диагностика — залог успешного ремонта".

Поговорка "время — деньги" устарела. Сегодня время дороже денег. Предприятиям, даже крупным, невыгодно содержать специалистов всех необходимых для управления специальностей, владеющих методами и приёмами, необходимыми для решения возникающих периодически задач. Для разработки и реализации маркетинговых мероприятий, которые должны привести к значительному росту объёмов продаж, необходима информация, но содержать инфраструктуру сбора первичной информации исключительно для решения проблем одной фирмы, как правило, экономически нецелесообразно.

Хороший консультант — настоящая находка для предприятия, которому нужен свежий, "незамыленный" взгляд, новые идеи, концепции, подходы, не ангажированность консультантов во внутреннем раскладе сил и войнах различных кланов внутри предприятия. Немалую роль играет и относительная экономическая выгода использования консультанта. Отношения предприятий с консультантами могут быть самыми разнообразными. В одних случаях их даже приглашают работать на постоянной основе, но с теми же функциями — консультировать. В других создают "проектно-исследовательские группы", когда для решения той или иной задачи привлекают внутренних работников и консультантов со стороны, которые этими работниками концептуально руководят и следят, чтобы те не растворились "в текучке", которая характерна для деятельности любого коммерческого предприятия.

В заключение нельзя не отметить, что деятельность предприятия автосервиса "прикидочно" можно оценивать и по статистическим данным, приведённым в научно-технической литературе [1]. Они говорят о том, что эту деятельность можно считать вполне успешной, если она соответствует следующему условию: среднегодовая текучесть кадров — 10...12 %.

Если параметр попадает в приведённый выше диапазон, то деятельность предприятия автосервиса можно считать успешной, т.е. рентабельной. Если же те или иные из параметров в приведённый диапазон не укладываются, то это не только сигнал о неэффективности функционирования предприятия, но и программа исправления создавшегося положения путём корректировки этих параметров с помощью организационных, финансовых и иных мер.

Литература

1. Грибут И.Э., Артюшенко В.М., Мазаева Н.П. и др. Автосервис. Станции Технического Обслуживания Автомобилей: учебник / под ред. В.С. Шуплякова, Ю.П. Свириденко. М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. — 480 с.

-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—ДЕКАБРЕ 2016 Г.

(По информации ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

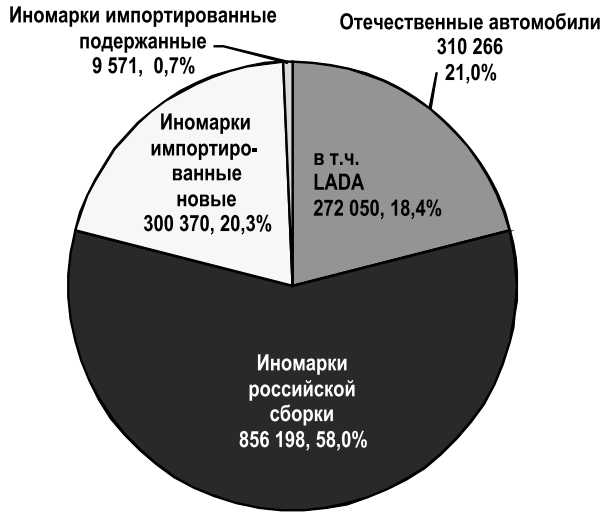
РЫНОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Оптовые продажи легковых автомобилей в январе—декабре 2016 года сократились на 10,3 % по отношению к январю—декабрю 2015 года и составили 1324,0 тыс. единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—декабре 2016 и 2015 годов выявляет сокращение абсолютных объемов продаж во всех сегментах рынка, кроме роста импорта подержанных машин. В отношении занимаемых долей рынка можно отметить расширение занимаемых долей в сегментах зарубежных моделей российской сборки и подержанных машин, при сужении рыночной доли в сегменте импорта новых машин.

Продажи отечественных автомобилей в январе—декабре 2016 года снизились на 10,4 % до 278,1 тыс. ед., а их рыночная доля сохранилась на уровне 21,0 %. Оптовые продажи автомобилей ВАЗ в 2016 г. снизились на 1,7 %, а их доля выросла с 18,4 до 20,2 %. Продажи иномарок российской сборки занимают доминирующее положение на рынке легковых автомобилей, при этом их продажи снизились на 7,0 % до 796,5 тыс. ед., а их доля увеличилась с 58,0 до 60,2 %. Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и иномарок), увеличилась с 79,0 до 81,2 % в январе—декабре 2016 года.

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ

Январь-декабрь 2015 г.



Весь рынок – 1 476 405 ед. (100%)

Январь-декабрь 2016 г.

Весь рынок – 1 323 978 ед. (100%) (-10,3%)

Продажи новых автомобилей зарубежного производства сократились на 23,5 % до 229,6 тыс. ед., а их доля на рынке уменьшилась с 20,3 % в январе—декабре 2015 г. до 17,3 % по итогам 2016 г. Ввоз подержанных машин импортерами вырос в 2,1 раза до 19,8 тыс. шт., его доля на рынке в 2016 г. выросла с 0,7 % до 1,5 %.

Для справки:

1. По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объем дилерских продаж новых легковых и легких коммерческих автомобилей в России в январе—декабре 2016 года составил 1 425 791 ед., что на 11,0 % меньше, чем в январе—декабре 2015 года (1 602 110 ед.);

2. Импорт легковых автомобилей физическими лицами, не принимаемый в расчет рынка, составил в январе—декабре 2016 года 18 531 ед. против 31 271 ед. годом ранее; из них на подержанные автомобили пришлось 16 846 ед. и 28 634 ед. соответственно.

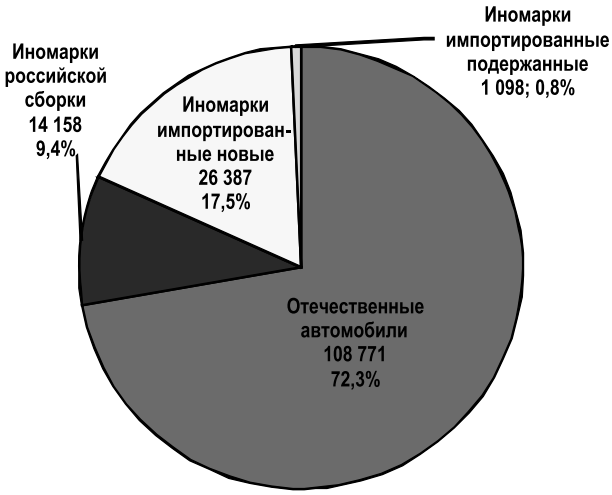
РЫНОК ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, ВКЛЮЧАЯ МАЛОТОННАЖНЫЕ

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ

Январь-декабрь 2015 г.

Весь рынок – 137 117 ед. (100%)

Январь-декабрь 2016 г.



Весь рынок – 150 414 ед. (100%) (+9,7%)

Примечание: в расчет рынка включены данные импорта автобусов по ГТД и ТПО.

РЫНОК АВТОБУСОВ, ВКЛЮЧАЯ МИКРОАВТОБУСЫ

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА АВТОБУСОВ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ

Январь-декабрь 2015 г.

Весь рынок – 36 078 ед. (100%)

Январь-декабрь 2016 г.

Весь рынок – 44 441 ед. (100%) (+23,2%)

Примечание: в расчет рынка включены данные импорта автобусов по ГТД и ТПО.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.4

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК СОЕДИНИТЕЛЬНОЙ РАМЫ ГРУЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ

Д-р техн. наук **ГЛАДОВ Г.И.**, канд, техн. наук **ПРЕСНЯКОВ Л.А.**
МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ (ГТУ)

В статье рассматривается способ расчета параметров соединительной рамы автопоезда.

Ключевые слова: *грузовая платформа, соединительная рама, зазор между поверхностью рамы и дорогой.*

Gladov G.I., Presnyakov L.A.

CALCULATION OF THE CHARACTERISTICS OF THE CONNECTING FRAME OF THE LOADING PLATFORM

Abstract: the article discusses the method of calculating the parameters of the connecting frame of the vehicle.

Keywords: *loading platform, connecting frame, the clearance between the surface of the frame and the road.*

Грузовая платформа с соединительной рамой может быть выполнена как одиночное транспортное средство — моноплатформа (рис. 1), либо состыкованной с другими аналогичными модулями продольно и (или) поперечно [2, 3]. Однако в любом случае одной из задач, представляющих практический интерес для разработчиков автопоездов, является расчет длины соединительной рамы $L_р$ (рис. 2), необходимого зазора между рамой и тележкой Δ_1, просвета между рамой и поверхностью дороги $\Delta_р$ [4]. Эти размеры должны обеспе-

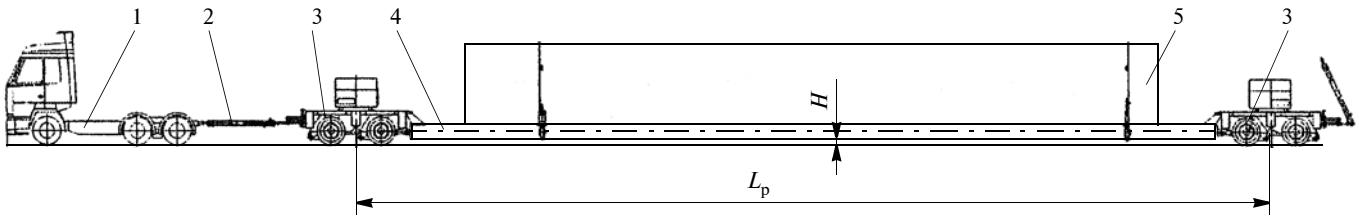


Рис. 1. Схема автопоезда с грузовой платформой:
1 — тягач; *2* — сцепное устройство; *3* — тележка; *4* — соединительная рама грузовой платформы; *5* — груз

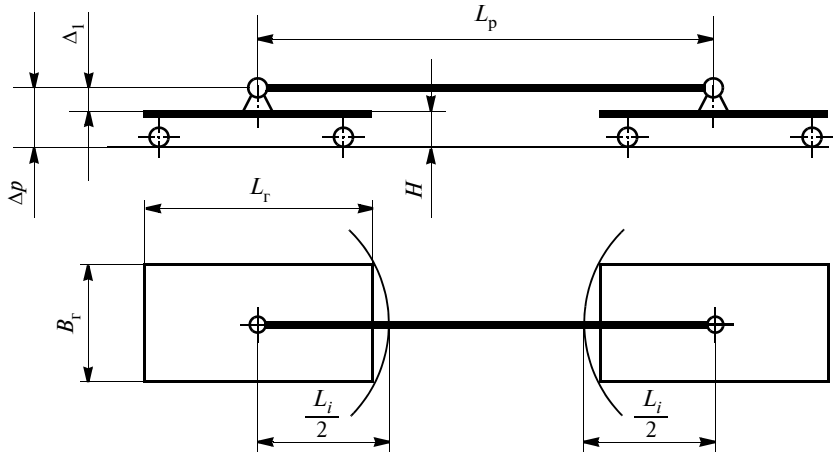


Рис. 2. Схема грузовой платформы

чить движение автопоезда в любых условиях — на поворотах, подъемах, спусках.

Из рис. 2. следует, что длина соединительной рамы не может быть менее L_i, то есть: $L_р > L_i$, где $L_i = \sqrt{L_r^2 + B_r^2}$. Зазор между рамой и тележкой Δ_1 можно определить, воспользовавшись известной формулой [1], позволяющей оценить величину максимального хода колеса в зависимости от профиля опорной поверхности, подставив в неё $\tau = L_i$, $T = L_р$, а дорожный просвет под рамой определяется подстановкой: $\tau = L_р/2$, $T = L_р$. В результате получим соответственно формулы 1 и 2, приведенные в таблице. В случае плоской соединительной рамы очевидно соотношение 3.

Введя относительный параметр $\bar{L}_р = L_р/L_i$ и используя формулы 1 и 2, получим уравнение 4. Вычислив его правую часть и определив величину $L_р$, находим допустимую максимальную длину рамы L_a по формуле 5. Однако достаточно точно рассчитать L_a можно и по формуле 6.

Полученные зависимости позволяют гарантировать "вписываемость" грузовой платформы в продольный профиль дороги. То есть соответствие ее геометрических параметров соотношению 7.

№	Формула	Примечания
1	$\Delta_1 = 3\sqrt{2\pi K_h L_i\left(1 - \frac{L_i}{L_p}\right)}$	K_h — константа уровня спектральной плотности профиля дорожного полотна; $L_i = \sqrt{L_r^2 + B_r^2}$
2	$\Delta_p = 3\sqrt{\frac{\pi}{2} K_h L_p}$	—
3	$\Delta_p = H + \Delta_1$	—
4	$\sqrt{\bar{L}_p} - 2\sqrt{\frac{\bar{L}_p - 1}{\bar{L}_p}} = \frac{H}{3\sqrt{\frac{\pi}{2} K_h L_i}}$	$\bar{L}_p = \frac{L_p}{L_i}$
5	$L_a = \bar{L}_p L_i$	—
6	$L_a = 1{,}77 H\sqrt{\frac{L_i}{K_h}} + 2L_i$	—
7	$L_i < Lp < L_a$	—

Литература

1. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография / под ред. д-ра техн. наук, профессора Б.Н. Белоусова. — М.: Агроконсалт, 2013. — 612 с.
2. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования. / М.С. Высоцкий [и др.]. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1995. — 256 с.
3. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции: Учебник для вузов / под ред. Г.И. Гладова. — М.: ИКЦ: "Академкнига", 2004. — 320 с.

4.Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учебник для вузов / под ред. Г.И. Гладова. — М.: ИКЦ: "Академкнига", 2006. — 215 с.

УДК 621.43.038:621.314

УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ МАГНИТНЫМ РЕКУПЕРАТИВНЫМ АМОРТИЗАТОРОМ

Д-р техн. наук, проф. **САРБАЕВ В.И.**,
канд. техн. наук, проф. **ГАРМАШ Ю.В.**,
БЛИННИКОВА Л.Г., **ВОЛКОВ С.Г.**
Московский политехнический университет (МАМИ),
РВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова,
Современный технический университет (Рязань)

Предлагается устройство управления магнитным рекуперативным амортизатором с регулируемыми характеристиками. Принцип действия магнитного амортизатора основан на появлении ЭДС индукции в катушке индуктивности, намотанной на каркасе, расположенном по оси движения поршня амортизатора, имеющего постоянный магнит. Часть тепловой энергии, выделяемой при перемещении поршня амортизатора, используется для подзарядки аккумуляторной батареи. В статье предложено устройство на основе микроконтроллера, импульсного преобразователя параметров электрической энергии и энкодера, позволяющее преобразовать напряжение от катушки индуктивности и получить уровень напряжения, оптимальный для заряда батареи, а также регулировать характеристику амортизатора в зависимости от величины подрессоренной массы автомобиля.

Ключевые слова: *амортизатор, катушка индуктивности, магнитное поле, микроконтроллер, импульсный преобразователь параметров электрической энергии, энкодер.*

Sarbaev V.I., Garmash. Y.V., Blinnikova L.G., Volkov S.G.

THE CONTROL DEVICE OF THE MAGNETIC REGENERATIVE SHOCK ABSORBER

Offers a device control a magnetic regenerative shock absorber with adjustable characteristics. Principle magnetic shock absorber based on the appearance of the induced EMF in the coil wound on the frame, located along the axis of movement of the piston of the shock absorber having a permanent magnet. Part of the heat energy generated by the movement of the piston of the shock absorber, is used to charge the battery. The paper proposed a device based on microcontroller, a pulse converter parameters of electric power and encoder allows to obtain the voltage level that is optimal for the battery, and adjusting the characteristic of the shock absorber depending on the magnitude of the sprung mass of the vehicle.

Keywords: *a shock absorber, the coil of inductance, a magnetic field, microcontroller, the pulse converter of parameters of electric energy, encoder.*

В подвесках современных автомобилей, как известно, применяются в основном гидравлические амортизаторы, осуществляющие гашение колебаний путём преобразования механической энергии в тепловую за счёт внутреннего трения жидкости. Но в последние годы появляются и амортизаторы, основанные на новых принципах работы, например, амортизаторы-генераторы, способные преобразовывать механическую энергию колебаний в энергию электрическую, которую затем можно использовать, скажем, для подзарядки аккумуляторной батареи, что позволяет на 2...10 % снизить расход топлива автомобилем, а значит, улучшить экологическую обстановку, особенно в крупных городах. Пример тому — модель рекуперативного амортизатора, предложенная специалистами университета Стоуни-Брук (США): её испытания показали, что такой амортизатор при движении автомобиля со средней скоростью 75 км/ч [1] экономит по сравнению с автомобилем, оснащённым гидравлическими амортизаторами, от 2 до 8 Ватт мощности ДВС. Однако многие специалисты считают, что для настоящего времени наиболее приемлемы амортизаторы с регулируемыми характеристиками (регулируемые или электронно-управляемые) с ручной или автоматической настройкой под конкретные дорожные условия или режим движения. Поэтому авторы данной статьи занялись ими.

Проанализировав положение с такими амортизаторами, они установили, что электронно-управляемые амортизаторы действительно можно разделить, как это предлагается в работе [2], на три группы: с электронной регулировкой, где блок управления подвеской подаёт соответствующие сигналы на установленные на амортизаторе электрические клапаны (такие амортизаторы выпускает фирма "Монро"); с магнитной регулировкой, где в рабочей жидкости содержатся металлические частицы, которые при магнитном воздействии на жидкость изменяют его характеристики (фирма "Дельфи"); с регулировкой воздушного подпора, когда на автомобиле предусмотрена специальная пневмосистема, к которой подключён каждый амортизатор, и подаваемое на него давление может меняться по команде блока управления или водителя (фирма "Ранчо"). Но в настоящее время наиболее активно разрабатываются именно магнитные амортизаторы [3, 4], которые проще других по устройству. Поэтому авторы на них и остановили своё внимание, разработав устройство электронного управления, которое позволяет с достаточной точностью, плавностью и оперативностью регулировать силу сопротивления данного амортизатора, т. е. существенно влиять на снижение уровня колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля и, таким образом, повышать плавность его хода. При этом исходили из следующих соображений.

Принцип действия магнитного амортизатора основан на появлении ЭДС индукции в катушке индуктивности, которая намотана на каркасе, расположенном по оси движения поршня, имеющего встроенный постоянный магнит. При этом на штоке амортизатора возникает сила сопротивления, которую можно подсчитать по формуле: $F = k\dot{z}$, где $\dot{z} = v_{\text{п}}^{m}$ — скорость перемещения поршня в цилиндре; m — показатель степени, определяемый конструкцией и режимом работы дрос-

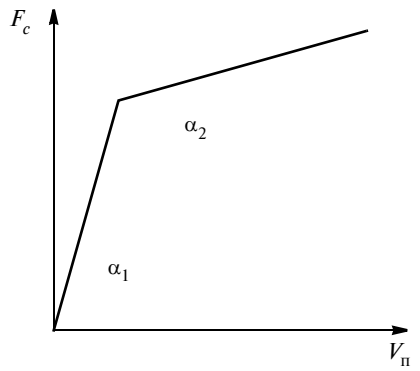


Рис. 1

сельной и клапанной систем амортизатора, k — коэффициент сопротивления.

Сложившиеся в настоящее время взгляды на формирование характеристик амортизаторов, т. е. зависимости силы сопротивления движению поршня от скорости его перемещения, предусматривают их несимметричность при ходах сжатия и отбоя. Причём эта сила при ходе отбоя должна быть в 2...5 раз большей, чем при ходе сжатия, т. е. $F_{от} = (2 \div 5)F_{ск}$ [5]. Кроме того, несимметричность характеристик рекомендуется закладывать тем меньшую, чем лучше дорожные условия и меньше неподрессоренная масса автомобиля.

Требуемую несимметричность характеристики гидравлических амортизаторов обеспечивают путём подбора размеров и конфигурации сечений дроссельных отверстий, а также жёсткостью упругих элементов клапанов сжатия и отбоя. Эта характеристика показана на рис. 1. Как видно, она представляет собой две прямые, точка пересечения которых соответствует моментам открытия клапанов сжатия и отбоя. У современных амортизаторов данные клапаны открываются при скоростях поршня, равных 0,3...0,5 м/с.

Как свидетельствует практика, выполнить с помощью механических устройств предъявляемые к характеристике амортизатора требования, особенно перечисленные выше, крайне сложно. Здесь-то и нужны системы автоматического регулирования ЭДС, наводимой в катушке индуктивности поршнем-магнитом амортизатора. Дело в том, что необходимую автомобилю мощность $N_а$ гидравлического амортизатора можно рассчитать по формуле: $N_a = F_c v_n$. Или, что то же самое, по формуле $N_e = \mathrm{tg}\alpha\, v_п^2$. Электрическую же мощность P_a магнитного амортизатора, равную N_a, даёт формула $P = EI$. Или, учитывая, что ЭДС индукции пропорциональна скорости перемещения поршня $\left(E = -\frac{d\Phi}{dt} = kv_п\right)$ — формула $P_e = kv_п I$. То есть получается, что сила сопротивления электромагнитного амортизатора пропорциональна силе тока ($F_c = kI$). Это означает: изменяя силу тока, можно регулировать силу сопротивления амортизатора, адаптировав его тем самым к условиям движения, типу и массе автомобиля.

Для успешной реализации данного вывода нужно одно: создание электрической схемы, способной оптимизировать преобразование энергии и регулировать характеристики амортизатора. А это уже, как говорится, дело техники, что авторы и доказали, разработав устройство, функциональная электрическая схема которого приведена на рис. 2.

Сердцем данного устройства являются две трубки: тонкая магнитная, которая набрана из магнитных колечек, разделённых магнитопроницаемыми прокладками, и скользит внутри большой полой пластиковой трубки-катушки *9*, представляющей собой катушку индуктивности, намотанную из медного провода. Кроме того, в состав устройства входят: диодный мост *8*; диод *7*; мощный ключ *5* на полевом транзисторе; конденсатор *6*, микроконтроллер *4*, импульсный преобразователь *3* параметров электрической энергии и энкодер *2*, преобразующий перемещение корпуса автомобиля относительно корпуса амортизатора. Питается это устройство от бортовой сети *1* и работает следующим образом.

При движении автомобиля поршень амортизатора перемещает внутреннюю трубку относительно внешней полой трубки-катушки *9*. При этом в обмотке наводится ЭДС индукции, которая выпрямляется мостом *8* и через диод *7* поступает на конденсатор *6* (величина этой ЭДС определяется, как сказано выше, скоростью движения поршня). Выпрямленная ЭДС поступает на третий вход микроконтроллера *4*. При этом излом амортизаторной характеристики при скорости движения

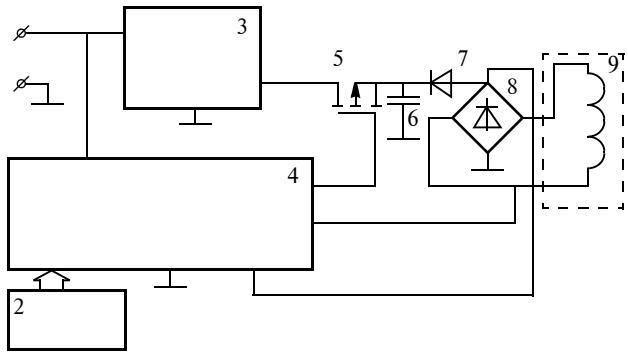


Рис. 2

поршня ~0,5 м/с задаётся прошивкой микроконтроллера, переход от характеристики сжатия к характеристике отбоя — знаком ЭДС, прикладываемой ко второму входу микроконтроллера.

Фактическая подрессоренная масса, приходящаяся на колесо, учитывается с помощью энкодера *2*, преобразующего перемещение корпуса автомобиля относительно корпуса амортизатора. При этом код, соответствующий перемещению, он выдаёт на первый сигнальный вход микроконтроллера, и если величина ЭДС трубки-катушки не изменяется (равна нулю) в течение некоторого времени (~1 мин.), т. е. автомобиль неподвижен, то микроконтроллер записывает эту информацию и вырабатывает ШИМ сигнал, который управляет работой мощного ключа *5*, регулирующего отбор мощности от трубки-катушки. Таким образом обеспечивается необходимая амортизаторная характеристика. Выход этого ключа подключен ко входу импульсного преобразователя *3* параметров электрической энергии, выходной уровень напряжения которого оптимален для заряда аккумуляторной батареи. Схема данного преобразователя в принципе может быть любой из известных, но в рассматриваемом устройстве она соответствует пат. № 162488, РФ.

Таким образом, авторам удалось разработать устройство, превращающее неуправляемый магнитный амортизатор в управляемый, более того, адаптируемый к условиям работы: изменяя силу тока, отбираемого от катушки амортизатора, оно позволяет регулировать силу сопротивления амортизатора, т. е. получить адаптивную подвеску, автоматически учитывающую нагрузку на колесо. Кроме того, оно делает данный амортизатор способным рекуперировать энергию, следовательно, уменьшать расход топлива автомобилем.

Литература

1. Lei Zuo et al. Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicles suspensions [Электронный ресурс], — http://www.physorg.com — статья в Интернете.
2. Электронно-управляемые амортизаторы [Электронный ресурс], — http://www.drive2.ru — статья в Интернете.
3. Григорчук В.С. Магнитный амортизатор. Патент РФ 2298118. МПК F16F6/00, 27.04.2007.
4. Цыганов А.В., Гусев Е.П., Ковалев В.В. Магнитный амортизатор. Патент РФ 2286491 МПК F16F6/00, F16F9/34, 27.10.2006.
5. Добромиров В.Н. Конструкции амортизаторов: учебное пособие / В.Н. Добромиров, А.В. Острецов. — М.: МГТУ "МАМИ", 2007. — 47 с.

УДК 629.3.027.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ БУФЕРОВ ХОДА ОТБОЯ АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **ЧЕРЕПАНОВ Л.А.**, **ГОРДЕЕВ Д.А.**
Тольяттинский ГУ, "СААЗ Комплект"

Рассматривается способ определения характеристик ограничителей хода отбоя подвески легкового автомобиля, используемых в конструкции амортизаторов, их динамическая схема и математическое описание.

Ключевые слова: *буфер отбоя, амортизатор, упругая характеристика, скоростная характеристика, сухое трение, мягкий буфер, гидравлический буфер, пружинный буфер.*

Cherepanov L.A., Gordeev D.A.

EXPERIMENTAL CHARACTERISTICS DEFINITION OF HUNG UP SUSPENSION TRAVEL LIMITER OF THE CAR USED IN BUMPERS CONSTRUCTION

Considered method of experimental characteristics definition of hung up suspension travel limiter of the car used in bumper construction, its dynamic scheme and math description.

Keywords: *rebound buffer, bumper, elastic characteristic, velocity characteristic, dry friction, soft buffer, hydraulic buffer, spring buffer.*

Рассмотренная в предыдущей статье (см. "АП", 2017, № 1) технология получения информации, доведённой изготовителем автокомпонентов до разработчиков автомобилей с тем, чтобы они могли применить её при создании новых АТС по принципу "детского конструктора", пригодна не только для простейших автокомпонентов, но и автокомпонентов любой сложности. Это легко доказать, если рассмотреть ограничители хода сжатия и отбоя (буферы).

В амортизаторах современных легковых автомобилей применяют три типа этих буферов: упругие, гидравлические и комбинированные. При этом первые и вторые имеют по две разновидности — мягкие и пружинные, а также с дросселем постоянного и переменного проходного сечения соответственно.

Оба варианта упругих буферов предназначены для снижения силы ударов при пробоях подвески на ходе отбоя за счёт своей упругой деформации, т. е. для преобразования кинетической энергии неподрессоренной массы в потенциальную энергию деформации рабочего элемента буфера. При этом в *"мягком" буфере* данный элемент изготовлен из эластомера — полиуретана или резины (рис. 1), которые, как известно, обладают набором свойств, таких как гистерезис, зависимость механических свойств от скорости нагружения образца, циклическая прочность, способность к релаксации напряжений и ползучесть. Но из-за трёх последних свойств мягкие буферы применяют только в амортизаторах с непостоянно вклю-

ченным буфером. Следовательно, влияние данных свойств на поведение автомобиля можно не учитывать. То есть мягкий буфер отбоя, как и буфер сжатия, можно представить в виде параллельно работающих сил, но не двух, а трёх: упругого $P_{упр}$ и диссипативного $P_{дис}$ элементов, усилие которого зависит от скорости нагружения, а также элемента, состоящего из последовательно соединённых упругого ($P_{уп}$) элемента и сухого трения ($P_{тр}$) (рис. 2). Откуда следует, что при определении значений каждого из этих усилий, в случае вступления буфера в работу, ползучесть материала и релаксацию напряжений необходимо как-то учитывать. Однако этого можно избежать: например, влияние ползучести материала при снятии характеристик буфера можно исключить, если определить время восстановления геометрических параметров рабочего элемента после снятия с него нагрузки. Что авторы и сделали. В итоге оказалось, что до полного восстановления формы рабочего элемента, выполненного как из полиуретана, так и резины, требуется 360 с. Следовательно, для определения характеристик мягкого буфера между циклами испытания необходимо выдерживать паузу не менее 360 с.

Для исключения же влияния релаксаций напряжений необходимо осуществлять как можно более быстрый переход от режима нагрузки к режиму разгрузки, что, как известно, хорошо обеспечивает треугольный режим нагружения, который авторы применили и в случае буфера сжатия.

Для определения статических упругого и диссипативного свойств буфера отбоя необходимо осуществить его деформацию в прямом и обратном направлениях с постоянной и возможно меньшей (~0,1 мм/с) скоростью.

Все вышеперечисленные операции выполнены на сервогидравлическом стенде, в состав которого входят исполнительный привод (гидроцилиндр фирмы IST), контроллер фирмы "Инстрон", тензодатчик для определения усилий сопротивления, датчик перемещения для замера деформации рабочего элемента и компьютер. Результаты выполненных с его помощью измерений представлены на рис. 3 и 4. На первом из них — упругая составляющая $P_{уп}$ буфера, полученная усреднением ветвей нагрузки и разгрузки статической характеристики, а на втором — сила $P_{тр}$ сухого трения, полученная путём усреднения разности ветвей нагрузки и разгрузки статической характеристики.

Упругая характеристика узла с сухим трением определялась как разность между обратной ветвью статических характеристик (на различных ходах) и упругой характеристикой мягкого буфера.

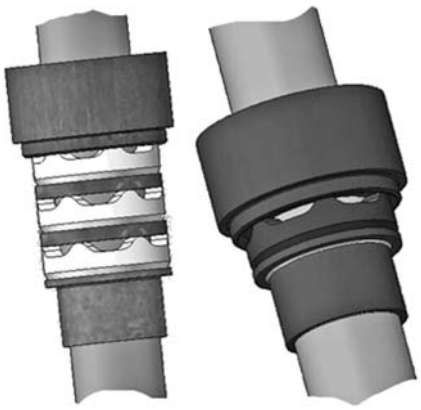


Рис. 1. Конструкции мягких буферов

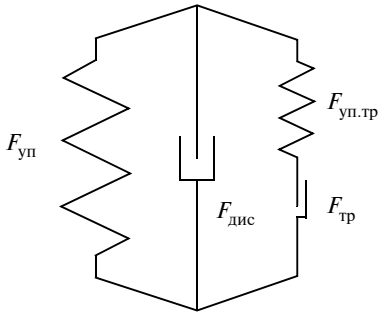


Рис. 2. Динамическая модель мягкого буфера

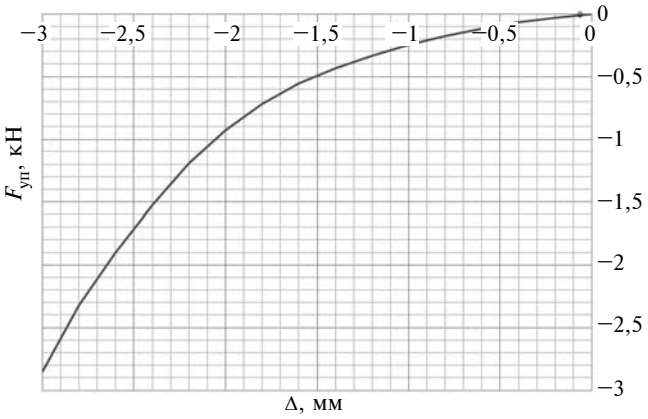


Рис. 3. Упругая характеристика мягкого буфера

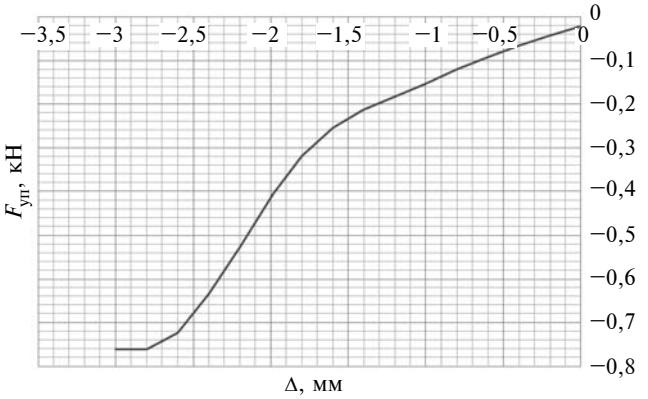


Рис. 4. Зависимость сухого трения мягкого буфера от его деформации

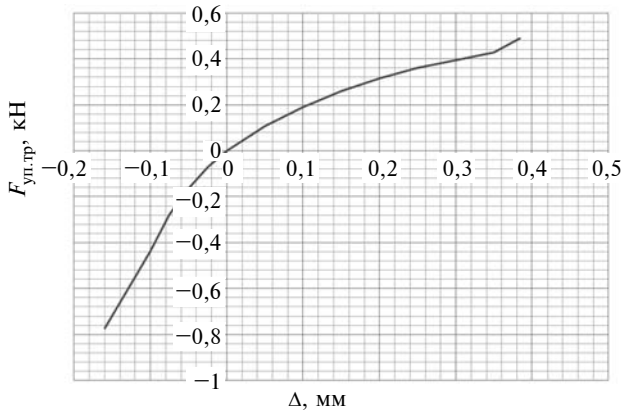


Рис. 5. Упругая характеристика элемента мягкого буфера с сухим трением

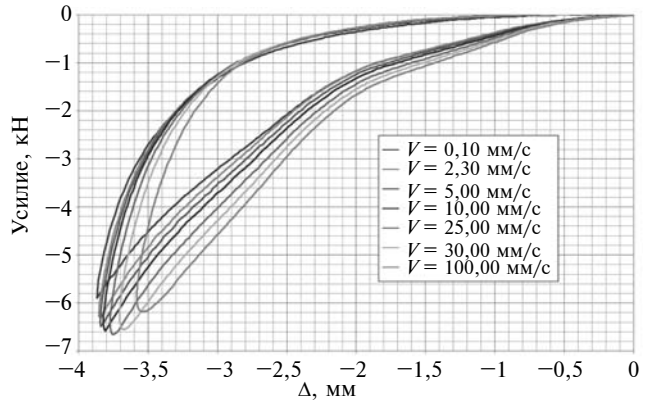


Рис. 6. Зависимость силы сопротивления мягкого буфера от его деформации, её направления и скорости нагружения

Как оказалось, эти характеристики при разных деформациях мало отличаются друг от друга. Следовательно, упругую характеристику данного узла можно считать одной и той же для любого нагруженного состояния буфера (рис. 5).

Для определения диссипативного усилия $P_{дис}$, зависящего от скорости деформации буфера, необходимо нагрузить, а затем разгрузить мягкий буфер по треугольному закону с различными скоростями, обязательно соблюдая упомянутые выше паузы между испытаниями, т. е. исключить влияние ползучести материала. Полученные таким образом диаграммы для скоростей нагружения, равные 0,1; 2,5; 5; 10; 25; 50 и 100 мм/с, приведены на рис. 6, из которого видно, что усилие сопротивления деформации буфера на ходе нагружения зависит от скорости, а разгрузка же, наоборот, от её скорости практически не зависит. То есть скоростная составляющая проявляется только на участке нагрузки. Отсюда следует, что для определения скоростной диссипативной составляющей необходимо найти разность между нагрузочной ветвью статической характеристики и нагрузочной ветвью характеристики на определенной скорости. Зависимость этой разности, т. е. скоростной составляющей буфера отбоя при разных деформациях, представлена на рис. 7.

Приведённые рисунки представляют собой характеристики, полностью описывающие работу мягкого буфера. Они позволяют смоделировать его работу на различных режимах. Например, на рис. 8 представлен результат моделирования и фактические данные на режиме "ход — 2,5 мм, нагружение — синусоидальное с частотой 5 Гц", из которого видно, что эти характеристики практически идентичны. Таким образом, можно сказать, что данные, полученные в процессе работы, полностью описывают работу мягкого буфера; математическая модель адекватна.

Теперь о пружинных буферах. Они упругие, с рабочим элементом в виде витой пружины (рис. 9). Чтобы определить характеристику данной пружины, очевидно, необходимо её деформировать и записать возникающее с её стороны усилие сопротивления. Это и будет упругая характеристика пружинного буфера, которая полностью описыва-

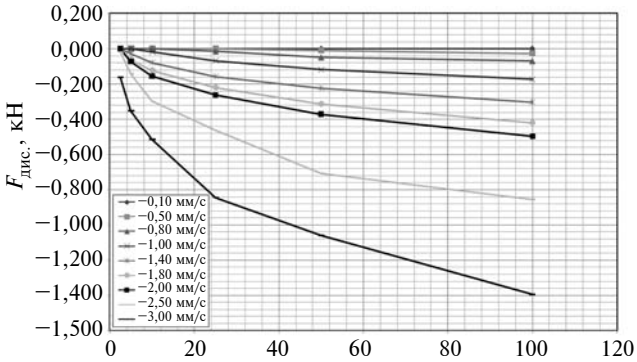


Рис. 7. Зависимость диссипативного усилия от скорости и деформации буфера

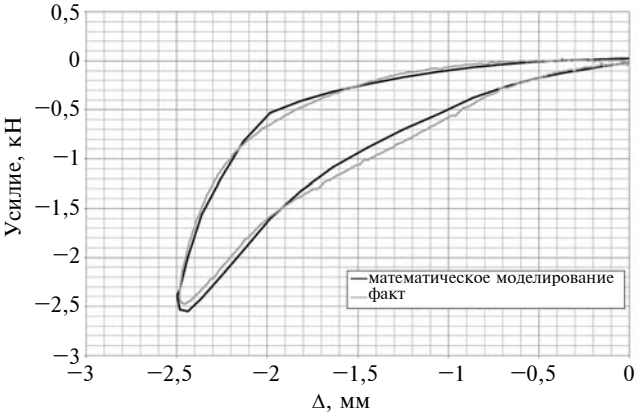


Рис. 8. Гистерезис мягкого буфера на режиме "ход 2,5 мм, синусоидальное нагружение с частотой 5 Гц", полученный расчётом и экспериментально

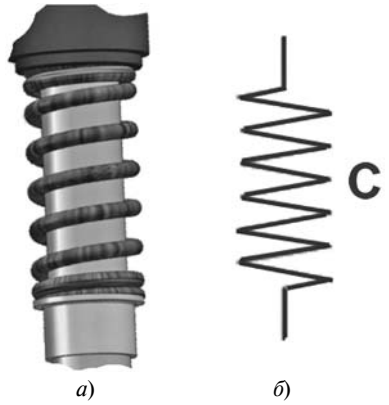


Рис. 9. Конструкция (а) и динамическая модель (б) пружинного буфера

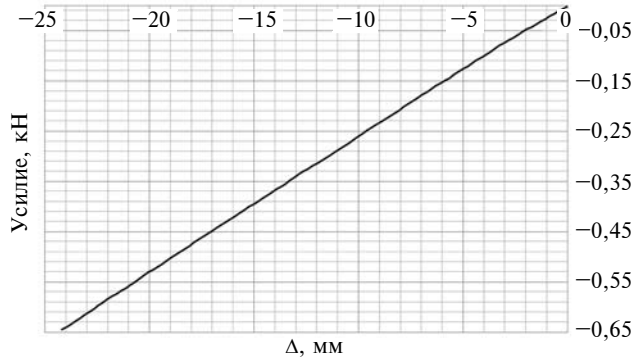


Рис. 10. Упругая характеристика пружинного буфера

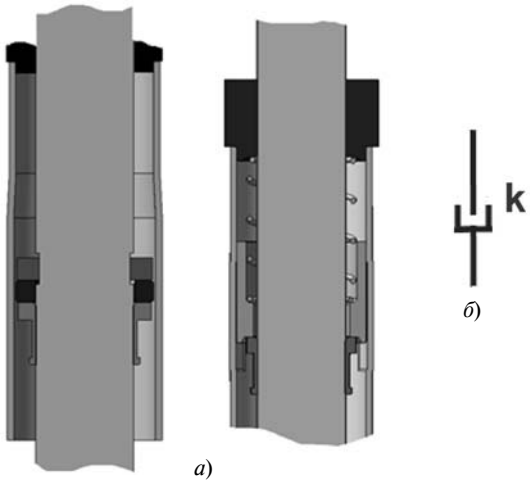


Рис. 11. Конструкция гидравлического буфера (а) и его динамическая модель (б)

ет его работу (рис. 10). Она не зависит ни от направления, ни от скорости нагрузки.

Гидравлический буфер снижает силу удара при пробоях подвески на ходе отбоя за счет гидравлического сопротивления, которое возникает при движении жидкости из камеры, образованной рабочим цилиндром, поршнем буфера и направляющей втулки штока амортизатора, через дросельные каналы и кольцевые зазоры (рис. 11). При этом дроссели, как упоминалось выше, могут иметь либо постоянное, либо переменное проходное отверстие, поэтому в первом случае гидравлические характеристики буфера от положения поршня в рабочей камере не зависят, а во втором — зависят. Однако от скорости перемещения поршня зависят в обоих случаях. Поэтому для описания работы гидравлического буфера необходимо получить зависимость усилия сопротивления от скорости перемещения поршня (скоростная характеристика). Удобнее всего это делать, воспользовавшись диаграммами "ход—усилие", которые легко снимаются при циклическом треугольном законе нагружения для каждого значения скорости движения поршня.

При этом для буферов с постоянным дросселем достаточно перестроить диаграммы "ход—усилие" (рис. 12) в диаграммы "скорость—усилие" (рис. 13), а для буферов с переменным дросселем (рис. 14) — серию таких диаграмм, т. е. диаграмм для различных положений поршня (рис. 14). Как видно из этих рисунков, сила F_i гидравлического сопротивления буфера в обоих случаях практически линейно зависит от скорости движения поршня. То есть её можно посчитать по формуле $F_i = k_i V$, где k_i —

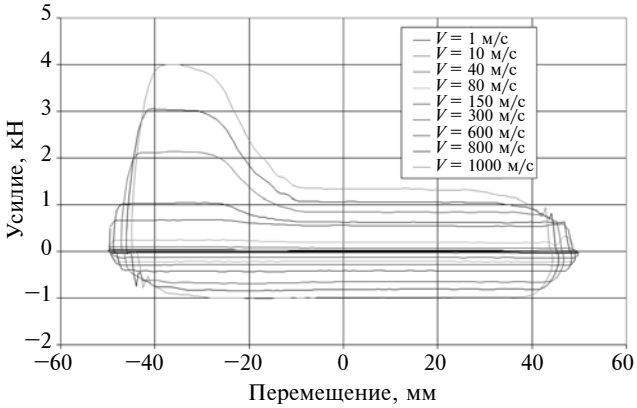


Рис. 12. Характеристика амортизатора с гидравлическим буфером с постоянным дросселем

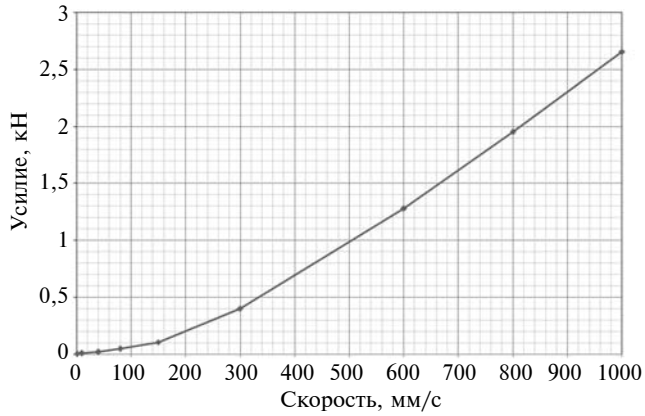


Рис. 13. Скоростная характеристика гидравлического буфера с постоянным дросселем

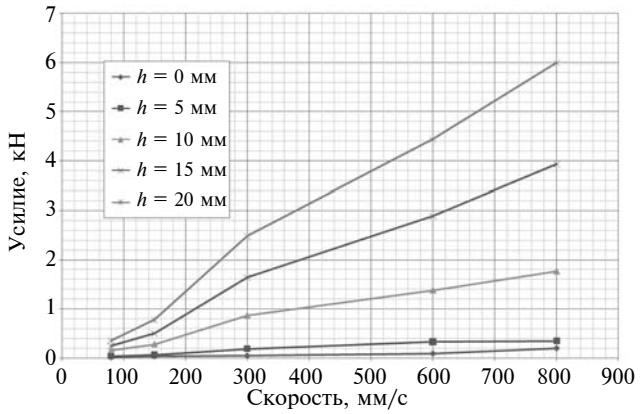


Рис. 14. Скоростная характеристика буфера с переменным дросселем

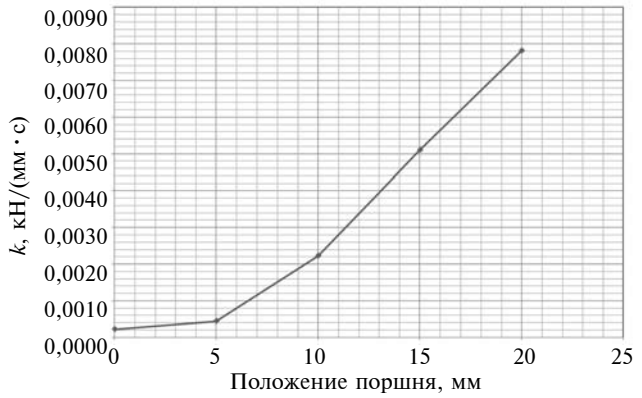


Рис. 15. Зависимость коэффициента демпфирования гидробуфера от положения поршня

коэффициент демпфирования; V — скорость поршня; i — номер участка работы гидробуфера.

Значение коэффициента k демпфирования для каждого участка постоянное, что позволяет построить зависимость k от положения L поршня (рис. 15).

Комбинированный буфер содержит в своей конструкции как элементы упругих, так и элементы гидравлических буферов. Его характеристики снимаются для каждого элемента отдельно — так, как это рассмотрено выше. Затем эти характеристики геометрически суммируются. В итоге получается рабочая характеристика.

Рассмотренные примеры — частные. Но применённая в них идея носит самый общий характер, т. е. она применима к любому автокомпоненту и сводится к определению тех основных характеристик автокомпонента, которые нужно знать разработчику новых моделей и модификаций АТС. Её использование выгодно всем: производителю автокомпонентов (позволяет расширить круг потребителей его продукции); разработчикам АТС (позволяет приобретать автокомпоненты, соответствующие проектируемым АТС, а не требующие "подгонки", как это происходит в случае автокомпонентов зарубежного производства) и государству (позволяет повысить уровень локализации производства автокомпонентов со всеми вытекающими последствиями — ростом занятости населения, объёмов налоговых сборов и т. д.).

УДК. 629.11.012.813

УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЕ ТЯГОВО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО ЛЕГКОВЕСНОГО АВТОПОЕЗДА

Д-р техн. наук **СЛИВИНСКИЙ Е.В.**
ЕГУ имени И.А. Бунина (47467.4-22-75)

Рассматривается конструкция перспективного сцепного устройства, предназначенного для легковесных автопоездов, и приведены результаты расчётов по обоснованию эффективности его использования в практике.

Ключевые слова: *дышло, головка, окружная сила трения, складывание звеньев, расцеп автопоезда.*

Slivinsky E.M.

ADVANCED TRAVOSTINO DEVICE LIGHTWEIGHT TRAINS

In presented article the design of a prospective coupling devices designed for light trucks and numerical results to validate the effectiveness of its use in practice.

Keywords: *the drawbar, head, the circumferential frictional force, folding links, a disengage trains.*

Тягово-сцепные устройства — обязательные элементы конструкции таких безрельсовых транспортных средств, как легковые автомобили с легковесными прицепами (рис. 1), шарнирно соединённые городские автобусы повышенной вместимости и т. д. [1—3]. Такие устройства обычно состоят из шара, которым заканчивается тяговый стержень, взаимодействующего с полусферической головкой дышла прицепа, обеспечивая надёжное соединение звеньев автопоезда. При этом для исключения расцепки звеньев автопоезда на дышле предусматривается замок, выполненный в виде подпружиненного рычага с фиксатором.

Как видим, устройство это довольно простое, поэтому и получило массовое распространение. Однако у него, к сожалению, есть один принципиальный недостаток: если фиксатор не установлен на своё место, то рычаг замка под действием сил трения между шаром, полусферической головкой и поверхностью рычага, контактирующей с шаром, может переместиться, рассоединив тем самым звенья автопоезда. Поэтому специалисты не прекращают попыток разработать новое, столь же простое, но более надёжное тяговосцепное ус-

Рис. 1. Общий вид легковесного автопоезда

тройство автопоездов. Например, в ЕГУ имени И.А. Бунина было создано устройство, состоящее из шаровой головки, которая выполнена из двух частей: нижней и верхней (пат. № 2230675, РФ). Нижняя часть изготовлена заодно с кронштейном тяговосцепного устройства тягача и на всей внутренней плоской поверхности имеет круговой выступ, а верхняя — подвижная, снабжена ответной впадиной в корпусе дышла прицепа. Эти части, кроме того, связаны между собой соединительным пальцем, фиксируемым шариковым фиксатором кронштейна тягача. Однако и эта конструкция, как оказалось в процессе эксплуатации, не гарантирует 100 % надёжности сцепки звеньев автопоезда, поскольку выступ и впадина частей шаровой головки не имеют между собой жёсткой связи, а значит, довольно быстро изнашиваются в зонах контакта, что создаёт условия для образования зазоров между ними и появления ударных нагрузок, повышающих вероятность отказа тяговосцепного устройства.

Но идея, заложенная в этой конструкции, была верная. Другие предложения, как показывает анализ, не устраняют главного недостатка традиционного тяговосцепного устройства: возможности рассоединения звеньев автопоезда. То есть не решают проблемы безопасности движения, которая из-за роста скоростей и плотности транспортного потока обостряется буквально с каждым днём. Поэтому автор решил доработать именно конструкцию, зафиксированную в упомянутом выше патенте. И в конце концов нашёл решение, которое рассматривается ниже (пат. № 2397883, РФ).

Новое тяговосцепное устройство (рис. 2) состоит из кронштейна *1*, который крепится на тягаче и образует одно целое с нижней частью *2* шаровой головки, снабжённой подпружиненными фиксаторами *3* и *16*, расположенными в углублениях *4* в верхней части *5* шаровой головки. Нижняя часть головки, кроме того, имеет стержень *14*, который с помощью длиноходовой резьбы *6* связан с ответной резьбой, выполненной в верхней части головки. В этой части есть также отверстие квадратного сечения, в котором располагается палец *9*, свободно перемещающийся в отверстии дышла *7* и подпружиненный пружиной сжатия *8*. Этот палец представляет собой часть рычага *11*, имеющего впадину *2*, которая контактирует с опирающимся на пружину фиксатором *13*, установленным на дышле. Работает устройство следующим образом.

На рис. 2 его состояние соответствует моменту времени, когда дышло прицепа (на рисунке не показан) с помощью верхней и нижней частей шаровой опоры через кронштейн *1* соединено с тягачом (на рисунке также не показан). Для расцепки тягача и прицепа автопоезд, как обычно, необходимо установить на ровной горизонтальной площадке и надавить рукой на палец *9*, перемещая его по стрелке *A* до тех пор, пока он не войдёт в отверстие *10* квадратного сечения. Затем повернуть рычаг *11* в направлении против часовой стрелки на угол 180°, что обеспечит вращение верхней части шаровой головки по стрелке *B*. А так как она с помощью длиноходовой резьбы *6* связана с нижней частью этой головки, то последняя, преодолев сопротивление фиксаторов *4* угловому повороту, будет свинчиваться со стержня *14* в направлении, обратном стрелке *A*, и совместно с дышлом *11* двигаться в том же направлении. Как только эта часть головки покинет резьбу стержня *9*, тягач отсоединится от прицепа.

Сцепка звеньев автопоезда осуществляется тоже просто: тягач задним ходом по стрелке *C*

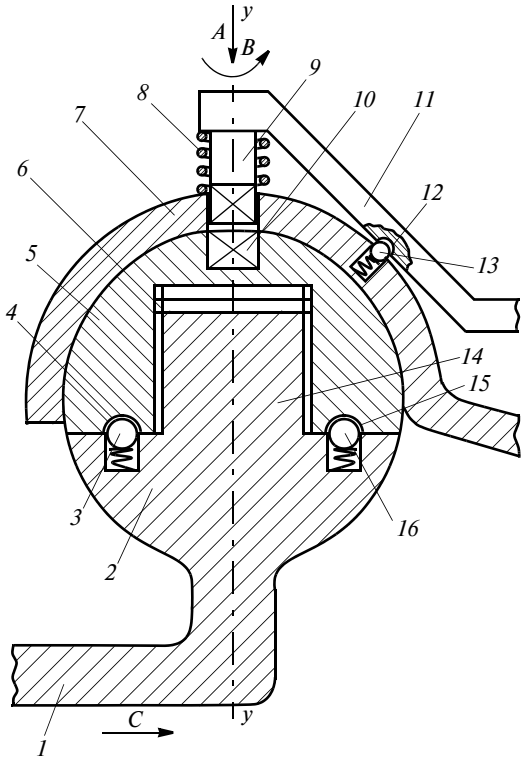


Рис. 2. Перспективное сцепное устройство по патенту RU2397883

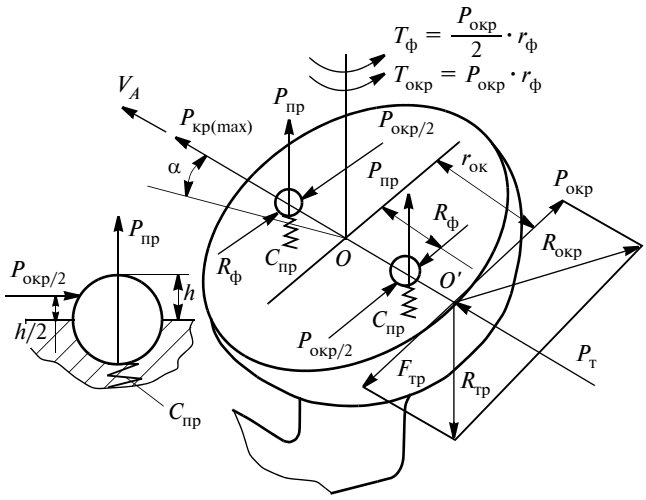


Рис. 3. Расчётная схема

подводят к прицепу. И как только нижняя часть шаровой головки (вернее её стержень *14*) окажется под верхней её частью, последнюю совместно с дышлом опускают так, чтобы резьбовые поверхности обеих частей совпали. Затем рычаг *11*, предварительно переместив по стрелке *A* до совпадения пальца *9* с отверстием *10* квадратного сечения, поворачивают в направлении, обратном стрелке *B*. Это обеспечивает вращение верхней части шаровой головки и тем самым закручивание её на стержень *14* нижней части головки. Как только резьба будет выбрана до конца, фиксаторы *3* и *16* войдут в углубление *4* и надёжно закрепят между собой эти части. После чего палец *9* совместно с рычагом *11* займёт положение, показанное на рис. 2, а фиксатор *13* исключит возможность проворота частей шаровой опоры относительно друг друга. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Достоинство данной конструкции состоит в том, что разъединение звеньев автопоезда может произойти только в том случае, когда в кинематической паре "дышло—верхняя часть шаровой опоры" из-за отсутствия смазки в контактной зоне возникнет окружная сила $P_{окр}$ трения, момент которой превысит удерживающий момент сил сопротивления, создаваемых фиксаторами *3* и *16*, что маловероятно. В этом легко убедиться, рассчитав нагрузки, действующие в этой паре.

Возьмём, к примеру, автопоезд "автомобиль ВАЗ-2107 + одноосный прицеп ММЗ-81021", полные массы которых равны соответственно 1430 и 300 кг, а максимально допускаемая скорость движения — 80 км/ч.

Используя расчетную схему, приведённую на рис. 3, определим расчетную критическую нагрузку $P_{КР(max)}$, которая может возникнуть в сцепке при самых неблагоприятных условиях движения — по неровной дороге при высоте неровностей $2q_0$ = 12 см и длине волны L = 2,5 м. Формула, по которой выполняется этот расчёт, приведена в работе [1] и имеет следующий вид:

$$P_{КРmax(q)} = K \cdot \lambda_\omega \cdot q_0 \frac{2\pi}{L} G_П =$$

$$= 1{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}06 \frac{2 \cdot 3{,}14}{2{,}5} \cdot 300 = 85 \text{ кгс}.$$

В ней K — дополнительный коэффициент динамичности, учитывающий влияние зазоров в сцепном устройстве, значение которого обычно принимается равным 1,5; $\lambda_\omega = \frac{1}{2\gamma}$ — предельно допустимое значение коэффициента динамичности, которое не должно быть больше 1,25; $M_п$ — масса прицепа; L — колёсная база тягача.

Подставив в данную формулу численное значение входящих в неё параметров, получаем $P_{КРmax(q)}$ = 834 Н (85 кгс).

С другой стороны, в ходе исследований, посвящённых силовому нагружению сцепок автопоездов и выполненных как в нашей стране, так и за рубежом, доказано, что наиболее опасен с точки зрения складывания звеньев автопоезда режим его торможения и что усилие $P_{КР(max)}$, которое при этом возникает в сцепке, всегда меньше усилия при трогании с места в среднем на 34 %, а при торможении даже на 47 %. Следовательно, усилие в сцепке можно принять при трогании автопоезда с места равным 2,45 кН (250 кгс), а при торможении — 1,72 кН (117,5 кгс). Отсюда следует, что при торможении автопоезда действительно возможен такой угловой поворот верхней части шаровой опоры, при котором произойдёт расцеп опорно-сцепного устройства, т. е. поворот дышла *8* на некоторый угол α будет способствовать появлению окружной силы $P_{окр}$, поскольку её значение будет превышать значение силы $F_{тр}$ трения, возникающей между дышлом *8* и зафиксированной верхней частью шаровой опоры относительно её нижней части. Иначе говоря, образуется неравенство $P_{окр} > F_{тр} = P_{тор} \cdot f$ = 117,5 · 0,15 = 172,6 кН (17,6 кгс).

Из всего сказанного видно, что окружная сила трения незначительна по величине. Кроме того, она поровну распределяется между фиксаторами *3* и *16*, т. е. на каждый из них будет воздействовать усилие, равное 86,3 Н (8,8 кгс). Так что в первом приближении можно считать, что рабочая нагрузка $P_{ПР}$ пружины сжатия должна быть несколько большей усилия $P_{окр}/2$ = 86,3 Н (8,8 кгс), способного вызвать её упругую деформацию и позволяющего сработать фиксаторам. Дело облегчается

ещё и тем, что это усилие приложено к фиксатору не в его экваториальной плоскости, а по высоте его половины.

В итоге для гарантированного исключения саморасцепа звеньев рассматриваемого автопоезда необходимо следующее: наружный диаметр пружины и стали 60С2 при диаметре проволоки 2 мм и шаге 4 мм должен быть не менее 10 мм, её высота 16 мм, рабочая нагрузка 144,8 Н (14 кгс) [4].

Сцепка в принципе может разъединиться и в случае, когда пружины фиксаторов по той или иной причине потеряют подвижность. Тогда максимальная нагрузка $P_{окр}$ может срезать шарик фиксатора по его экваториальному сечению. Поэтому данный вариант тоже следует просчитать.

Допустим, диаметр $d_ш$ этого сечения равен 6 мм, тогда касательные напряжения τ в нём определятся по известной формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{4P_{окр}/2}{\pi d_ш^2} = \frac{4 \cdot 88}{3{,}14 \cdot 6{,}0^2} = \frac{352}{113{,}04} =$$
$$= 3{,}11 \text{ МПа} \le [\tau] = 35 \text{ МПа},$$

что почти в 7 раз меньше допустимых 35 МПа для стали ШХ15, из которой изготавливают тела качения для подшипников. То есть саморасцеп звеньев автопоезда из-за среза шарика полностью исключён.

Таким образом, рассмотренное выше тягово-сцепное устройство — именно то, что нужно для полного исключения вероятности самопроизвольного рассоединения звеньев автопоезда в процессе его движения и должно прийти на смену традиционным устройствам. Причём чем скорее, тем лучше.

Библиография

1. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. М.-Л.: Машгиз, 1961.— 204 с.
2. Мелик-Саркисьян А.С., Винокуров В.Ю. Прицепы для легковых автомобилей. — М.: Транспорт, 1979. — 79 с.
3. Высоцкий М.С. и др. Автомобильные и тракторные прицепы. — М.: Машгиз, 1962. — 161 с.
4. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1980. — 326 с.

К вопросу о новом уравнении движения колесной машины

В одной из публикаций журнала "АП" (2105 г., № 11) д-р техн. наук Г.И. Мамити высказал смелую новаторскую идею — вывел новое, более точное уравнение движения колёсной машины. Публикация привлекла пристальное внимание специалистов. На страницах специализированных изданий разгорелась живая научная дискуссия. Теперь редакции "АП" удалось свести оппонентов, как говорится, лицом к лицу. С удовольствием предлагаем читателям ознакомиться с двумя нижеследующими материалами на данную животрепещущую тему.

УДК 629.015

ПРОРЫВ В НАУКЕ ИЛИ БАНАЛЬНАЯ ОШИБКА?

ПОЖИДАЕВ С.П.
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Рассмотрено предложенное д-р техн. наук Г.И Мамити новое уравнение движения колёсной машины, принципиально отличающееся от общепринятого в настоящее время. Показано, что новое уравнение движения является ошибочным, т. к. противоречит закону сохранения энергии.

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

Высокие тягово-динамические свойства автомобилей играют существенную роль в повышении безопасности дорожного движения. Они позволяют автомобилям быстро вливаться в транспортный поток, не создавать помех попутному транспорту, легко преодолевать подъёмы и быстро совершать обгоны. Условием получения высоких тягово-динамических свойств автомобилей является их правильный тяговый расчёт, выполняемый в настоящее время по общепринятому соотношению [1, с. 16]:

$$P = mj\left[1 + \frac{(J_м \eta i^2 + J_к)}{mr^2}\right] + P_f + P_\alpha + P_w + P_x, \quad (1)$$

где $P = M_e i\eta/r$ — окружная сила ведущих колёс, возможная по двигателю; M_e — крутящий момент двигателя; i и η — соответственно передаточное число и коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии; r — радиус колёс; m — масса автомобиля; j — поступательное ускорение; $J_м$ — момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей; $J_к$ — суммарный момент инерции всех колёс машины; $P_f = Gf\cos\alpha$ — сила сопротивления качению; G — вес автомобиля; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъема дороги; $P_\alpha = G\sin\alpha$ — сила сопротивления подъёму; $P_w = kFV^2$ — сила сопротивления воздуха; k — коэффициент аэродинамического сопротивления; F — лобовая площадь автомобиля;

V — скорость движения; P_x — сила сопротивления движению прицепа.

В последнее время д-р техн. наук Г.И. Мамити настойчиво пропагандирует построенное им новое уравнение движения колесных машин [1, 2] и др.:

$$P = mj\left[\left(\frac{h-r}{r}\right) + \frac{(J_м \eta i^2 + J_к)}{mr^2}\right] + P_f +$$

$$+ P_\alpha\left(\frac{h-r}{r}\right) + P_w\left(\frac{h_w-r}{r}\right) + P_x\left(\frac{h_x-r}{r}\right), \qquad (2)$$

где h, h_w и h_x — высота соответственно центра масс, центра парусности (метацентра) и тягово-сцепного устройства (ТСУ) автомобиля.

Новое уравнение представляется читателям как прорыв в науке о колёсных самоходных машинах. Однако ознакомление с работами [1, 2] вызывает ряд вопросов, требующих ответа. Рассмотрим их.

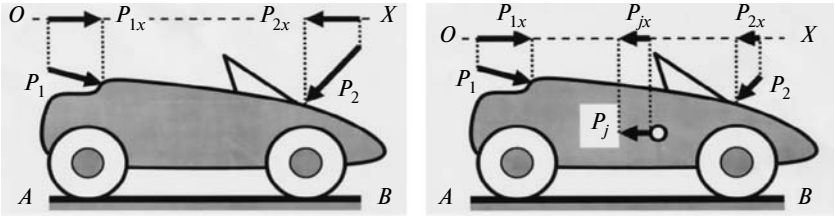
1. Г.И. Мамити утверждает, что общепринятое уравнение движения (1) неверно [1, с. 16]. Однако методология научной деятельности предполагает отрицание научных результатов только на основании доказанного факта их ошибочности. В данном случае никакого доказательства ошибочности нет. Оно заменено сообщением о том, что в процессе составления уравнения движения "...неправомерно проецировать силы... на плоскость дороги, ...т. к. это противоречит законам механики" [1, с. 16]. Каким законам механики и в чём заключается это противоречие — остаётся неизвестным. Для уяснения этого вопроса рассмотрим виртуальную тележку массой m, колёса которой не имеют массы и перекатываются без трения (рис. 1, *а*). Тележка способна перемещаться вдоль линии AB под действием двух произвольно расположенных в продольно-вертикальной плоскости сил: движущей силы P_1 и силы P_2, препятствующей движению. Чтобы определить вид движения тележки (равномерное, в т.ч. состояние покоя, или с ускорением), необходимо обратиться к известному условию равновесия плоской системы сил [3, с. 94]: её равновесие в направлении некоторой оси имеет место только в том случае, когда алгебраическая сумма проекций всех сил на эту ось равна нулю. Следовательно, для уяснения вида движения тележки вдоль линии AB необходимо именно спроецировать силы P_1 и P_2 на любую ось, параллельную линии AB, например, на ось OX, и алгебраически сложить проекции P_{1x} и P_{2x}. Если они равны и направлены встречно (как на рис. 1, *а*), то их равнодействующая $AP = P_{1x} - P_{2x}$ равна нулю, вследствие чего тележка продолжает находиться в состоянии равномерного движения или покоя.

Если же сила P_2 будет меньше, то меньшей будет и её проекция P_{2x} на ось OX (рис. 1, *б*). Она уже не будет уравновешивать проекцию P_{1x}, их равнодействующая $\Delta P = P_{1x} - P_{2x}$ придаст тележке поступательное ускорение $j = \Delta P/m$. В центре масс тележки возникнет сила инерции $P_j = mj$, направленная назад и уравновешивающая равнодействующую ΔP.

Следовательно, проецирование сил является требованием теоретической механики, в связи с чем трудно согласиться с утверждением Г.И. Мамити о том, что оно противоречит законам механики. Причём проецирование сил именно на плоскость дороги не является необходимым. Оно применяется только для упрощения схемы сил, достигаемого при совмещении продольной оси системы координат с поверхностью дороги.

Таким образом, утверждение Г.И. Мамити о неправомерности проецирования сил является необоснованным во всех отношениях: как в отношении собственно "проецирования", так и в отношениях "плоскости дороги" и "противоречия законам механики".

Предположим далее, что на рис. 1 изображён реальный автомобиль. Приложим к нему все действующие на него силы. Спроецировав их на ось OX, получим общепринятое уравнение движения колёсной машины (1). В него не входят значения величин r, h, h_w и h_x. Это свидетельствует об инвариантности тяговых свойств самоходных машин относительно этих величин, что полностью подтверждается практикой. Например, на автомобили для трофи-рейдов гонщики устанавливают колёса в 1,5—2 раза большего диметра, соответственно увеличивая при этом и передаточное число трансмиссии. На тяговые свойства машин, движущихся по твёрдой поверхности, это не влияет. Высота h_x расположения ТСУ тоже не влияет на силу тяги, которую тягач должен развивать для преодоления силы сопротивления прицепа. Изменение высоты центра масс автомобиля h не влияет на силу тяги, которую должны развивать его ведущие колёса в процессе движения на подъём. А изменение высоты метацентра h_w не влияет на силу



а) *б*)

Рис. 1. К построению общепринятого уравнения движения колёсной машины

тяги ведущих колёс, необходимую для преодоления силы сопротивления воздуха. Благодаря этому уравнение (1) справедливо для абсолютно любого колёсного самоходного устройства — от мопеда до БелАЗа, трактора и даже железнодорожного поезда обычного или с подвесными вагонами, имеющего любые возможные сочетания значений r, h, h_w и h_x.

И все колёсные машины всех мировых производителей во все времена рассчитывались по уравнению (1), проходили многократные испытания и эксплуатировались в течение многих лет. И если бы результаты испытаний расходились с результатами расчётов по уравнению (1), то последнее было бы исправлено уже на первых этапах автомобилизации. А поскольку необходимость в этом никогда не возникала, то это означает, что общемировая многолетняя практика создания и эксплуатации колёсных машин единогласно подтверждает правильность уравнения (1).

Таким образом, нами не выявлено никаких оснований для того, чтобы согласиться с утверждением Г.И. Мамити о неправильности уравнения (1).

2. Автор нового уравнения (2) пишет: "Очевидно, что все действующие на машину силы и моменты могут реализовываться только в контакте ведущих колёс с опорной поверхностью" [1, с. 16], вследствие чего "непременным условием правильности составления уравнения движения автомобиля является приведение всех сил и моментов, действующих на автомобиль, к контакту ведущих колёс с опорной поверхностью." [2, с. 16].

Но очевидно и то, что Солнце вращается вокруг Земли, а не наоборот. Более научно опираться на законы природы, а не на обыденные соображения. Сила — это "мера механического взаимодействия тел, определяющая интенсивность и направление этого взаимодействия" [3, с. 20]. Действие силы определяется её "численным значением, направлением и точкой приложения" [3, с. 21]. Следовательно, каждая сила реализуется в точке её приложения. Например, сила тяги колёс приложена к дороге, и она реализуется в контакте колёс с ней. Но равнодействующая сил инерции любого тела приложена к центру масс этого тела. Таким же образом сила сопротивления прицепа реализуется в точке её приложения к тягачу, а равнодействующая сил сопротивления воздуха — в метацентре.

Итак, с утверждением Г.И. Мамити об "очевидности" реализации всех сил только в контакте колёс с дорогой тоже трудно согласиться, вследствие чего оказывается безосновательным и вывод о необходимости "приведения" всех сил и моментов к упомянутым контактам.

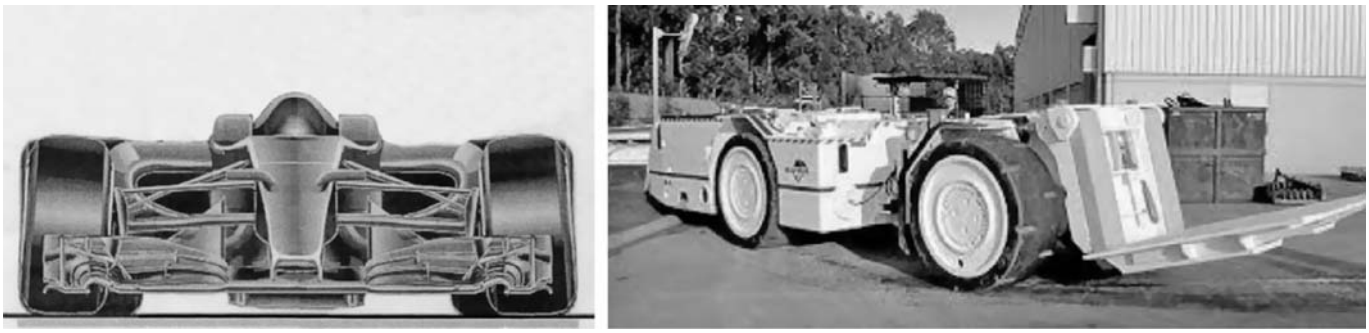
3. Г.И. Мамити полагает, что внешние силы (сопротивление воздуха, подъёму, прицепа) создают "крутящие моменты относительно оси вращения ведущих колёс", "которые в свою очередь вызовут касательные реакции противодействия опорной поверхности" [1, с. 17]. Но создавать крутящий момент на колёсах могут лишь полуоси (передавая его от трансмиссии) или тормозные механизмы (передавая его от остова машины). В данном случае задействование тормозов не предполагается. Каким же тогда образом силы, приложенные к кузову, могут создавать крутящий момент на его колесах? Через подшипники? Это невозможно. С таким же успехом можно утверждать, что эти силы создают крутящие моменты и на ведомых колёсах. А поскольку нет моментов — то нет и касательных реакций противодействия опорной поверхности, которые, по мнению Г.И. Мамити, якобы создаются под действием этих моментов.

4. Автор нового уравнения сообщает, что оно "...получено на основе гипотезы, по которой радиус качения колёс r меньше высоты центра масс h, высоты центра парусности h_w, высоты расположения буксирного крюка h_x... Что и наблюдается на практике" [2, с. 17].

Но практика — это действительность, не нуждающаяся в гипотезах. И она свидетельствует о том, что между значениями величин r, h, h_w и h_x массово существуют и совсем другие соотношения, а не только те, что предусмотрены в гипотезе.

Например, любой школьник может подвесить раму карта, сохранив его клиренс, к тележке, составленной из четырёх мотоциклетных колёс. Радиус колёс будет больше, чем любая из высот h, h_w и h_x, и это наглядно покажет искусственность гипотезы. У гоночных автомобилей и рудничных транспортеров (рис. 2, *а* и *б*) высота метацентра h_w примерно равна радиусу колес: $h_w \ll r$, а все массивные агрегаты установлены на днище, вследствие чего высота центра масс явно меньше, чем радиус колес: $h < r$. А у вагонов подвесной железной дороги значения h и h_w даже отрицательны: $h < 0$.

Что касается высоты h_x расположения ТСУ, то у всех легковых автомобилей оно находится под задним бампером, на уровне осей колёс ($h_x \ll r$), причём есть отклонения как вверх, так и вниз. А у тракторов высоту h_x можно бесступенчато изменять примерно от $h_x = 0{,}2r$ до $h_x = 2r$. Конструктивные параметры всех этих машин не укладываются в гипотезу. А поскольку Г.И. Мамити утверждает, что "старое" уравнение неверно, а "новое" пригодно только для машин с параметрами, удовлетворяющими его гипотезе, то возника-



а) *б*)

Рис. 2. Гоночный автомобиль (а) и рудничный колёсный транспортёр (б)

ет вопрос о том, как же рассчитывать перечисленные выше машины? Или их расчет невозможен?

Таким образом, гипотеза сформулирована непонятно для чего, а её роль сводится только к уводу читателей от реальной действительности.

5. "Самое интересное заключается в том, — продолжает Г.И. Мамити, — что доказывать верность уравнения нет необходимости — настолько оно ясно, просто и очевидно, поскольку вытекает из законов механики" [1, с. 17]. Об "убедительности" упований на "очевидности" мы уже упоминали. Существует ещё и методология науки, предполагающая необходимость тщательной проверки любых новых научных результатов. В частности, обязательной должна быть проверка на отсутствие противоречий с фундаментальными научными принципами. Например, при анализе конструкции, претендующей на вечный двигатель, часто бывает очень трудно доказать, в чём именно заключается его неработоспособность. Однако факт невозможности создания вечного двигателя достаточен для неопровержимого утверждения о неработоспособности любой его конструкции и не обязывает проверяющего искать конкретную ошибку в чужих построениях.

Проверим уравнение (2). В него входят значения величин h, h_w, h_x и r, которые формируют множители $\beta = (h - r)/r$, $\beta_w = (h_w - r)/r$ и $\beta_x = (h_x - r)/r$. Это означает, что с помощью этих величин можно управлять тяговыми свойствами колесных машин. В п. 1 данной работы оговаривалось, что это не соответствует действительности, однако мы продолжим анализ дальше — он приведёт нас к очень интересным результатам.

Например, в простейшем частном случае, когда колёсный тягач с прицепом равномерно и с малой скоростью движется по горизонтальной поверхности, силой сопротивления качению по которой можно пренебречь, новое уравнение движения (2) вырождается к виду:

$$P = Px\beta_x. \qquad (3)$$

Из него становится ясным смысл множителя β_x: это коэффициент усиления силы сопротивления P_x. Он показывает, во сколько раз сила тяги автомобиля P должна быть большей, чем сила сопротивления прицепа P_x, чтобы обеспечивалось равенство левой и правой частей уравнения (3). Но ведь нам уже известно, что условием равномерного движения является равенство силы действия P и силы противодействия P_x (см. п. 1), что применительно к уравнению (3) возможно лишь при $\beta_x = 1{,}0$.

Аналогичным образом можно показать, что множители β и β_w в уравнении (2) тоже должны быть равны единице: $\beta = 1{,}0$, $\beta_w = 1{,}0$. Но это означает, что новое уравнение (2) будет справедливым только при тех условиях, в которых оно вырождается в общепринятое уравнение (1). Это проясняет и роль гипотезы: она обеспечивает "отсекание" тех значений множителей β_i, при которых уравнение (2) наиболее существенно отклоняется от уравнения (1).

А теперь поставим себя на место начинающего конструктора, руководствующегося уравнением (3) при поиске оптимальной высоты h_x крепления ТСУ к остову тягача, радиус колёс которого равен 0,6 м. Конструктор принимает $h_x = 1{,}5$ м и определяет коэффициент усиления β_x, который равен $(1{,}5 - 0{,}6)/0{,}6 = 1{,}5$. Следовательно, в соответствии с уравнением (3) сила тяги P должна быть в 1,5 раза большей, чем сила сопротивления прицепа P_x. Ранее указывалось, что это противоречит законам механики, но полагаем, что конструктор не обратил на это внимания и продолжает работу с уравнением (3) дальше.

Он решает проверить ещё один вариант установки ТСУ — при высоте $h_x = 1{,}2$ м, и получает коэффициент усиления $\beta_x = 1{,}0$. В этом случае согласно уравнению (3) от тягача требуется явно меньшая сила тяги P, равная всего лишь силе сопротивления P_x. Этот факт заинтересовал конструктора, и он решает проверить вариант с ещё бо-

лее низко установленным ТСУ — на высоте 0,6 м. Коэффициент усиления при этом оказывается равным нулю ($\beta_x = 0$), вследствие чего в соответствии с уравнением (3) от тягача не требуется никакая сила тяги: $p = P_x \cdot 0 = 0$. Конструктор поражен замечательным результатом: оказывается, можно полностью избавиться от воздействия силы сопротивления прицепа на тягач. При такой установке ТСУ прицеп не будет оказывать сопротивление тягачу, он будет передвигаться сам по себе.

Конструктор решает опустить ТСУ ещё ниже и обнаруживает, что коэффициент усиления β_x и сила тяги автомобиля P становятся отрицательными. Это означает, что тягач в процессе движения автопоезда должен непрерывно тормозить. То есть прицеп превращается в устройство, не только движущееся самостоятельно, но ещё и толкающее перед собой тягач.

Существование этого абсурда признал и Г.И. Мамити: "сила сопротивления прицепа P_x создаст касательную реакцию дороги, направленную в сторону движения автомобиля." [2, с. 17]. Однако он не осознал судьбоносность этого явления для человечества: прицеп превращается в неиссякаемый источник даровой энергии — вечный двигатель. Но поскольку это является невозможным (по утверждениям, естественно, закостеневших в своём невежестве физиков), то следует сделать вывод, что данное явление представляет собой всего лишь эфемерное следствие попытки применения ошибочного уравнения движения (2).

К точно таким же абсурдным результатам, с точностью до обозначений, приводит анализ и других возможных частных случаев уравнения движения (2): $p = p_\alpha\beta$ и $p = P_W\beta_W$.

6. В работе [2] Г.И. Мамити приводит расчёт мощности двигателя некоторого абстрактного автомобиля. Однако этот расчет бесполезен, т. к. он не показывает, что новое уравнение более точно, чем общепринятое.

Нами рассчитана потребная мощность N_{ev} двигателя бортового автомобиля МАЗ-500, все конструктивные параметры которого известны, а также гоночного автомобиля по рис. 1, *а*, параметры которого были заданы ориентировочно, равняясь на данные автомобилей формулы 1.

Для МАЗ-500 было принято: m = 14 225 кг, номинальная мощность двигателя 180 л. с. (132,4 кВт), максимальная скорость V_{max} = 75 км/ч (20,8 м/с), r = 0,53 м, ή = 0,84, $h_w = h$ = 1,45 м, k = 1,05 Па с^2/м^2, F = 5,50 м^2, коэффициент сопротивления качению f = 0,02.

Расчёт был выполнен дважды: при значении коэффициента β = 1,0, что соответствует применению известного уравнения движения (1), и при значении β = 1,74, что соответствует применению нового уравнения (2):

Проверяемое уравнение	Результаты расчета					Номинальная мощность двигателя, кВт	Погрешность, %
	P_f, кН	P_w, кН	β	$P_w\beta$, кН	N_{ev}, кВт		
Известное	2,79	2,50	1,00	2,50	131,0	132,4	−1,1
Новое			1,74	4,35	176,8		+33,5

$$N_{ev} = \frac{(fmg + kFV_{max}^2\beta)V_{max}}{\eta}. \quad (4)$$

Результаты расчёта представлены в таблице, из которой следует, что погрешность нового уравнения в 30 раз больше, чем общепринятого.

Максимальная скорость гоночного автомобиля была принята равной 360 км/ч, а номинальная мощность двигателя — 635 кВт. Для него были получены следующие расчётные значения потребной мощности N_{ev}: при применении общепринятого уравнения движения (1) — 634 кВт, погрешность результата равна минус 1,4 %; при применении нового уравнения движения (2) — 56,7 кВт, погрешность результата равна минус 91 %, что в 65 раз больше, чем при применении общепринятого уравнения.

Таким образом, проверка нового уравнения движения показывает, что его погрешность в десятки раз больше, чем у общеизвестного уравнения. То есть оно не обеспечивает повышение точности тяговых расчётов колёсных машин. Более того, применение нового уравнения движения может приводить к абсурдным результатам, из которых вытекает возможность использования колёсных машин в качестве неиссякаемых источников даровой энергии — вечных двигателей. Но последние, как известно, невозможны, вследствие чего новое уравнение движения следует признать ошибочным. Причиной этого является неправомерное (построенное всего лишь на упованиях на "очевидность") "приведение" всех сил, действующих на автомобиль, к контакту ведущих колес с опорной поверхностью.

Литература

1. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины // Отраслевой ежемесячный научно-практический журнал "Тракторы и сельхозмашины". — Москва, 2014. — № 6. — С. 15—18.
2. Мамити Г.И. Новое уравнение движения, тяговый расчёт, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля // Научно-технический журнал "Автомобильная промышленность". — Москва: Издательство инновационное машиностроение, 2015. — № 11. — С. 16—18.
3. Сахарный Н.Ф. Курс теоретической механики. — М.: Высшая школа, 1964. — 844 с.

УДК 629.113

НОВОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ — ВЕРНО

Д-р техн. наук **МАМИТИ Г.И.**
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

В печати появились возражения против нового уравнения движения колёсной машины (Тракторы и сельхозмашины, 2016, № 4, с. 24—28). Это вызвало настоятельную необходимость теоретического и экспериментального доказательства верности уравнения, которое приводится в настоящей работе.

***Ключевые слова**: новое уравнение движения; аналитически; теоретически; физически; экспериментально; доказано; верно; колёсная машина.*

Mamiti G.I.

NEW EQUATION OF MOTION OF THE WHEELED VEHICLE IS CORRECT (Analytical and physical proof)

The press were objections to the new equation of motion of the wheeled vehicle (Traktory i sel'khozmashiny, 2016, no. 4, pp. 24—28 (in Russ.)). This caused the urgent need for theoretical and experimental proofs of fidelity of the equation, which is given in this paper.

***Keywords:** new equation of motion; analytical; theoretical; physical; experimental; proved; correct; wheeled vehicle.*

Общепринятая силовая расчетная схема колёсной машины при разгоне на подъёме для случая, когда радиус r колёса меньше высоты h центра масс, высоты h_w центра парусности, высоты h_x расположения буксирного крюка, т.е. $r < h, h_w, h_x$, представлена на рис. 1, где угол α подъёма можно выразить и как отношение превышения к заложению $H_\alpha/B_\alpha = \mathrm{tg}\alpha = i_\alpha$. При этом уравнение движения получают проецированием продольных сил, приложенных к корпусу машины, на плоскость опорной поверхности и записывают в виде [1]

$$P - mj\delta - \psi G - P_w - P_x = 0. \qquad (1)$$

Для этого же случая ($r < h$, h_w, h_x) в работах [2—6] получено и использовано для решения различных задач новое уравнение движения колёсной машины, полученное не проецированием, а приведением действующих сил к плоскости контакта колёс с дорогой:

$$P - mj\delta_в - \psi_в G - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_k = 0, \qquad (2)$$

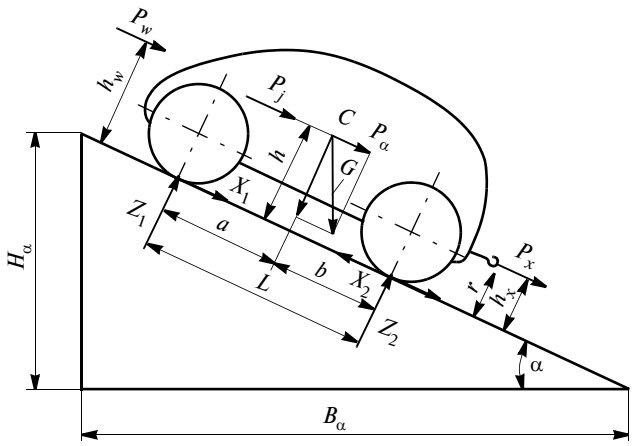


Рис. 1. Общепринятая схема сил, действующих на колёсную машину при разгоне на подъёме

где P — сила тяги при равномерном движении, $P = M_e i\eta/r$; M_e — эффективный момент двигателя; i, η — передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии; r — радиус колеса; $mj\delta_в$ — приведённая сила инерции; m — масса; j — ускорение машины; $\delta_в$ — коэффициент учёта вращающихся масс, $\delta_в = h/r + (J_м\eta i^2 + J_k)/mr$; $J_м$ — момент инерции маховика двигателя; J_k — момент инерции всех колёс машины; G — сила тяжести машины, $G = mg$; g — ускорение свободного падения; $\psi_в$ — коэффициент сопротивления дороги, $\psi_в = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha$; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъёма; P_w — сила сопротивления воздуха; P_x — сила сопротивления прицепа; $P_k = P_w + P_x$ — часть продольных сил, приложенных к корпусу машины, приведённых к оси ведущих колес $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$, из которых силы P_j и P_α сокращаются при упрощении выражений для $\delta_в$ и $\psi_в$; P_j — сила инерции поступательно движущихся масс машины, $P_j = mj$; P_α — сила сопротивления подъёму, $P_\alpha = G\sin\alpha$.

Уравнение движения колёсной машины (2) ранее [2—3] было получено на основе расчётной схемы, представленной на рис. 1 и эквивалентной ей схеме, следующим образом. Определив результирующую всех касательных сил, действующих на ведущие и ведомые колёса машины, без учёта касательных реакций дороги, создаваемых силами P_w, P_j, $P\alpha$, P_x [3]

$$X_2 - X_1 = (M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_к\varepsilon_к - M_f/r,$$

можем записать уравнение движения с учётом всех действующих сил в виде

$$X_2 - X_1 - P_w(h_w - r)/r - P_j(h - r)/r - \\ - P_a(h - r)/r - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0$$

или, раскрывая значения составляющих уравнения,

$$(M_e - J_м\varepsilon_м)i\eta/r - J_к\varepsilon_к/r - M_f/r - \\ - mj(h - r)/r - G\sin\alpha(h - r)/r - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0.$$

С учётом того, что $\varepsilon_к = j/r$, $\varepsilon_м = \varepsilon_к i = ji/r$, получим уравнение движения колёсной машины

$$M_e i\eta/r - J_м ji^2\eta/r^2 - J_к j/r^2 - fG\cos\alpha - \\ - mj(h - r)/r - G\sin\alpha(h - r)/r - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0,$$

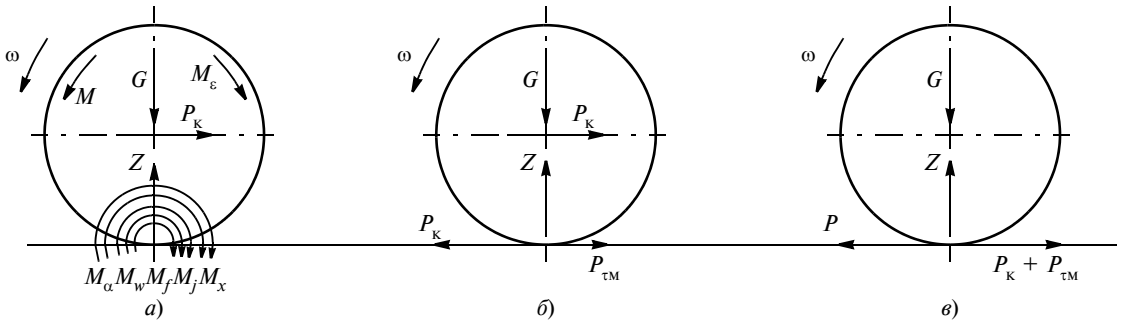


Рис. 2. Новая расчётная схема, в которой все силы и моменты, действующие на колёсную машину, приведены к оси ведущих колёс и их контакту с дорогой (а) и эквивалентные ей (б), (в) расчётные схемы

которое после преобразований примет вид

$$P - mj[(h - r)/r + (J_м \eta i^2 + J_к)/mr^2] - \\ - G\{f\cos\alpha + [(h - r)/r]\sin\alpha\} - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_к = 0.$$

Если в этом уравнении выражения в квадратных и фигурных скобках обозначить через $\delta_в$ и $\psi_в$, считая их соответственно коэффициентом учёта вращающихся масс

$$\delta_в = h/r + (J_м \eta i^2 + J_k)/mr^2,$$

и коэффициентом сопротивления дороги

$$\psi_в = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha,$$

то уравнение движения колёсной машины с прицепом запишется как

$$P - mj\delta_в - \psi_в G - P_w(h_w - r)/r - \\ - P_x(h_x - r)/r - P_k = 0, \qquad (2)$$

где P — сила тяги при равномерном движении, $P = M_e i\eta/r$; индекс "в" при δ и ψ означает принадлежность к верному уравнению движения колёсной машины; $P_k = P_w + P_x$ — часть приведённых к оси ведущих колёс продольных сил, приложенных к корпусу машины, приведённых к оси ведущих колёс $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$, из которых силы P_j и P_α сокращаются во время упрощения выражения $(h - r)/r$ при преобразовании $\delta_в$ и $\psi_в$.

Полученное уравнение движения колёсной машины (2) принципиально отличается от приводимого во всех отечественных и зарубежных учебниках тем, что в нём впервые учтено воздействие сил P_w, P_j, P_α и P_x на ведущие колёса машины через образуемые ими моменты относительно оси вращения ведущих колёс.

Составим **новую расчетную силовую схему** [6] колёсной машины (рис. 2), освободив ось ведущих колёс от дополнительных связей, приведя к оси ведущих колёс по теореме Вариньона все действующие на машину силы Z, P_w, P_j, P_α, P_x и образуемые ими моменты $M_f = Za$, где a — смещение вперед, по ходу движения, равнодействующей $Z = G$ нормальных реакций дороги от вертикального диаметра колеса; $M_w = P_w(h_w - r)$; $M_j = P_j(h - r)$; $M_\alpha = P_\alpha(h - r)$; $M_x = P_x(h_x - r)$, а также тяговый момент M и инерционный момент M_ε сопротивления ускоренному вращению колёс машины.

Новая силовая схема (см. рис. 2) позволяет безошибочно вывести уравнение движения автомобиля (2) проецированием суммы продольных сил $P_к$, действующих на ось ведущих колёс, на плоскость контакта колёс с дорогой и нахождения реакций опорной поверхности от действующих моментов M_f, M_w, M_j, M_α, M_x, M, M_ε путем деления на радиус r.

Из рис. 2, *в*) находим

$$P - P_к - P_{τм} = 0,$$

где $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$ силы, приложенные к корпусу машины, приведённые к оси ведущих колёс; $P_{τм}$ — реакции опорной поверхности от воздействия действующих моментов, $P_{τм} = (M_\varepsilon + M_f + M_w + M_\alpha + M_j + M_x)/r$.

Подставив в это уравнение значения составляющих, приходим к уравнению движения колёсной машины (2), полученной в работах [2, 3, 6]. Тут же отметим, что в работе [6] устранены замеченные нами в предыдущих работах [2—5] опечатки.

Аналитическое доказательство. То, что выведенное уравнение движения колёсной машины верно, вытекает из следующего:

1. Обсуждаемое уравнение получено на основе двух совершенно разных расчётных схем (см. рис. 1 и 2).

2. Окончательным (исчерпывающим) доказательством является проверка полученного уравнения методом изменения основной системы. Для этого в уравнении (2) достаточно плечи приложения сил P_w, P_j, P_α, P_x относительно оси ведущих колёс записать в виде $(h - r)$, если $r < h$, или $(r - h)$, если $r > h$, и тогда оно примет универ-

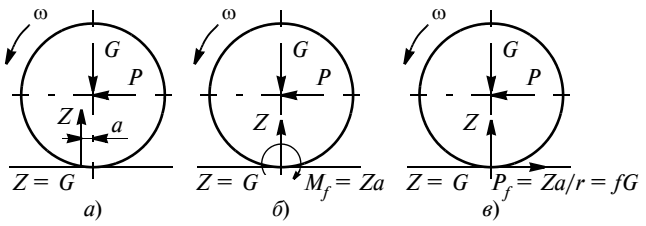


Рис. 3. Действительная (а) и эквивалентные ей (б), (в) расчётные схемы равномерно катящегося ведомого эластичного колеса

сальный вид, независимый от разностей $(h - r)$ или $(r - h)$

$$P - mj\delta - \psi G - P_w h_w/r - P_x h_x/r = 0, \qquad (3)$$

где $\delta = h/r + (J_м \eta i^2 + J_k)/mr^2$; $\psi = f\cos\alpha + (h/r)\sin\alpha$.

Проверим правильность полученных результатов. Для этого изменим основную систему и составим выражения моментов от действующих сил теперь уже относительно центра пятна контакта ведущего колеса с дорогой:

$$M_f = G \cdot a; \quad M_w = P_w \cdot h_w; \quad M_j = P_j \cdot h;$$
$$M_\alpha = P_\alpha \cdot h; \quad M_x = P_x \cdot h_x.$$

Приведя продольные силы $P_k = P_w + P_j + P_\alpha + P_x$, к плоскости контакта колёс с опорной поверхностью и сложив с реакциями дороги от действующих моментов, M/r; M_f/r; $P_w h/r$; $P_j h/r$; $P_\alpha h/r$; $P_x h_x/r$, вновь получим уравнение (3).

Следовательно, уравнения (2) и (3) верны, так как трансформируются друг в друга при проверке методом изменения основной системы.

3. Необходимо отметить, что теорема Вариньона давно безымянно используется в теории качения эластичного колеса. К примеру, рассмотрим равномерно катящееся колесо, к оси которого приложена сила тяжести G, толкающая сила P и нормальная реакция дороги Z, смещенная от оси вперед по ходу движения на расстояние a (рис. 3).

Рис. 3 содержит все необходимое для понимания того, как возникает момент сопротивления качению. И хотя уравнение (2) уже не нуждается в доказательстве, приведенные расчётные схемы служат ему подтверждением, ещё с момента зарождения теории движения автомобиля, когда её скорость была невелика и сопротивлением воздуха можно было пренебречь, что недопустимо для современных высокоскоростных машин.

Физическое доказательство. Оппонент, выступающий против нового уравнения движения колёсной машины, обсуждая нашу работу [3], пишет: "*...Ведь существует возможность увеличить диаметр колёс до размера, при котором радиус качения r станет больше каждой из величин h, h_w и h_x. При этом силы сопротивления движению (2)—(5) изменяют знак на противоположный и станут движущими силами. Сила инерции (2) будет разгонять машину, сила сопротивления подъёму (3) будет поднимать её на холмы, а сила сопротивления воздуха (4) вместе с тяговым сопротивлением прицепа (5) будет толкать машину вперёд. Двигатель внутреннего сгорания окажется ненужным. Колёсная машина превратится в неиссякаемый источник даровой энергии — вечный двигатель*". Эти же утверждения повторены в журнале "Тракторы и сельхозмашины", 2016, № 4, с. 24—28.

Приводим фрагмент из наших разъяснений по этому поводу: *"Если бы силы P_j, P_w, P_α и P_x были приложены на высотах ниже r ($r > h$, h_w, h_x), то действительно создавались бы движущие моменты относительно оси вращения ведущих колёс. Наиболее серьёзным из этих предположений является воздействие на буксирный крюк со стороны прицепа потому, что это вполне возможно"* [7]. Рассмотрим ещё раз этот случай.

Положим, что $r > h_x$ (рис. 4, *а*). Относительно оси ведущего колеса сила сопротивления прицепа P_x на плече $(r - h_x)$ создаст движущий момент $M_x = P_x(r - h_x)$. Момент M_x (рис. 4, *б*) в контакте колеса с дорогой создаст касательную реакцию дороги, направленную в сторону движения автомобиля (рис. 4, *в*), но меньшую, чем сопротивление прицепа P_x (рис. 4, *г*).

$$P_{\tau x} = M_x/r = P_x(r - h_x)/r.$$

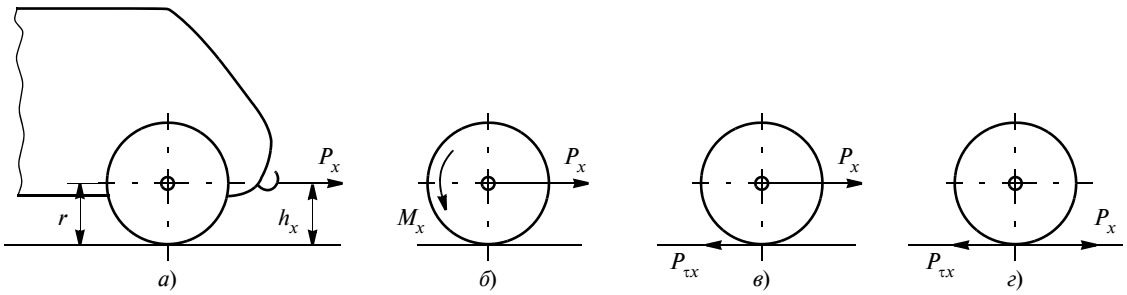


Рис. 4. Возможное нагружение крюка (а) и эквивалентные ему расчётные схемы (б), (в), (г), в случае расположения крюка ниже радиуса колеса, в пределах ($r > h_x \geq 0$)

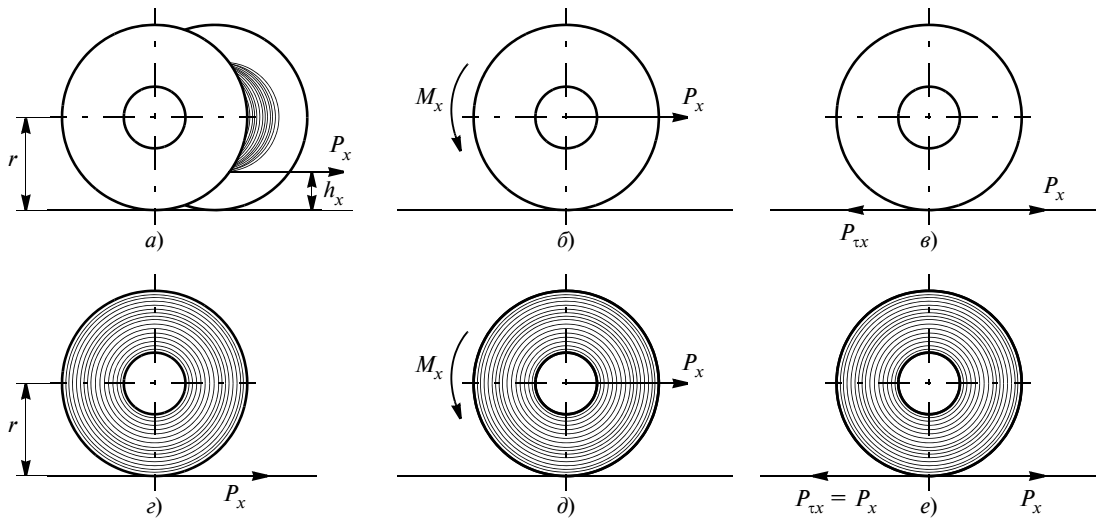


Рис. 5. Катушки с внутренней (а) и наружной (г) намоткой ниток и эквивалентные им расчётные схемы соответственно для $r > h_x > 0$ (б и в) и $r > h_x = 0$ (д и е)

Сумма этих сил даст силу сопротивления движению, равную

$$P_{\tau x} - P_x = P_x(r - h_x)/r - P_x = -P_x h_x/r.$$

С уменьшением величины h_x будет увеличиваться движущий момент, создаваемый силой P_x на плече $(r - h_x)$, который достигнет максимума $M_x = P_x r$ при $h_x = 0$. В этом случае силы $P_{\tau x}$ и P_x уравновесятся (рис. 4, *д*).

Рис. 4 и вывод о том, что сумма $P_{\tau x} - P_x$ будет отрицательной, т. е. направленной против движения, содержится не только в работе [7], но и в работе [5]. Единственное отличие текста настоящей статьи заключается в том, что в приводимом рис. 4, дополнительно, для лучшего понимания, приведены эквивалентные расчётные схемы (*г*) и (*д*). Ошибка оппонентов вызвана тем, что они не учитывают силу P_x, считая её исчезнувшей.

Хотя оппоненты знакомы, судя по ссылкам, с работами [5, 7], ими не понято, что при $r > h$ движущие реакции дороги от моментов, создаваемыми силами, приложенными ниже радиуса r ведущих колёс, всегда будут меньше сил, действующих на ось вращения колёс (рис. 4, *в*, *г*), поэтому движение машины вперёд, как полагают оппоненты, невозможно.

Для доказательства теоретических выводов проведем физический эксперимент. С этой целью достаточно взять две катушки (рис. 5) с внутренней (*а*) и внешней (*г*) намоткой ниток и потянуть их с силой P_x (сопротивление прицепа).

Из рис. 5, *б*) видно, что момент M_x вызовет в контакте колеса с дорогой касательную реакцию $P_{\tau x}$ (рис. 5, *в*), которая будет меньше величины P_x, и первая катушка ($r > h_x \neq 0$) покатится в сторону большей силы P_x.

Вторая катушка ($r > h_x = 0$) не покатится, так как момент M_x (рис. 5, *д*) вызовет реакцию $P_{\tau x}$, равную P_x, и действующие в контакте силы (рис. 5, *е*) уравновесятся.

Теперь вернемся к расчетным схемам (рис. 4). Физические модели (рис. 5) подтверждают экспериментально все разработанные расчётные схемы, в которых может убедиться любой читатель. Катушка (рис. 5, *в*), соответствующая (рис. 4, *г*), покатится в сторону действия P_x, а катушка (рис. 5, *е*), соответствующая (рис. 4, *д*), не покатится, так как действующие в контакте катушки с опорной поверхностью силы уравновесятся.

Чтобы отмести до последнего доводы оппонентов, обратимся к природным явлениям.

Рассмотрим автомобиль, находящийся на плоской горизонтальной дороге под ветровой нагрузкой. Допустим сначала, что на него действует боковой ветер, равнодействующая которого приложена на высоте центра продольной парусности. Если сила бокового ветра превысит суммарную силу сцепления неподвижных шин с дорогой, то автомобиль начнёт боковое скольжение. Если же сила сцепления велика или колёса наружного борта автомобиля удерживаются бордюром, то он опрокинется, когда момент от силы ветра превысит момент, прижимающий автомобиль к дороге. Если автомобиль в движении и к его колёсам подводятся крутящие моменты, то он будет менее устойчив против бокового скольжения и опрокидывания. Осью опрокидывания при боковом (поперечном) ветре будет прямая, проходящая через центры пятен контакта колёс наружного борта машины с опорной поверхностью.

Пусть теперь на автомобиль действует продольный ветер, равнодействующая которого P_w

приложена на высоте h_w центра поперечной парусности. Сила P_w ветра в контакте колеса с дорогой создаст силу сопротивления движению, равную сумме

$$P_w + P_{\tau w} = P_w h_w / r,$$

где $P_{\tau w}$ — реакция противодействия опорной поверхности моменту M_w, $P_{\tau w} = M_w / r = P_w (h_w - r)/r$.

Следовательно, для удержания автомобиля на месте стояночный тормоз должен развить момент $M_т$ трения, равный $M_т = P_w h_w$. Аналогично при $r > h_x$, $P_{\tau x} = M_x / r = P_x (r - h_w)$, и для этого случая необходимый момент $M_т$ трения будет равен $M_т = P_x h_x$, что находит отражение в формуле (3) для всех случаев приложения сил к корпусу машины (больше или меньше радиуса колеса r).

Так как для оппонентов непреодолимую трудность составляет понимание возникновения опрокидывающего момента, образуемого продольными силами, поясним механизм его образования на следующем примере.

Рассмотрим колёсный трактор, пытающийся сдвинуть с места силой P_x неподъёмный груз. Если высота h_x расположения буксирного крюка меньше радиуса r заднего колеса ($r > h_x$) — образуется стабилизирующий момент $M_x = P_x (r - h_x)$, прижимающий передние колёса к опорной поверхности, перераспределяющий нормальные реакции по осям трактора; если $r = h_x$, сила P_x не повлияет на распределение нормальных реакций по осям трактора; если $r < h_x$, возникнет опрокидывающий момент $M_x = P_x (h_x - r)$, тем больший, чем больше h_x, с осью опрокидывания, совпадающей с осью задних колёс, в результате чего трактор может опрокинуться.

В рассмотренном случае происходит метаморфоза: в зависимости от высоты h_x (меньше или больше радиуса r колеса) момент меняет знак, превращаясь из стабилизирующего в опрокидывающий.

Нужны ли ещё какие-либо доказательства необходимости учёта высот приложения продольных сил и точности нового уравнения движения?

То, что нельзя пренебрегать высотой приложения продольной силы, наиболее ярко вытекает и из рассмотрения опрокидывающих моментов, возникающих под воздействием силы инерции при разгоне и торможении мотоцикла [8].

Полученные уравнения (2) и (3) позволяют решить главную задачу тягового расчета: определить мощность сопротивлений движению и тем самым требуемую мощность двигателя автомобиля для достижения максимальной скорости $V_{\max}$ на горизонтальном участке дороги.

$$N_{ev} = [(fG + P_w h_w / r) V_{\max}]/\eta. \qquad (4)$$

Так как $P_w = kFV_{\max}^2$, то для определения мощности двигателя автомобиля по формуле (4) необходимо иметь значение коэффициента обтекаемости k, рассчитать площадь фронтального сечения F и высоту центра парусности h_w. Разработанные методики определения F и h_w и пример их расчёта приведены в работе [5].

Из уравнений (2) и (3), которые равнозначны, следует, чем ниже приложены силы сопротивления, тем меньше препятствуют движению автомобиля, что нашло практическое воплощение при конструировании гоночных автомобилей. Это один из тех случаев, когда практика опередила теорию.

Подведем итог.

На основе уравнения движения колёсных машин, если оно верно, решаются основные задачи их расчёта. В отечественной и зарубежной литературе уравнением движения колёсной машины считают уравнение равновесия приложенных к ней продольных сил, которое получают неправомерным ***проецированием*** этих сил на плоскость дороги. При этом не учитывается, что сила определяется своей величиной, направлением и точкой приложения. Основная ошибка общепринятого уравнения — *неучёт высот (точек) приложения продольных сил и неприведение их к плоскости контакта колёс с дорогой*, в которой они в конечном итоге реализуются.

Уравнением устойчивого движения колёсной машины следует считать ***уравнение равновесия всех продольных сил, приведенных к плоскости контакта колёс с дорогой***.

Использование общепринятого уравнения движения, из-за неучёта высот (точек) приложения продольных сил, приводит к ошибочным результатам прежде всего при определении мощности сопротивлений движению и, тем самым, требуемой мощности двигателя колёсной машины. Оно верно только для случая, когда линии действия всех продольных сил проходят через оси вращения колёс ($r = h$, h_w, h_x), создавая в плоскости дороги такие же силы; он теоретически возможен для специально спроектированного гоночного автомобиля.

Возражения против нового уравнения движения колёсной машины вызвали настоятельную необходимость аналитического доказательства его верности, в результате чего получено еще и ***универсальное уравнение***, а также разработки новых расчётных силовых схем и физических моделей

для выполнения экспериментов. Новое уравнение движения колёсной машины верно, что исчерпывающе доказано аналитически и экспериментально в настоящей работе, в которой попутно устранены замеченные нами в прежних работах опечатки.

Ярким практическим подтверждением полученного уравнения движения являются конструкции гоночных автомобилей, где высоты приложения продольных сил сведены до возможного минимума.

Литература

1. Мамити Г.И. Теория движения двухосной колёсной машины. Часть 1. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчёт. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для вузов / Г.И. Мамити. — Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО "Горский госагроуниверситет", 2012. — 216 с.
2. Мамити Г.И. Приведение сил и моментов, действующих на колёсную машину, к контакту колеса с опорной поверхностью / Г.И. Мамити // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ": научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 4. — Владикавказ, 2013. — С. 155—158.
3. Мамити Г.И. Новое уравнение движения колёсной машины / Г.И. Мамити // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 6. — С. 15—18.
4. Mamiti G.I. New Equations of Motion of Vehicles / G.I. Mamiti // Russian Engineering Research, 2015, Vol. 35, No. 7, pp. 493—495.
5. Мамити Г.И. Новое уравнение движения, тяговый расчёт, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля / Г.И. Мамити // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 10. — С. 16—18.
6. Мамити Г.И. Использование нового уравнения движения для расчёта параметров колёсной машины / Г.И. Мамити, А.Е. Гагкуев, В.Б. Тедеев // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ": научно-теоретический журнал. Т. 53 ч. 4. — Владикавказ, 2016. — С. 203—209.
7. Мамити, Г.И. О сути нового уравнения движения колёсной машины / Г.И. Мамити // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ": научно-теоретический журнал. Т. 52, ч. 2. — Владикавказ, 2015. — С. 152—157.
8. Мамити Г.И., Льянов М.С., Цаллагов Б.М. Расположение центра масс и продольное опрокидывание мотоцикла // Автомобильная промышленность. 2001, № 4. — С. 24—25.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629/113/114

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА

Канд. техн. наук **ФИЛАТОВ Н.В.**
СФ ВолгГТУ (89044111460)

Рассматриваются последствия безграмотного изменения в конструкции автомобилей.

Ключевые слова: *тюнинг, равнодействующая сил.*

Filatov N.B.
THEORY AND PRACTICE

We consider the implications of changes in the illiterate car design.

Keywords: *tuning, the resultant forces.*

Есть в теоретической механике небольшая, "проходная" тема — равнодействующая двух параллельных сил. Она, как известно, равна сумме этих сил и расположена на отрезке, соединяющем точки их приложения на расстояниях от данных точек, которые обратно пропорциональны величинам названных сил. Но это теория. На практике же кто-то интуитивно следует ей (например, качаясь на качелях с ребёнком, взрослый располагается ближе к оси качания качелей, чем ребёнок), кто-то пользуется незамысловатыми приспособлениями, работающими на основе данной закономерности. А кто-то даже не подозревает о существовании этой закономерности. Что не безобидно, а иногда — просто опасно. Типичный тому пример — непрофессиональный тюнинг, изменения конструкции автомобиля, которые в последние годы стали среди молодых автолюбителей буквально поветрием: многие из них пытаются сделать из обыкновенных автомобилей, чаще всего — ВАЗов, "крутую тачку", для чего изменяют геометрию дисков колёс, значительно увеличивая колею.

Это, с их точки зрения, красиво, модно, "спортивно"... Однако из-за такой переделки возрастает вероятность того, что хозяин автомобиля попадёт в число тех 30 тыс., которые ежегодно гибнут на дорогах нашей страны. Ведь названное выше бездумное вмешательство в конструкцию автомобиля резко ужесточает условия работы рулевого управления, потому что сила тяжести автомобиля, воздействующая на подшипники его колёс, перераспределяется в соответствии с приведённым выше законом, т. е. обратно пропорциональна расстоянию от центра масс до линии приложения реакций колёс. В результате, изменяя геометрию

дисков колёс, "самоделкин" нагружает наружные подшипники сверхдопустимыми усилиями. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Но это ещё не всё. Ось поворота управляемого колеса имеет поперечный наклон, поэтому при входе автомобиля в поворот его передняя часть приподнимается. После названной выше "доработки" происходит увеличение радиуса обкатывания колеса относительно оси поворота и, как следствие, дополнительное увеличение подъёма передней части автомобиля. Что увеличивает силы, воздействующие на узлы и детали рулевого управления.

Второй пример. В своё время на автомобилях семейства КамАЗ устанавливали некое подобие АБС, которое регулировало тормозной момент на колёсах ведущих осей в зависимости от массы груза в кузове. Но водители с большим стажем работы, привыкшие оценивать эффективность тормозов путём резкого нажатия на педаль тормоза и доведения колёс до "юза", восприняли это нововведение как "мудрствование" конструкторов. И нашли выход из сложившегося положения: они определили, что величина тормозного момента на колёсах ведущих осей при наличии регулятора тормозных сил зависит от взаимного положения кузова и этих осей и что данное положение определяется взаимным положением рычажков, связывающих регулятор с кузовом, и стали отсоединять рычажки от кузова, тем самым подавая в тормозные камеры одно и то же давление воздуха при любой массе груза в кузове. То есть заставляли работать тормозную систему всех колёс так же, как при максимальной загрузке автомобиля. Такое возвращение к традиционным системам при служебных торможениях на их качестве не сказывалось, как и на проверке этого качества методом "юза". Однако при возникновении экстремальной ситуации, когда требовалось обеспечить экстренное торможение с максимальным замедлением, пренебрежение теорией стало оборачиваться неприятностями: при резком нажатии на педаль отдельные из колёс стопорились, коэффициент их сцепления с дорогой резко уменьшался, и автомобиль разворачивало на дороге.

Такого рода примеры можно продолжать до бесконечности, и вывод будет один: безграмотное вмешательство в конструкцию систем, механизмов и узлов автомобиля, каким бы привлекательным, на первый взгляд, оно ни было, всегда ухудшает их рабочие параметры, а следовательно, снижает уровень безопасности движения. Потому что разработчики новых АТС всегда ориентируются на последние достижения теории и практики, значит, любые "любительские" попытки "исправить" их работу — это совсем не прогресс. В связи с этим возникает вопрос: как добиться того, чтобы "конструкторская самодеятельность" потребителей автомобильной техники стремилась к нулю? На него отвечают по-разному. Одни говорят, что надо проводить воспитательную работу с водителями и владельцами АТС; другие — повышать их техническую грамотность и т. д. Всё это, конечно, дело нужное, но, думается, надо заставить сотрудников ГИБДД следить за точным выполнением основного закона автомобилиста — Правил дорожного движения, где сказано, что самовольное изменение конструкции транспортного средства не допускается.

Литература

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики.
2. Мордашов и др. Устройство автомобилей КамАЗ.
3. http:/avtomobil-1.ru.

УДК 621.43.03.

КОНТРОЛЬ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ФОРСУНОК АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. хим. наук **ХОДЯКОВ А.А.**, **ХЛОПКОВ С.В.**,
канд. тех. наук **АБУ-НИДЖИМ Р.Х.**
РУДН (905.503-08-68)

Рассмотрены результаты исследования производительности форсунок после наработки 80—100 тыс. км пробега автомобиля. Показана необходимость проведения такого контроля указанного параметра. Определены мощность и крутящий момент двигателя с форсунками как до, так и после их очистки ультразвуком.

Ключевые слова: *форсунка, очистка, мощность, крутящий момент, производительность.*

Khodyakov A.A., Khlopkov S.V., Abu-Nidzhim R.H.

CONTROL OF OPERATING PARAMETERS OF INJECTOR IN MOTOR VEHICLES

The results of the research performance of the injectors after achieve 80—100 thousand km of mileage. Such research is necessary to control this parameter. The power and torque of the engine were defined before and after cleaning the injectors with ultrasound.

Keywords: *injector, cleaning, power, torque, performance.*

Известно [1, 2], что изменения рабочих параметров форсунок оказывают влияние на качество распыла топлива и в конечном счёте — на энергетические и экологические показатели двигателя, его пусковые качества и динамику транспортного средства. Заводы-изготовители ДВС в инст-

рукциях по эксплуатации всегда записывают пункт о необходимости контроля производительности форсунок через определённые значения их наработки (как правило, такая наработка находится в пределах 80...150 тыс. км пробега автомобиля). В связи с этим возникает вопрос: а не слишком ли осторожничают производители ДВС? Ведь на всех АТС предусмотрены топливные фильтры, которые по замыслу должны защищать распыливающие отверстия от загрязнений. К тому же качество моторных топлив непрерывно повышается, в том числе и в отношении нагарообразования.

Чтобы найти ответ на данный вопрос, авторы провели стендовые испытания двух моделей форсунок — "Сименс Дека ЗМЗ 6354" и "Бош 280 150 996", имеющих ту самую наработку, которая оговаривается в инструкциях, т. е. 80...100 км пробега. При этом частота ν срабатывания форсунок (импульсов, подаваемых на обмотку) и продолжительность τ подачи топлива зависели только от имитируемого режима работы двигателя, которых было два: максимальной нагрузки и высоких скоростей движения автомобиля. В первом случае значения этих величин были равны $\nu = 2400$ мин$^{-1}$, $\tau = 12$ мс, во втором — $\nu = 3600$ мин$^{-1}$, $\tau = 6$ мс [3]. Каждая из форсунок испытывалась дважды — в исходном состоянии и после очистки от загрязнений. При этом очистка включала два этапа: промывку в растворе, состоящем из воды, этанола и поверхностно активных веществ, и собственно очистку с помощью подачи ультразвуковых импульсов.

Процесс промывок был предельно простым: форсунки помещали в химический стакан, заполненный 20 мл промывочного раствора так, чтобы при перемешивании магнитной мешалкой омывалась только нижняя часть устройства. Затем включался "реаниматор" форсунок, который подавал на форсунку рабочие импульсы. Причём делалось это дважды: сначала в течение 30 с, затем ещё в течение 1 мин. После каждого такого воздействия форсунку оставляли, не выключая перемешивания, на 10 мин в химическом стакане и далее измеряли водородный показатель pH и электропроводность σ жидкой фазы. Как оказалось, pH (7,5 ± 0,1) жидкой фазы в процессе промывки форсунок не изменяется, а электропроводность растёт. Однако такой рост σ связан не с процессом промывки, а с сопровождающим его испарением одного из компонентов раствора из-за больших перерывов между промывками очередных форсунок. Так что данный недостаток легко устранить.

Из сопоставления данных таблиц 1 и 2 следует, что производительность форсунок после их ультразвуковой обработки в большинстве случаев превосходит ту, которая была до обработки. Так что ультразвуковая очистка — дело нужное [4—6]. При этом надо отметить ещё одно важное обстоятельство: производительность форсунок Ф3 и Ф4 "Бош", которые, как сказано выше, не подвергались промывке, практически не изменилась (табл. 3). Отсюда вывод: промывка форсунок способствует их более полной очистке от загрязнений. Следовательно, контролировать их рабочие пара-

Таблица 1

Состояние форсунки	Производительность форсунок, см$^3 \cdot$ мин$^{-1}$					
	на режиме 1			на режиме 2		
	Ф2	Ф3	Ф4	Ф2	Ф3	Ф4
До очистки	116,0	118,0	108,0	75,0	75,0	69,4
После УЗ-очистки	120,0	120,0	112,0	80,6	80,6	75,0

Таблица 2

Состояние форсунки	Производительность форсунок, см$^3 \cdot$ мин$^{-1}$							
	на режиме № 1				на режиме № 2			
	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4
До очистки	100,0	102,0	106,0	106,0	63,9	66,7	69,4	69,4
После УЗ-очистки	106,0	106,0	106,0	106,0	66,7	68,1	69,4	69,4

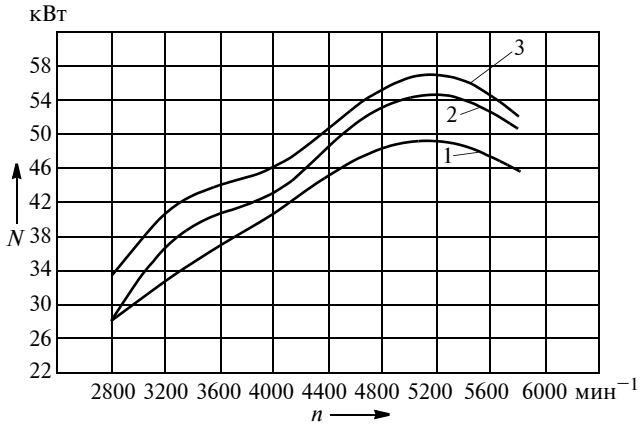


Рис. 1. Зависимость мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала:

1 — до промывки топливной системы и форсунок; *2* — после промывки топливной системы; *3* — после промывки топливной системы и очистки форсунок ультразвуком

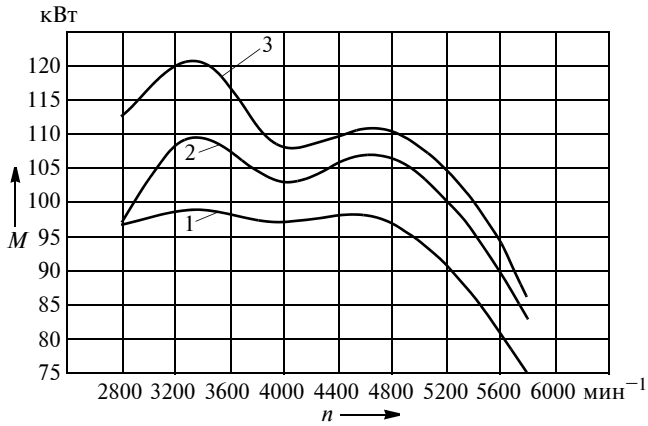


Рис. 2. Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала:

1 — до промывки топливной системы и форсунок; *2* — после промывки топливной системы; *3* — после промывки топливной системы и очистки форсунок ультразвуком

метры целесообразно после выполнения двух операций: промывки и очистки ультразвуком. Достаточно сказать, что разброс значений производительности в этом случае составил всего ±0,4...1 %.

Влияние загрязнений форсунок на энергетические характеристики двигателя оценивали на динамометрическом стенде, измеряя, как того требует стандарт ISO 1585, его мощность N_e и крутящий момент $M_к$. Результаты этих измерений для форсунок "Дженерал Моторс" 96334808 представлены на рисунках в виде внешних скоростных характеристик двигателя, т. е. зависимостей его мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала.

Как видно из рис. 1, экстремальные значения мощности наблюдаются при частоте вращения коленчатого вала, равной 5200 мин$^{-1}$. Причём до промывки впускного тракта этот максимум составил 49 кВт, или 66,6 л. с. (кривая *1*), а после промывки — 54,7 кВТ, или 24,3 л. с., что на 11,6 % больше (кривая *2*). После очистки форсунок эта мощность возросла с 54,7 до 57 кВт, или с 74,3 до 77,4 л. с. (кривая *3*), т. е. ещё на 4,2 %.

Таблица 3

Режим	Изменение производительности форсунок, см^3 · мин$^{-1}$						
	"Сименс Дека ЗМЗ 6354"			"Бош 280 150 996"			
	Ф2	Ф3	Ф4	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4
№ 1	4,0	2,0	4,0	6,0	4,0	0	0
№ 2	5,6	5,6	5,6	2,8	1,4	0	0

Экстремальные значения крутящего момента наблюдались (рис. 2) при 3400 мин$^{-1}$. Причём он изменялся по тем же законам, что и экстремумы мощности: больше всего после промывки впускного тракта и очистки форсунок ультразвуком, а меньше всего при отсутствии того и другого.

Таким образом, эксперименты показали: проведение контроля производительности форсунок после определенных их наработок не только желательно, но и необходимо. Более того, для улучшения энергетических и экологических показателей двигателей, процесса пуска, а также сохранения динамических характеристик транспортных средств контроль и очистку форсунок от загрязнений нужно сочетать с промывкой системы подвода топлива к ним. В частности, с промывкой фильтров топливного насоса.

Литература

1. Овчинников Г.В., Драгомиров С.Г., Овчинников В.Ф. Основные причины и последствия изменения в процессе эксплуатации расходных характеристик форсунок для впрыска бензина // Электроника и электрооборудование транспорта. 2008. № 2. С. 36—40.
2. Овчинников Г.В., Козлов С.А. Влияние загрязнений электромагнитных форсунок на их показатели // Электроника и электрооборудование транспорта. 2007. № 4. С. 45—46.
3. Курочкин И.М., Хренников А.О., Доровских Д.В. Техническая эксплуатация автомобилей: лабораторный практикум. Тамбов: Изд-во тамб. гос. техн. ун-та, 2009. 80 с.
4. Хорбенко И.Г. Звук, ультразвук, инфразвук. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Знание, 1986. 192 с.
5. Донской А.В., Келлер О.К., Кратыш Г.С. Ультразвуковые электротехнологические установки. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. 208 с.
6. Голямина И.П. Ультразвук. Маленькая энциклопедия. М.: "Советская энциклопедия", 1979. 400 с.

УДК 623.486

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕТОДОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ, ВОССТАНОВЛЕННЫХ ПЛАЗМЕННЫМ НАПЫЛЕНИЕМ

Д-р техн. наук **КУТОВОЙ С.С.**,
канд. техн. наук **ЕФРЕМОВ В.В.**, **КОТЛЯРОВ А.Ю.**
Рязанское ВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова
(8.920. 952-62-92)

Экспериментальные исследования проводились с целью обоснования способа обеспечения точности геометрических параметров формы и высокой производительности операции шлифования восстановленных поверхностей деталей.

Ключевые слова: *экспериментальные исследования, восстановленные поверхности, шлифование, точность геометрических параметров формы, производительность операции.*

Kutovoy C.C., Efremov V.V., Kotlyarov A.U.

THE EXPERIMENTAL RESEARCH RESULTS OF MECHANICAL PROCESSING OF PLASMA COATING-RECOVERED DETAILS

Experimental research were carried out to justify the ways of ensuring accuracy of geometrical parameters of the form and high performance grinding operation of the restored surfaces.

Keywords: *experimental research, recovered surface, grinding, the accuracy of the geometric parameters of the form, operation performance.*

Проблема повышения качества восстановления деталей всегда была и остаётся одной из острейших: специалистам до сих пор не удаётся довести качество восстановленной детали до качества детали новой. Статистика свидетельствует: после капитального ремонта 80 % двигателей и от 65 до 97 % агрегатов трансмиссии число их поломок возрастает в два раза. Причём особенно низконадёжными получаются коленчатые валы — на их долю приходится до 14,7 % общего числа отказов восстановленных двигателей [1].

Вывод очевиден: используемые в ремонтном производстве способы восстановления и обработки деталей недостаточно эффективны, поэтому необходимо искать новые, обеспечивающие высокое качество обработанных поверхностей деталей способы. И прежде всего, минимизирующие отклонения геометрических параметров формы обрабатываемых поверхностей, поскольку качество именно этих поверхностей определяет главное эксплуатационное свойство сопряжений — их износостойкость, а следовательно, и свойство машин: малошумность, точность движения, плавность хода и др. В конце концов, их надёжность [2]. Так что поиск новых способов обработки восстановленных поверхностей, по существу, сводится к решению задачи управления геометрических параметров формы.

Однако создание новых способов — дело непростое. Если, скажем, взять то же шлифование шеек коленчатого вала, то нетрудно заметить, что его результаты зависят от множества одновременно действующих факторов, изменяющихся в процессе обработки — степень силового и теплового воздействия на инструмент, порядок обработки поверхности и т. д. Всё это наводит на мысль о возможности совершенствования уже существующих способов. И прежде всего, за счёт более чёткого понимания и учёта технологических факторов, т. е. рационализации режимов обработки.

Такой подход позволяет решить проблему, по мнению авторов, и быстрее, и дешевле. Что это именно так, легко показать на примере шеек коленчатого вала ДВС. Поверхности этих шеек в настоящее время восстанавливают методом напыления износостойкого слоя. Данный слой затем подвергается шлифованию либо методом поперечной и продольной подач, либо методом шлифования уступом. В связи с этим возникают два вопроса. Первый: какой из этих методов лучше? Второй: можно ли эти методы улучшить?

Чтобы ответить на них, авторы провели соответствующие исследования при одних и тех же условиях обработки напылённых поверхностей шеек коленчатых валов дизелей автомобилей КамАЗ, выработавших свой ресурс. Эти условия были следующие.

Шлифовальный круг:

тип	24А40СМ15К5
ширина	36 мм
диаметр	900 мм
скорость вращения, м/с	35
Скорость вращения детали, м/мин	65
Продольная подача, м/мин	1,15
Поперечная подача, мм/ход	0,01
Расход СОЖ, л/с	0,20

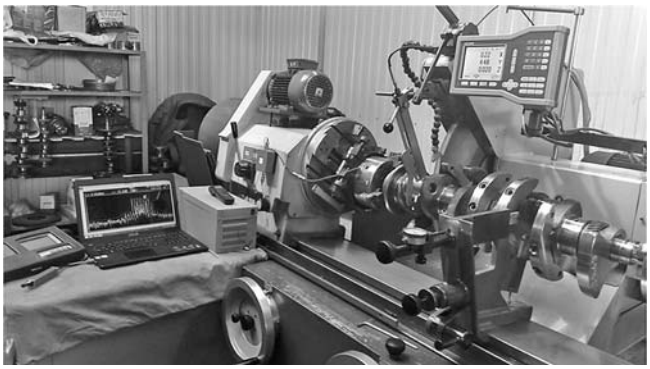


Рис. 1

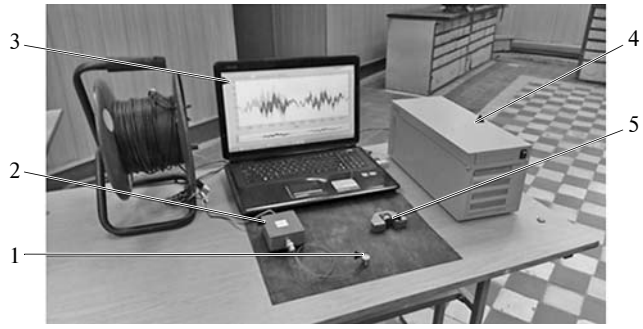


Рис. 2

Для контроля процессов, сопровождающих микрорезание и связанных с изменением формы режущей кромки абразивного инструмента, был использован акустико-эмиссионный метод, поскольку он широко известен и достаточно информативен в случае диагностирования металлорежущих систем [3]. Он позволяет выявить корреляционные зависимости условий обработки с геометрическими параметрами формы деталей при их шлифовании [4].

Экспериментальные исследования проводились на специально разработанном для этой цели исследовательском комплексе (рис. 1), в состав которого вошли: круглошлифовальный станок 3Д4230, акустико-эмиссионный измерительный прибор "А-Лайн 32 Д " (рис. 2) фирмы "Интерюнис", накидная скоба с цифровым индикатором модели "Acu-Rite VUE 2XT" и пирометр ПД 6. (*На рис. 2: 1 — преобразователь, 2 — предусилитель, 3 — блок сбора и обработки данных, 4 — модуль сбора и формирования АЭ-параметров, 5 — магнитный держатель.*)

Технология экспериментальных исследований сводилась к следующему. Перед началом шлифования, как обычно, выполнялась настройка всех элементов испытательного комплекса. Затем в патроны станка устанавливался коленчатый вал и проверялась точность его базирования. После этого шатунные шейки первого вала шлифовались методом поперечной и продольной подач. При этом инструмент подводили к центральной части поверхности каждой шейки до касания, после чего осуществляли врезание на глубину 0,01 мм. Далее поперечная подача прекращалась и после некоторой выдержки, позволяющей снять припуск, выполнялась продольная подача — сначала в левую сторону, а затем до конца (до касания боковой частью круга противовеса коленчатого вала) в правую. Потом круг возвращался в центр шейки, и выполнялись последующие проходы — до снятия всего припуска. Заключительные действия — выхаживание, т. е. продольное движение круга вдоль поверхности обработанной шейки с целью удаления микронеровностей.

Второй коленчатый вал шлифовали уступом, т. е. методом, при котором инструмент к обрабатываемой поверхности подводится в крайней области шейки, т. е. до касания боковой частью противовеса. Далее — врезание до той же глубины 0,01 мм и выдержка в этом положении до прекращения искроотделения, второе и последующие врезания на величину всего припуска, перемещение круга в противоположную область шейки и съем припуска, а также зачистные проходы для достижения требуемой точности и чистоты обработанной поверхности. Шлифование каждой очередной шейки выполняли с чередованием области врезания для равномерности износа АИ при выполнении зачистного прохода. Операция шлифования также сопровождалась непрерывным контролем и регистрацией акустико-эмиссионного сигнала и температуры в зоне резания.

В качестве наиболее приемлемого для контроля геометрических параметров формы шеек использовалась, как упоминалось выше, накидная скоба с цифровым индикатором, позволяющая отслеживать отклонения контролируемой поверхности в трех системах координат с точностью до 0,001 мм.

Результаты микрометража шеек коленчатых валов, обработанных с поперечной и продольной подачами показали наличие отклонений геометрических параметров формы от цилиндричности. Причем на первой шейке отклонения наблюдались в крайних поясах измерения, а с каждой последующей шейкой эта область расширялась. Как считается, данные отклонения имеют вид седлообразности, которая возникает при погрешностях базирования и низкой жесткости технологической системы. Однако это не так: диагностирование методом акустической эмиссии показало, что

Технологические факторы	Кодовое обозначение	Уровни варьирования			Интервал варьирования
		нижний −	основной 0	верхний +	
Глубина резания $t_р$, мкн	x_1	65	70	75	10
Время врезания $T_{вр}$, с	x_2	3	5	7	4
Время выдержки, $T_{вд}$, с	x_3	2	5	8	6

всё дело в уменьшении площади контакта круга с поверхностью шейки вследствие бокового износа этого круга, который возрастает с ростом числа обработанных поверхностей.

При шлифовании с подачей инструмента операция шлифования оказалась более стабильна, поскольку шлифовальный круг в этом случае изнашивался равномерно по всей площади его контакта с обрабатываемой поверхностью. Результат — допустимые в пределах 2...4 мкм отклонения поверхности шеек от цилиндричности.

Таким образом, исследования показали, что ответ на поставленные выше вопросы гораздо проще, чем ожидалось. Он состоит в том, что до тех пор пока не будут найдены новые способы обработки восстановленных деталей, неплохие результаты можно получить, если использовать метод шлифования с подачей шлифовального круга уступом. Кроме того, данный метод предпочтительнее метода поперечной и продольной подач и с точки зрения производительности операции шлифования, так как при нём время резания и выдержки каждого прохода меньше, следовательно, меньше и вероятность появления прижогов и других дефектов, вызванных тепловыми деформациями обрабатываемой поверхности.

Проведённые авторами исследования метода "подача абразивного инструмента уступом" позволили определить факторы технологической системы и уровни их варьирования, обеспечивающие высокие качества и производительность данного метода (см. таблицу). По результатам статистической обработки данных была получена и математическая модель первого порядка, описывающая связь времени $T_ш$ шлифования шейки коленчатого вала с временем $T_{вр}$ врезания шлифовального круга в обрабатываемую поверхность и времени $T_{вд}$ выдержки:

$$T_ш = 231{,}55 + 1{,}89t_{вр} + 88{,}75T_{вр} - 72{,}37T_{вд} - 1{,}46t_{вр}T_{вр} + 0{,}84t_{вр}T_{вд} + 1{,}82T_{вр}T_{вд}.$$

Чтобы найти оптимальное значение отклика, авторы применили метод крутого спуска. Однако построенная с его помощью поверхность отклика по значениям параметров данной модели не позволила получить экстремум функции. Поэтому пришлось воспользоваться рекомендациями работы [5], т. е. представить регрессионную модель с нормализованными факторами в виде полинома второго порядка, для чего потребовалось провести вторую серию опытов и статистической обработки экспериментальных данных. В итоге было получено второе уравнение математической модели продолжительности $T_ш$ шлифования для натуральных значений факторов:

$$T_ш = 3342{,}98 - 85{,}82t_{вр} + 66{,}86T_{вр} - 85{,}06T_{вд} + 0{,}63t_{вр}^2 + 2{,}18T_{вр}^2 + 1{,}4T_{вд}^2 - 1{,}46t_{вр}T_{вр} + 0{,}84t_{вр}T_{вд} + 1{,}82T_{вр}T_{вд}.$$

Оно, как показал опыт, позволяет определить минимальное значение времени шлифования одной шейки коленчатого вала при обеспечении требуемой точности. Это время при глубине $t_р$ резания, равной 72 мкм, времени $T_{вр}$ врезания 6,4 с и времени $T_{вд}$ выдержки 7,5 с составляет 207 с, или 3,45 мин.

Литература

1. Исследование надежности отремонтированных двигателей КамАЗ-740 и разработка технологических мероприятий по повышению ресурса: Отчет о НИР (заключит.) / КАЗНИПИАТ; № ГР 01850039931. — Алма-Ата, 1985. — 79 с.: ил. — Библиогр.: с. 78—79;
2. Прилуцкий В.А. Технологическое обеспечение точности и качества поверхностного слоя деталей машин путём управления периодическими погрешностями обработки: дис. ... докт. техн. наук. — Самара, 2005. — 30 с.
3. Свириденок А.И. Акустические и электрические методы в триботехнике / Под ред. Белого В.А. // А.И. Свириденок, Н.К. Мышкин, Т.Ф. Калмыкова, О.В. Холодилова. Минск: "Наука и техника", 1994. — 280 с.
4. Подураев В.Н. Технологическая диагностика резания методом акустической эмиссии [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Подураев, А.А. Барзов, В.А. Горелов. — М.: Машиностроение, 1988. — 56 с.
5. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. — М.: Машиностроение, 1981. — 184 с.

УДК 629.33

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОТКАЗОВ ОСНОВНЫХ ИЗДЕЛИЙ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО ИХ УСТРАНЕНИЮ

Канд. техн. наук **АЛИЕВ А.А.**
НИИАЭ

Проведён многофакторный анализ причин возникновения отказов основных изделий отечественных электрооборудования транспортных средств: генераторов, стартеров и магнето и технические решения по их устранению.

Ключевые слова: *сталь, статор, ротор, регулятор напряжения, поликлиновой шкив, шестерня, втулка направляющая, вкладыш, вал якоря и магнето.*

Aliev A.A.

MULTIVARIATE ANALYSIS OF THE CAUSES OF FAILURE OF THE MAIN PRODUCTS OF THE DOMESTIC ELECTRICAL EQUIPMENT VEHICLES AND TECHNICAL SOLUTIONS FOR THEIR ELIMINATION

The multivariate analysis of the causes of failure of the main products of domestic equipment transport equipment: generators, starters and magnetos and technical solutions for their elimination.

Keywords: *steel, stator, rotor, voltage regulator, serpentine pulley, gear, bushing guide insert the shaft of the armature and magneto.*

Электрооборудование автотракторной техники, как показывает опыт эксплуатации, наименее надёжная из её систем. И если отказы таких его элементов, как сигнальные лампы, аккумуляторные батареи, предохранители, электроклапаны и т. п., особого беспокойства, как правило, не вызывают, поскольку легко устраняются водителем, то с генераторами, стартерами и магнето дело сложнее: их отказ в большинстве случаев обездвиживает транспортное средство. Причём отказов данных изделий довольно много. И многие из них хорошо изучены. Но есть, к сожалению, и такие, которым до сих пор уделялось явно мало внимания.

Основные причины отказов можно разделить на три группы: применение для изготовления изделий электрооборудования материалов с нерациональными структурой и свойствами; низкий технический уровень технологических процессов и оборудования, прежде всего, термической и химикотермической обработки деталей; нарушение режимов эксплуатации электрооборудования. Отказы генераторов, стартеров и магнето транспортных средств, вызванные причинами из первых двух групп, приведены в таблице.

Начнём с электрогенераторов. Многофакторный анализ причин их отказов, выполненный автором, показал, что одной из основных причин падения напряжения в бортовой сети являются дефекты интегрального регулятора напряжения типа Я112В1.

Неисправность данного изделия всегда приводит к одним и тем же последствиям: снижению величины магнитного потока в роторе—статоре генератора, на его полюсных наконечниках, плохому контакту в щеточном узле и падению напряжения в бортовой сети транспортного средства. Причина данного дефекта определена. Это недостаточно высокая надёжность дополнительного диода в схеме регулятора. Поэтому все новые модели генераторов, например, типа 94.02.3701.04, оснащаются и новыми регуляторами — 7930.3702, не имеющими дополнительных диодов.

Вторая причина выхода из строя автомобильных генераторов — поломка поликлинового шкива. Её причина — использование в качестве материала для шкива холоднокатаной ленты из стали 08кп-М, в составе которой содержится до 0,1 % углерода с разнородной структурой — ферритным зерном 6...9 баллов, и, как результат, обладающей низкой пластичностью δ_4 = 18...20 %. Кроме того, при изготовлении шкива применяется устаревшая технология: двойной неполный (при температурах 1000...1020 К или 730...750 °С и 960...980 К или 700—720 °С); межоперационный отжиг заготовок в процессе холодной штамповки. В результате в самой опасной зоне шкива — переходной — создаётся сложное напряженное состояние. Это в сочетании с низкой твердостью (HRB 52...55) после двух отжигов, по-видимому, создаёт все условия для усталостного разрушения шкива в процессе эксплуатации.

Чтобы проверить правильность этих соображений, автор выполнил тонкое исследование излома материала шкива с помощью электронного микроскопа и рентгеновского микроанализатора. В итоге было установлено, во-первых, по границам зерен феррита располагаются микровключения сернистого марганца MnS и оксида алюминия Al_2O_3, которые, как известно, снижают пластичность и ударную вязкость материала, во-вторых, в переходной зоне шкива действуют сжимающие и растягивающие напряжения, равные соответственно 75 и 40 МПа. Причём разрушение происходит именно там, где действуют растягивающие напряжения.

Из этих фактов со всей очевидностью следует: для повышения надёжности шкивов необходимо улучшать микроструктуры материала. А проще всего — заменить сталь 08кп-М сталью 035Ю-ВГ с содержанием углерода на уровне 0,02—0,04 % и однородной структурой — ферритным зерном 7...8 баллов, обеспечивающим ей высокую пластичность (δ_4 = 40...44 %). Для повышения твёрдости материала в переходной зоне шкива нужно

отказаться от двух неполных межоперационных отжигов и перейти на один "закрытый" рекристаллизационный отжиг при температуре 930...950 К (660...680 °С) с охлаждением заготовок на воздухе в закрытом контейнере, что обеспечивает HRB 66...72.

Теперь о стартерах. Основным уязвимым их узлом является привод, который состоит из шестерни и направляющей втулки, изготовляемых соответственно из сталей 20ХН2М и 20ХНМ, вкладышей и вала. Главные причины их неисправностей и отказа — износы и поломки: зубьев шестерен и поверхности втулки направляющей. Происходит это из-за нестабильности параметров диффузионного слоя — концентрации углерода, немартенситной структуры и пятнистой твердости сталей после закалки и низкого отпуска, обусловленных неуправляемостью процессов цементации в твердом карбюризаторе и газовой среде с использованием жидких углеводородов — синтина, бензола и керосина. Исправить такое положение можно. Для этого достаточно стали 20ХН2М и 20ХНМ заменить сталью 15ХР и применить технологию цементации в кипящем слое, т. е. с использованием природного газа метана и закалку в масле с низким отпуском. Данные решения дают следующие параметры диффузионного слоя: концентрация углерода 0,9...1,1 %, структура мартенсит отпуска и твёрдость HRC 60...62 на шестернях и HRC 59...60 на втулках направляющей.

Что касается качества вкладышей шестерни привода стартеров, то их, как известно, изготовляют из ленты оловянистой латуни (томпака) ЛО90-1: ленту отжигают и накатывают на ней ячейки для смазки. Но эта смазка, в составе которой содержится 62 % серебристого графита (ГОСТ 8295—73); 31 % сосновой канифоли (ГОСТ 19113—84) и 7 % льняного масла (ГОСТ 5791—83), плохо удерживается в ячейках, поэтому контактная площадь втулки с шейкой вала снижается, что ведёт к интенсивному износу. В результате появляются люфты между шестерней и вкладышем, и якорь начинает задевать полюса обмотки возбуждения, т. е. стартер выходит из строя.

Вариант решения тоже есть — это замена латуни ЛО90-1 биметаллической лентой, состоящей из этой латуни и стали 08кп и графитизации ячеек.

Как показали эксперименты, такие меры увеличивают контактную площадь с шейкой вала на 20 %. Эксплуатационные же испытания стартеров 57.3708, 35.3708, 42.3708 и СТ142б.3708 с биметаллическими вкладышами дали увеличение ресурса вкладышей на 20 %. При этом на каждом вкладыше экономится 45 % латуни.

Причинами поломок валов якоря и крышек со стороны привода стартеров являются некачест-

Наименование изделий электрооборудования	Состояние применяемых материалов и технологии их термической и химико-термической обработки при изготовлении основных деталей электрообрудования	Причины отказа изделий электрооборудования транспортных средств
Генераторы	Применение холоднокатаной (х/к) ленты из стали 08кп-ОМ для изготовления статора, содержащей углерода до 0,10 % приводит к частичной потери магнитного потока в статоре, снижению магнитной индукции и величины выходного напряжения генераторов	Занижение величины напряжения в бортовой сети транспортных средств
	Недостаточная твердость (HRB 52—55) на переходной зоне поликлиновых шкивов из х\к ленты стали 08кп-М после двойного межоперационного отжига. На переходной зоне шкива действуют сжимающие и растягивающие напряжения	Усталостное разрушение поликлиновых шкивов в зоне действующих растягивающих напряжений
Стартеры	Неуправляемые цементации в твердом карбюризаторе и в газовой среде с использованием синтина, бензола и керосина шестерни и втулки направляющей из сталей 20ХН2М и 20ХНМ приводят к нестабильности параметров диффузионного слоя — в т. ч. пятнистой твёрдости на зубьях шестерни	Износ зубьев шестерен привода ухудшают зацепления её с маховиком коленчатого вала двигателей и запуска ДВС
	Неоднородная структура х/к ленты из стали 08кп-М (со структурой —величиной зерна феррита 6—9 балла) при холодной штамповке 6-ти деталей стартеров 57.3708 приводит к неравномерному распределению деформации и появлению заусенец, надрывов и трещин на переходных зонах	Разрушение 6-ти деталей с указанными дефектами в процессе эксплуатации и стартеры выходят из строя
	Недостаточная прочность материала валов якорей из стали: 45 и 50 карбюраторных двигателей иногда приводит к их поломке в процессе эксплуатации, в. т.ч. при резком заклинивании привода в холодном запуске двигателей	Поломка вала якоря в процессе эксплуатации приводит к выходу стартеров из строя
	Несовершенная технология изготовления графитизированных вкладышей из латуни ЛО90-1 приводит к: некачественной адгезии смазки в ячейках, уменьшению её контактной площади с шейкой вала, интенсивному износу и появлению люфта между вкладышем и шейкой вала	Люфт между шестерней и вкладышем приводит к задеванию якоря полюсами обмотки возбуждения и стартеры выходят из строя
Магнето	Нестабильные значения параметров диффузионного слоя, в т. ч. пятнистой твёрдости на деталях магнето из марок сталей 15 и 20 после цианирования в жидкой среде и закалки в воду и низкого отпуска, приводят к их интенсивному износу и ухудшению искрообразования при запуска двигателей	Изношенные детали магнето ухудшают запуск тракторных, лодочных и мотоциклетных двигателей

венные материалы и заклинивание привода при холодном пуске двигателя. Для устранения поломок стали 45 или 50, из которых выполняют валы стартеров бензиновых двигателей, нужно заменить новой сталью 25Х (ТУ 14-1-5502—2004) и применить новую малоотходную технологию их изготовления (метод ротационного обжатия на автоматической линии), а для крышек вместо алюминиевых сплавов АЛ2 и АЛ4 — сплавы АК9М или АК12М2 и метод литья под давлением. Особое место в линейке отечественных стартеров занимает стартер 57.3708. Он имеет, как известно, планетарный редуктор, к эксплуатационной надёжности которого есть претензии со стороны потребителей. Шесть основных его деталей в процессе эксплуатации довольно часто разрушаются. В частности, быстро изнашиваются и ломаются зубья пластмассовой корончатой шестерни, ослабляются оси трех шестерен-сателлитов, выполненных из стали 08кп-М, и др.

Данные неполадки удалось устранить. В случае стальных деталей — перейдя на высокопластичную сталь 035Ю-ВГ, а в случае корончатой шестерни — с порошка ЖМ4Д-1,5-М-0,5 на ЖГр05-М4-Т2-М1.

Наконец, о магнето. Основные трущиеся его детали — грузик, поводок, основание, бегунок, собачка, корпус. Их изготовляют из сталей 15, 20 и 15Л и подвергают цианированию в жидкой среде, в составе которой содержится по 50 % цианитных натрия и калия (NaCN и KCN), а затем — закалке в воду и низкому отпуску. При этом параметры цианированного слоя структуры не всегда получаются стабильными в отношении концентрации углерода и азота. Итог — немартенситная структура и пятнистая твёрдость, приводящие к быстрому износу деталей. Кроме того, цианирование создаёт и проблемы, связанные с утилизацией отходов производственного процесса — нейтрализацией сточных вод после промывки деталей, которые можно решить заменив цианирование нитроцементацией в кипящем слое смеси метана и аммиака. Кроме того, технология стабилизирует параметры в слое стали толщиной 0,15...0,30 мм и обеспечивает мартенсит отпуска твёрдостью HRC 58...60.

Всё перечисленное выше уже работает: созданы и внедрены в производство практически все упомянутые технические решения. Это позволяет утверждать, что нынешние автотракторные электрогенераторы, электростартеры и магнето отечественного производства с точки зрения их надёжности вполне конкурентоспособны по отношению к аналогичным изделиям зарубежного производства. Но поскольку они, как правило, дешевле последних, то это означает, что перечисленные выше решения способствуют и локализации производства автокомпонентов, т. е. решению проблемы, представляющей огромный интерес не только для отрасли, но и государства (рабочие места, транспортная независимость и т. п.).

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения

ПОИСКОВО-ЭВАКУАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

ДАНИЛОВ Р.Г.
ЗИЛ

С началом пилотируемых космических полетов встал вопрос о быстром обнаружении возвращаемых с орбиты спускаемых аппаратов, доставке их и членов экипажей с места приземления в район основного базирования. Вначале для этих целей использовались самолеты и вертолеты, однако в сложных погодных условиях, в темное время суток, а также в случае посадки в незапланированный район, поиск и эвакуация авиационными средствами становились весьма затруднительными или даже невозможными.

Именно поэтому по инициативе С.П. Королёва руководство ВВС, в ведении которого находилась поисково-спасательная служба, обратились на ЗИЛ с заданием на создание поисково-спасательного автомобиля с абсолютной проходимостью. Уже 29 декабря 1964 года заместителем Главнокомандующего ВВС по вооружению были утверждены тактико-технические требования поисково-эвакуационной установки, а в начале марта 1965 года было выдано техническое задание.

Испытания ПЭУ-1 на проходимость по болоту

Задача была сложной. С одной стороны, автомобиль должен был быть пригоден к транспортировке вертолетом Ми-6 или самолетом Ан-12, а это жесткие ограничения по массе и габаритам, а с другой — обеспечивать высокую проходимость и хорошую плавучесть. Для этого машина должна была обладать колесами большого диаметра, мощным двигателем, герметичным корпусом достаточного водоизмещения, водоходным движителем, грузоподъемным устройством для подъема спускаемого аппарата, радиосвязью, пеленгационной и навигационной аппаратурой. Кроме того, в кабине нужно было разместить троих членов экипажа и предусмотреть место для транспортировки космонавта на носилках.

Работы были подстегнуты "нештатной" посадкой 19 марта 1965 года космического корабля "Восход-2" с космонавтами П.И. Беляевым и А.А. Леоновым на борту. Спускаемый аппарат вследствие выхода из строя системы автоматической посадки вместо казахской степи приземлился в непроходимой пермской тайге. Космонавтов удалось обнаружить и эвакуировать лишь через двое суток. Сам процесс эвакуации представлял собой лыжный переход до ближайшей поляны, на которой мог приземлиться вертолет.

С делом справились быстро — уже летом 1966 года машина демонстрировалась представительной делегации, в которую входили космонавты Ю.А. Гагарин и А.А. Леонов, уполномоченный заказчика — начальник Управления ВВС В.М. Романенко и другие специалисты.

Машина имела алюминиевую раму, серийный зиловский двигатель ЗИЛ-375Я мощностью 180 л.с., гидромеханическую трансмиссию и независимую торсионную подвеску крайних колес. Раздаточная коробка с помощью симметричного блокируемого дифференциала распределяла крутящий момент поровну между левым и правым бортом. Привод бортовых редукторов осуществлялся карданными валами, раздельно для каждого борта. Безмостовая схема и колесные редукторы значительно увеличивали дорожный просвет, что было важно для получения высокой проходимости. Малый радиус поворота (9,8 м по внешнему колесу) достигался за счет применения передних и задних управляемых колес. Равномерное расположение осей по базе машины (2,5 + 2,5 м) давало возможность без помех преодолевать рвы шириной более 2 м и обеспечивало монтаж специального оборудования. Корпус ПЭУ представлял собой водоизмещающую оболочку из стеклопластика, обладающую нужным запасом плавучести и защищающую экипаж, агрегаты и грузы от воздействия внешней среды. Геометрические размеры и форма корпуса были выбраны таким образом, чтобы, с одной стороны, иметь достаточную продольную и поперечную устойчивость при движении по воде со спускаемым аппаратом на борту, с другой — снизить гидродинамическое сопротивление. Носовая часть корпуса имела криволинейную поверхность для движения по воде и продольные ребра жесткости, которые играли роль защитных элементов при швартовке.

В 1967 году изготовили второй образец поисково-эвакуационной машины — ПЭУ-1, который вместе со своим предшественником успешно выдержал государственные и специальные испытания в различных климатических и дорожных условиях. После устранения выявленных недостатков в 1968 году машины поступили в поисково-спасательные подразделения ВВС. Принятая на снабжение приказом Главнокомандующего ВВС в августе 1969 года первая партия из пяти машин ПЭУ-1 стала неотъемлемой частью поисково-спасательной службы.

Для многоместных спускаемых аппаратов и численно увеличившегося экипажа по заказу

Космонавты Ю.А. Гагарин и А.А. Леонов вместе с В.А. Грачёвым осматривают поисково-эвакуационную установку

Поисково-эвакуационная установка ПЭУ-1М с пассажирским кузовом

Министерства обороны была спроектирована амфибия ЗИЛ-5901 (ПЭУ-2). Амфибия, имеющая вместительный салон и оснащенная кузовом с краном для погрузки и транспортировки спускаемого аппарата, была собрана 22 апреля 1970 года. Большие габаритные размеры и масса машины не позволяли транспортировать ЗИЛ-5901 по воздуху к месту поиска спускаемого аппарата. Поэтому для поиска и эвакуации спускаемого аппарата и экипажа было принято решение использовать комплекс машин: грузовую — для спускаемого аппарата и пассажирскую — для космонавтов.

Пассажирский вариант ПЭУ, получивший обозначение ПЭУ-1М (ведущий конструктор Г.И. Хованский) был создан в 1972 году. Вместо площадки для крана и ложемента для спускаемого аппарата на машине была размещена просторная пассажирская кабина на 6—8 человек, оборудованная системами вентиляции, обогрева и кондиционирования воздуха, причем отопитель работал в автономном режиме. С 1974 года после государственных испытаний машина была принята на вооружение.

В ноябре 1972 года был построен еще один опытный образец поисково-спасательной машины — ЗИЛ-49042. С целью увеличения дальности полета вертолета Ми-6 постарались максимально снизить массу машины. Если амфибия ПЭУ-1 создавалась на агрегатах автомобиля ЗИЛ-135Л, у которого колесные редукторы, подвеска, бортовые передачи и рулевое управление были рассчитаны на грузоподъемность 10,5 т, то для поисковой машины требовалось создать агрегаты, способные выдерживать нагрузку от спускаемого аппарата в 3...3,5 т.

Конструкторы детально прорабатывали элементы будущей амфибии, боролись за каждый килограмм веса. Рабочие чертежи агрегатов трансмиссии (раздаточной коробки, бортового и колесного редуктора) были закончены 29 марта 1971 года. Большое внимание уделялось компоновке новой машины. Пространство для размещенияполезной нагрузки выбрали в середине корпуса, чтобы вес размещаемого груза не оказывал большого влияния на центровку машины. Это было особенно важно при движении по воде. У ЗИЛ-49042 в передней части машины размещалась трехместная кабина экипажа, сразу за которой начинался восьмиместный пассажирский салон. Моторный отсек находился в задней части. Машина ЗИЛ-49042 прошла полный цикл испытаний: лабораторно-дорожные испытания проходили на Дмитровском полигоне НАМИ, испытания на проходимость — на торфяных картах торфопредприятия им. Классона в районе г. Покрова Владимирской области, испытания на песке — на песчаной косе Оки в районе совхоза "Руновский" Московской области, зимние испытания на движение по снежной целине — в районе г. Ухты Коми АССР. В целом новые агрегаты трансмиссии успешно выдержали все испытания, дав конструкторам пищу для доработок и внесения в их конструкцию улучшений.

В 1974 году появились новые спутники, габаритные размеры которых заставили усовершенствовать крановую установку и ложемент ПЭУ под новый груз. Эта модификация машины, поступавшая в поисково-спасательные части ВВС с 1977 года, получила обозначение ПЭУ-1Б. Последняя машина с маркой ПЭУ вышла из ворот ОГК СКБ в 1979 году. Всего с 1966 по 1979 год было выпущено 13 машин ПЭУ-1, 6 машин ПЭУ-1М и 3 ПЭУ-1Б.

Над созданием поисково-эвакуационных установок работали конструкторы В.А. Грачёв, А.И. Филиппов, Ю.В. Балашов, А.Г. Кузнецов, Б.П. Борисов, Н.В. Абрамов, М.П. Морозов, А.М. Моторин, Н.А. Егоров, В.В. Пискунов, В.О. Нифонтов, А.А. Шандыбо, В.В. Шестопалов, С.Ф. Румянцев, Н.М. Никонов, Ю.И. Соболев, А.П. Селезнёв, В.Я. Горин, Г.Т. Крупенин, Э.М. Куперман, М.И. Сугробов, С.Г. Вольский, В.Д. Комаров, Г.И. Мазурин; технологи А.И. Мурашов, В.Ф. Гуськов, П.И. Ляпичев, В.А. Шурунов, В.А. Жирков, Н.И. Воронцова, К.Т. Шабашева; испытатели В.Б. Лаврентьев, В.Я. Воронин, И.М. Артёмов, Г.А. Семёнов, В.А. Анохин, В.М. Андреев, А.И. Алексеев, Н.И. Герасимов, В.С. Баженов, В.Г. Шорин, Н.Н. Яковлев, В.Г. Иванов, В.А. Данилов; водители-испытатели В.С. Буянкин, В.В. Поляков, Г.Е. Дунюшин, В.П. Никитин, Р.С. Пшеничнер, Б.И. Григорьев, В.О. Хабаров, В. Глебов; военпреды Ю.В. Исполатов, В.А. Андреев, А.Г. Мунтян, О.Г. Лазарев, Я.А. Голодовский, В.П. Ветров, А.Д. Безгин.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Дубовик Е.А. — Конкурентоспособность кадровой составляющей предприятия автосервиса 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Расчет характеристик соединительной рамы грузовой платформы 6

Сарбаев В.И., Гармаш Ю.В., Блинникова Л.Г., Волков С.Г. — Устройство управления магнитным рекуперативным амортизатором 8

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. — Экспериментальное определение характеристик ограничителей буферов хода отбоя амортизатора подвески легкового автомобиля 10

Сливинский Е.В. — Усовершенствованное тягово-сцепное устройство легковесного автопоезда . . . 14

К вопросу о новом уравнении движения колесной машины

Пожидаев С.П. — Прорыв в науке или банальная ошибка? 17

Мамити Г.И. — Новое уравнение движения колесной машины — верно 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Филатов Н.В. — Теория и практика 27

Ходяков А.А., Хлопков С.В., Абу-Ниджим Р.Х. — Контроль рабочих параметров форсунок автотранспортных средств 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кутовой С.С., Ефремов В.В., Котляров А.Ю. — Результаты экспериментальных исследований методов механической обработки поверхностей деталей, восстановленных плазменным напылением 31

Алиев А.А. — Многофакторный анализ причин возникновения отказов основных изделий отечественного электрооборудования транспортных средств и технические решения по их устранению 34

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения

Поисково-эвакуационные установки для космических аппаратов 36

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
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. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич 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 им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*
Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Пчёлкина Т.В.*
Сдано в набор 24.01.2017. Подписано в печать 27.02.2017.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: 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 входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, в 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.

ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
"АВТОСЕЛЬХОЗМАШ - ХОЛДИНГ"

Уважаемые коллеги! ОАО "АСМ-холдинг" и НП "Объединение автопроизводителей России" 26 апреля 2017 года приглашают Вас на **X Московский международный форум "АВТОКОМПОНЕНТЫ 2017"**, посвященный теме ***"Перспективы развития производства и рынка автокомпонентов. Локализация производства автомобильных комплектующих в России"***. На форуме будут рассмотрены вопросы государственной политики по развитию автокомпонентной отрасли, инвестиционный и инновационный потенциал автокомпонентных производств, развитие рынка поставщиков автокомпонентов, а также проблемы по локализации производства в регионах РФ и пути их решения.

Основные темы для обсуждения:

- Итоги деятельности автомобильной промышленности России в первом квартале 2017 года;
- Перспективы развития автокомпонентной отрасли и рынка автокомпонентов в России;
- Об изменении структуры рынка в сегментах легковых и грузовых автомобилей;
- Вторичный рынок автокомпонентов и послепродажное обслуживание. Оценка ёмкости рынка;
- Локализация производства автокомпонентов в регионах: новые возможности и риски;
- Инвестиционный и инновационный потенциал российских автокомпонентных предприятий;
- Основные требования по организации совместных производств с иностранными автопроизводителями и развитие сети отечественных поставщиков автомобильных компонентов.
- Выработка консолидированных предложений по актуализации стратегии развития отечественного автопрома.

В работе форума примут участие представители Государственной думы и Минпромторга РФ, ассоциаций и объединений производителей автокомпонентов, ведущих научных организаций России, специалисты консалтинговых и инвестиционных компаний. Итоговые материалы и предложения участников форума будут направлены в Правительство и Государственную думу РФ, в профильные министерства и ведомства для их использования при подготовке соответствующих решений.

Место проведения:

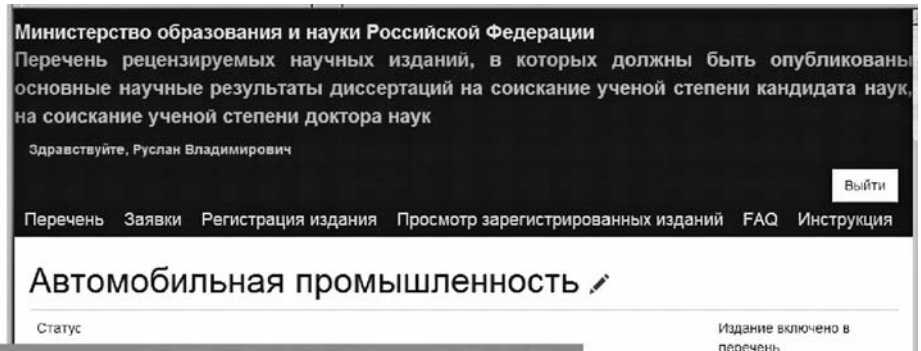
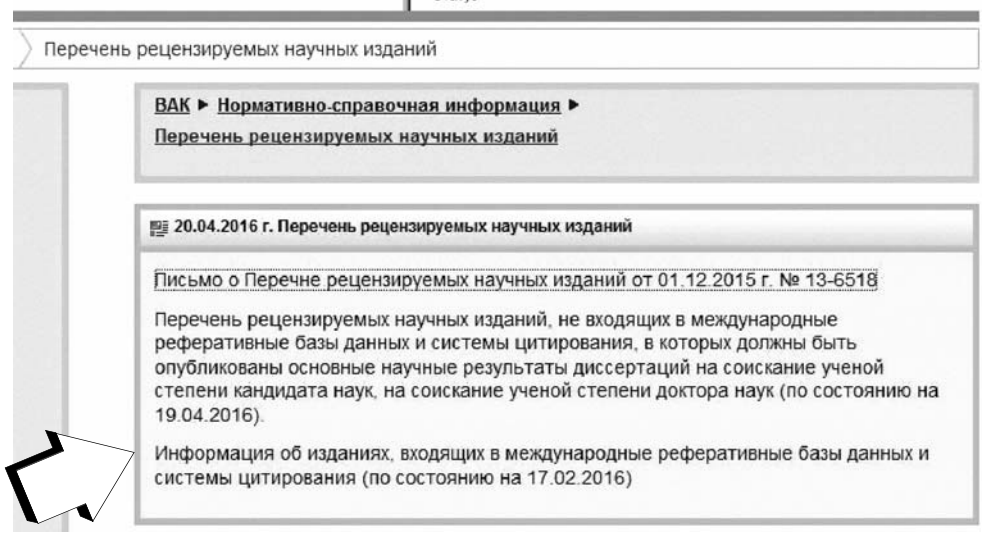
Москва, Кузнецкий Мост, д. 21/5, подъезд № 6, этаж № 5, конференц-зал.

Контакты:

Егошин Александр Евгеньевич: тел./факс: + 7(495) 625-54-84 *egoshin@asm-holding.ru*;
Манухина Елена Викторовна: + 7(495) 626-02-87; тел./факс: 621-02-00; *manuhina@asm-holding.ru*

Уважаемые авторы и читатели!

Редакция и редакционная коллегия сообщают: научно-технический журнал "АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ" успешно прошёл аккредитацию в ВАК для публикации работ соискателей учёных степеней.

(См. *http://vak.ed.gov.ru/87*, третья ссылка в окне "*Перечень рецензируемых научных изданий*".)

Напоминаем:
статьи для публикации следует подавать в редакцию заблаговременно!
Адрес электронной почты — *avtoprom-atd@mail.ru*
С правилами оформления материалов можно ознакомиться на сайте *mashin.ru*