ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 339.187

ПРИЧИНЫ ЗАМЕДЛЕНИЯ ПРОДАЖ АВТОМОБИЛЕЙ НА РОССИЙСКОМ РЫНКЕ

Канд. экон. наук **К.Ю. КУРИЛОВ**, д-р экон. наук **А.А. КУРИЛОВА**
Тольяттинский ГУ (8482. 73-82-74, 917.122-18-37)

Рассматриваются основные причины падения продаж автомобилей на российском рынке.

Ключевые слова: *автомобильная промышленность, отрасль по производству транспортных средств, динамика развития мировой автопромышленности, спрос на автомобили, прогноз развития российской автопромышленности, программа 2020.*

Kurilov K.Yu., Kurilova A.A.

THE CAUSES FOR SLOW SALES IN THE RUSSIAN AUTOMOTIVE MARKET

The based causes of slow sales in the Russian automotive market are considered.

Keywords: *automobile industry, the industry is producing vehicles, the dynamics of the global automobile industry, the demand for cars, the forecast of the Russian automobile industry, the program 2020.*

Мировой финансовый и экономический кризис 2008–2009 гг. вызвал стагнацию автомобилестроительной отрасли и привел к значительным негативным последствиям. Так, продажи автомобилей в 2009 г. упали (рис. 1) до уровня 2005 г., или, по сравнению с 2007 г., на 8,12 %. Однако в целом нельзя не отметить, что его удалось преодолеть, причем довольно быстро: уже в 2010–2011 гг. начался [1] рост объемов их производства ($N_{пр}$) и продаж ($N_{сб}$), потому что правительства стран-производителей АТС оказали им существенную финансовую поддержку. Однако после 2011 г., как видно из рис. 1, возобновление "турбулентных" явлений в мировом автомобилестроении остается вполне возможным. Причина тому – обострение противоречий в развитии фирм отрасли, а также мировой экономике в целом [2], которые порождают несколько серьезных проблем.

Основная из таких проблем связана с перепроизводством АТС (кривая *1* на рис. 1). Как видим, разница между числом $N_{сб}$ проданных и числом $N_{пр}$ произведенных автомобилей была всегда и варьировалась от 2 до 4 % общего их объема продаж. Но непосредственно перед кризисом в 2008 г. она достигла своего максимума – 4 %. Производители сразу же отреагировали на это, уменьшив в 2009 г. объемы выпуска АТС на ~4 млн ед., и ошиблись: объем производства оказался ниже объема продаж. Поэтому в 2010 г. "маятник" качнулся в обратную сторону. В результате объем перепроизводства снова вышел на те же 4 %, что и в 2008 г. Но настораживает даже не этот факт, а то, что объемы перепроизводства в 2012 г. превысили предкризисное значение 2007 г. Это говорит о том, что процесс определения объемов производства у большинства изготовителей АТС стал не вытягивающим (покупатель формирует спрос), а толкающим, т.е. они выпускают продукцию, рассчитанную не на конкретного потребителя, а на предполагаемый и, вообще говоря, необоснованный спрос. Что, в конечном счете, ведет к затовариванию площадок дилеров и кризису продаж.

Решить данную проблему можно только одним способом – внедрением метода заказной сборки, т.е. АТС не должно производиться без наличия жесткого заказа, сделанного дилеру клиентом.

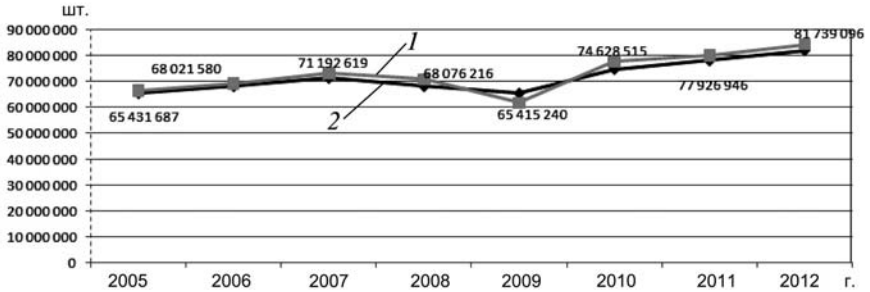


Рис. 1. Динамика изменения объемов продаж транспортных средств в мире с 2005 по 2012 г.:
1 – производство транспортных средств; *2* – их продажи

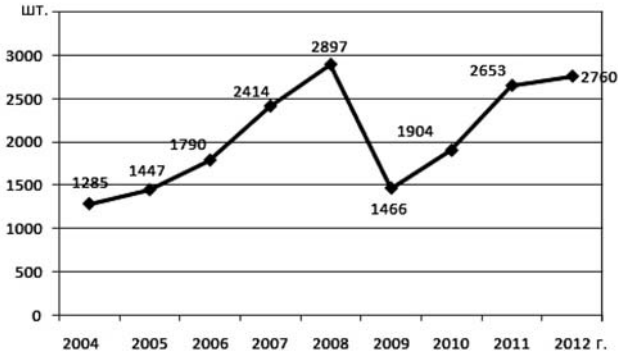


Рис. 2. Динамика изменения объемов продаж легковых автомобилей в России с 2004 по 2012 г.

Что касается российского автомобилестроения, то кризис принес ему бóльшие потери, чем аналогичным отраслям других стран. Например, объемы продаж легковых автомобилей в 2009 г. уменьшились, по сравнению с 2008 г., на 50,6 % (рис. 2). Хотя перспективы спроса на АТС у нас огромны: по их числу в расчете на 1 тыс. человек населения (250) мы уступаем не только США (523), Франции (525) или Германии (515), но и Польше (433), Чехии (438) и Южной Корее (294). И хотя превосходим такие страны, как Бразилия (137), Турция (106), Украина (175) и Китай (45), но все же "не дотягиваем" до среднего мирового уровня (316).

Конечно, кризис приходит и уходит, и есть все основания предположить, что российский парк автомобилей будет расти как минимум до уровня своих бывших союзников по социалистическому лагерю, Польши и Чехии, и составит не менее 400 ед./1000 чел. То есть вырастет на 21,36 млн, или до 56,7 млн ед. Однако успешной реализации этого сценария препятствуют некоторые параметры внутренней и внешней среды страны, определяющие цену эксплуатации автомобиля.

Это, во-первых, стоимость приобретения автомобиля в кредит, которую определяют ставки кредитования: они у нас, как известно, гораздо больше, чем в большинстве развитых стран.

Во-вторых, места парковок. Если они есть рядом с местом жительства покупателя и с объектами потенциальных поездок (работа, магазин, школа и пр.), человек автомобиль покупает, если их нет, – с покупкой не спешит. А второй вариант давно уже стал реальностью для большинства населения городов России, а не только для Москвы и Санкт-Петербурга. Усугубляет ее и точечная застройка новыми жилыми домами, "съедающая" последние существующие и потенциальные парковки в этих городах. Наконец, на фоне жесткого дефицита парковок разворачивается борьба местных органов власти с владельцами АТС, припарковавшимися с нарушением ПДД, что значительно повышает стоимость владения автомобилем и, следовательно, снижает мотивацию потенциальных покупателей автомобилей.

В-третьих, расходы на топливо: его стоимость непрерывно растет. В том числе не без помощи государства, которое столь же постоянно увеличивает акциз на него и потакает монополизму нефтедобытчиков и нефтепереработчиков.

В-четвертых, налог на владение транспортным средством: его тяжесть в некоторых регионах, вопреки заявлениям правительства и принятому закону об обложении наиболее обеспеченной части населения дополнительными налогами на роскошь, в число которых входят автомобили представительского класса, испытывает на себе в основном массовый сегмент автовладельцев – владельцев автомобилей эконом-класса. Так, в Карелии и Самарской области, где основная масса автомобильного парка приходится на автомобили с двигателями мощностью менее 73,6 кВт (100 л.с.), уровень налога на их владельцев лишь чуть ниже уровня Москвы. Хотя есть и исключения. Например, в Оренбургской и Свердловской областях налог с владельцев транспортных средств данной категории в 2013 г. был равен нулю.

В-пятых, качество дорог и напряженность дорожного трафика. Причем о том и другом у нас больше говорится, чем делается.

В-шестых, стоимость государственного технического осмотра, технического обслуживания АТС, штрафы и страховые тарифы. Все они также непрерывно растут, что, естественно, снижает покупательскую способность потенциальных покупателей автомобилей и препятствует росту российского автомобильного парка.

Все перечисленное привело к тому, что, по оценкам экспертов фирмы "ПрайсвотерхаусКуперс", совокупный объем расходов на владение автомобилем в России давно уже превышает аналогичный уровень расходов в таких с массовой автомобилизацией странах, как США и Великобритания. Поэтому даже уровень 400 авт./1000 чел. это, скорее, благое намерение, а не конкретная, социальная задача на ближайшую перспективу. Что и подтверждает существующая тенденция к новому, теперь уже внекризисному замедлению темпов роста российского автомобильного рынка, которое началось в конце 2012 г. и продолжается до сих пор.

Да, после кризиса 2008–2009 гг. наблюдался рост продаж, и в последние два года апрельские продажи превосходили мартовские на ~6 %. Но в 2013 г. традиционного апрельского подъема продаж уже не было: он превысил мартовские продажи всего лишь на 0,5 %. И это во многом результат перечисленных выше факторов. Хотя, конечно, сказывается и изменение покупательских предпочтений: российский рынок постепенно движется к западной модели, т.е. модели, при которой автомобили продаются не сами по себе, а автопроизводителям и дилерам надо прикладывать усилия, чтобы привлечь покупателей. Но, повторяем, свой вклад в уменьшение продаж вносит и высокая стоимость владения автомобилем.

Отсутствие стабильных темпов роста российского рынка может привести к срыву целей и задач, отраженных в программе развития автомобильной промышленности до 2020 г., которая предусматривает производство силами российских автопроизводителей 3745 тыс. автомобилей в год, хотя данный показатель и не является экстраординарным для стран БРИК. Например, Китай в 2012 г. уже выпустил более 15 млн автомобилей, Бразилия и Индия – 3,2 млн и 2,6 млн соответственно. А ведь в целях реализации этой программы были израсходованы значительные финансовые ресурсы, которые представляли собой в том числе и средства налогоплательщиков. Эти средства были направлены на поддержку отечественных автопроизводителей во время кризиса и финансирование их инвестиционных программ. Но при отсутствии стабильного спроса они, будучи израсходованными, так и не принесли ожидаемой экономической и социальной выгоды.

Чтобы реализовать совокупный потенциал российского рынка (если в качестве его максимума брать уровень автомобилизации США и учесть российские территории и протяженность российских дорог), парк автомобилей должен составить 91,2 млн ед. Что означает: нашим автопроизводителям и зарубежным автоконцернам нужно поставить 70 млн автомобилей. При средней цене автомобиля 15 тыс. евро – это 1050 млрд евро выручки, которая будет распределена между автопроизводителями и дилерами, вызовет рост спроса на услуги банков и страховых фирм, а также числа занятых в различных отраслях промышленности, резко расширит сферу деятельности для сопутствующего бизнеса (автосервис, продажа запасных частей и расходных материалов, ГСМ). Как следствие, вырастут налоговые поступления в региональные и федеральные бюджеты, станет возможной реализация новой мобильной концепции российского гражданина, который сможет свободно путешествовать и передвигаться по стране, создавая значительный внутренний спрос на туристические услуги и обеспечивая высокую мобильность рабочей силы. Наконец, увеличится спрос на сталь, пластики и другие сырьевые компоненты, необходимые для производства автомобилей, что поможет избавить экономику страны от пресловутой экспортной зависимости и снимет ее с нефтяной "иглы", создав мощную базу для платежеспособного внутреннего спроса.

К сожалению, все эти великолепные перспективы, связанные с развитием российской автомобильной промышленности и российского автомобильного рынка, могут "разбиться" из-за отсутствия тех же парковочных мест, доступных кредитов и прочих внешних причин. Однако допустить такое развитие событий нельзя.

Ведь существующий в настоящее время сырьевой вариант развития экономики практически исчерпан, и в дальнейшем, несмотря на значительную эффективность, достигнутую за счет общемирового роста цен на энергоносители и эффективное продвижение российского ТЭКа на мировом рынке, российским правительством не может рассматриваться в качестве развития экономики.

Чтобы реализовать амбициозную программу развития автомобильной промышленности и ее дальнейший рост, необходимо, по мнению авторов, консолидированные усилия государства и частного бизнеса, которые должны заключаться в следующем.

Первое – обеспечение доступных кредитов покупателям АТС. Причем для большинства заемщиков, в том числе с неофициальными доходами, доступной должна быть не только процентная ставка как плата за кредит, но и сам кредит, субсидирование процентных ставок по автокредитам со стороны государства и автопроизводителей, контроль условий автокредитования со стороны ЦБ РФ.

Второе – снижение расходов владельцев АТС на ГСМ путем фиксирования внутренних цен по формуле "средняя цена бензина в США – понижающий коэффициент". Такая процедура ценообразования будет наиболее справедливой, так как закупаемое сырье поступает в США, если учитывать значительность транспортного плеча, по более высокой цене. Дополнительными мерами по снижению стоимости ГСМ может стать развитие рынка газомоторного топлива, т.е. увеличение продаж сжатого природного и сжиженного нефтяного газов. Не стоит обходить вниманием и вариант использования бензина и дизельного топлива с добавлением этанола и/или метанола. Это даст дополнительный стимул для развития сельского хозяйства и/или химической промышленности, окажет дополнительное естественное давление на топливный рынок, заставив топливные монополии обеспечить приемлемую цену на внутреннем рынке. Со стороны же отечественных автопроизводителей должны быть приняты меры по снижению путевого расхода ГСМ их продукцией, а также повышению ее топливной "гибкости", т.е. использованию различных видов моторных топлив. Например, в США, Канаде и Бразилии выпускаются автомобили, в которых доля этанола в топливе может доходить до 90 %.

Третье – действительная, а не на бумаге, реализация федеральной программы строительства автомобильных дорог, улучшение соотношения цена/качество этих дорог, обеспечение бесплатных парковок и стимулирование приобретения парковочных мест автовладельцами, субсидирование строительства парковок за счет бесплатного предоставления земельных участков, права аренды и пр.

Четвертое – определение ставок налога на владельцев АТС, исходя из среднего уровня доходов населения региона, в котором он взимается, а также с учетом таких специфических факторов, как развитие дорожной инфраструктуры и общественного транспорта, качество дорог и т.д.; фиксация и оптимизация других обязательных платежей (взносов, штрафов и пр.), формирование системы, нацеленной не на наказание, а на повышение культуры вождения и соблюдение ПДД (в том числе со стороны сотрудников ДПС).

Пятое – оптимизация страховых взносов владельцами АТС за счет усиления конкуренции и привлечения иностранных страховых фирм, увеличение скидок за безаварийную езду (система "бонус – малус").

Мероприятия такого рода, считают авторы, обеспечат долгосрочный потенциал для роста автомобильного рынка и позволят выполнить цели и задачи, поставленные в программе развития российской автомобильной промышленности до 2020 г. Что очень актуально, ведь на ее выполнение, как уже упоминалось, израсходованы значительные средства налогоплательщиков, в том числе на поддержку отечественных автопроизводителей, которые при отсутствии достаточного спроса на их продукцию окажутся не в состоянии выполнить поставленные перед ними амбициозные планы и будут ввергнуты в новый кризис. И дело может оказаться не только в качестве и цене продаваемых в России автомобилей, но и в банальном отсутствии возможности для потенциальных покупателей парковать свой автомобиль вблизи мест проживания, работы, учебы и решать прочие, на первый взгляд кажущиеся мелкими и незначительными, проблемы. Ведь не секрет, что России необходим новый сценарий развития и его успешная реализация будет зависеть от многих отраслей, в числе которых автомобилестроение будет играть значительную роль. Отсутствие внимания к сфере производства продуктов с высокой добавленной стоимостью и ориентация на экспорт сырья может "заморозить" Россию в состоянии, которое можно охарактеризовать выражением "колосс на парафиновых ногах".

Литература

1. Мировая автомобильная промышленность. Основные показатели // Международная организация производителей автомобилей. URL: http://oica.net/category/production-statistics (дата обращения: 30.05.2013).
2. Автомобильный рынок России и СНГ. Обзор отрасли. Февраль 2012 // Ернст энд Янг: официальный сайт. URL: http://www.ey.com/ru/ru (дата обращения: 30.05.2013).
3. О повышении ставок транспортного налога // www.samara.ru: URL: http://www.samara.ru/auto/gost/65840.html (дата обращения 30.05.2013).
4. Автомобильный рынок России: результаты 2012 года и перспективы // ПрайсвотерхаусКуперс. URL: http: //www.pwc.ru/ru/automotive/publications/index.jhtml (дата обращения: 30.05.2013).

-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ В III КВАРТАЛЕ 2013 Г.

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2013 г.	Сентябрь 2012 г.	Прирост, %	Январь–сентябрь 2013 г.	Январь–сентябрь 2012 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ":						
ЗИЛ	–	41	–	94	880	–89,3
*Смоленский Автоагрегатный Завод	1	4	–75,0	36	96	–62,5
Петровский Завод Автозапчастей	–	14	–	25	100	–75,0
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	9 248	8 189	+12,9	64 319	62 1762 1733	+3,5
АЗ "Урал"	507	488	+3,9	3 866	4 977	–22,3
* САЗ	140	90	+55,6	973	938	+3,7
Группа "КамАЗ":						
КамАЗ	3 789	3 819	–0,8	31 201	36 382	–14,2
НефАЗ:						
* *автосамосвалы*	1	1	0,0	2	2	0,0
** *самосвальные установки*	995	1 040	–4,3	8 409	9 312	–9,7
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	195	181	+7,7	1 866	1 417	+31,7
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	343	137	+150,4	1 080	1 514	–28,7
УАЗ	1 243	2 209	–43,7	17 995	17 161	+4,9
"Соллерс-Исузу"	144	120	+20,0	618	768	–19,5
"Форд Соллерс Елабуга"	1 311	923	+42,0	9 714	7 297	+33,1
"БАУ Мотор Корпорэйшн", "БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн"	144	–	–	1 470	1 298	+13,3
Брянский АЗ	11	10	+10,0	109	90	+21,1
Группа компаний "Автотор"	120	84	+42,9	912	126	+623,8
"Вольво Восток" ("Вольво", "Рено")	280	372	–24,7	2 752	4 168	–34,0
МЗ "Тонар"	2	9	–77,8	19	67	–71,6
"ИВЕКО-АМТ"	229	100	+129,0	659	517	+27,5
ПСА "ВИС-Авто"	385	301	+27,9	3 102	2 798	+10,9
"Скания-Питер"	109	153	–28,8	802	794	+1,0
"Катерпиллар Тосно"	6	7	–14,3	72	53	+35,8
"Комацу Мэнуфэкчуринг Рус"	2	3	–33,2	21	14	+50,0
"Челябинские строительно-дорожные машины"	–	–	–	6	–	–
* Другие предприятия г. Санкт-Петербург	4	–	–	30	40	–25,0
* "Бецема"	67	130	–48,5	394	1 034	–61,9
* Великолукский завод "Лесхозмаш"	–	1	–	1	5	–80,0
* Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	2	–	–	10	6	+66,7
*Пермский завод грузовой техники	13	–	–	42	–	–
* ЗТО "Камея"	235	170	+38,2	1 750	1 572	+11,3
*"Спектр Авто"	166	198	–16,2	1 336	1 048	+27,5
*"Чайка-НН"	72	125	–42,4	645	670	–3,7
*РИАТ	87	3	+2800,0	394	594	–33,7
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ":						
ВАЗ	41 524	48 115	–13,7	340 438	410 857	–17,1
ОАГ	6 113	4 996	+22,4	45 505	28 752	+58,3
ПСА "Бронто"	1	13	–92,3	57	303	–81,2
"Супер-Авто"	460	699	–34,2	4 080	5 591	–27,0
"GM-АвтоВАЗ"	5 376	5 292	1,6	41 438	46 053	–10,0
Группа компаний "Автотор"	16 921	22 553	–25,0	168 046	188 287	–10,8
"Автофрамос"	17 054	15 225	+12,0	144 003	117 401	+22,7

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2013 г.	Сентябрь 2012 г.	Прирост, %	Январь–сентябрь 2013 г.	Январь–сентябрь 2012 г.	Прирост, %
ИМС (Московская обл., Раменский р-н)	1 171	2 117	–44,7	15 218	16 664	–8,7
УАЗ	1 743	3 012	–42,1	19 889	23 424	–15,1
"Форд Соллерс Елабуга"	2 173	1 536	41,5	12 441	4 062	+206,3
Предприятия Приморского края, в том числе:	5 952	3 057	+94,7	49 099	22 982	+113,6
"Соллерс-Дальний Восток"	–	3 057	–	2 161	22 982	–90,6
"Соллерс-Буссан"	580	–	–	5 033	–	–
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	5 372	–	–	41 905	–	–
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	4	1 180	–99,7	2 092	11 319	–81,5
ТагАЗ, Таганрогский филиал	–	767	–	505	5 903	–91,4
"ТагАЗ Интернэшнл"	4	413	–99,0	592	3 477	–83,0
"Эйч Ти Авто"	–	–	–	995	1 939	–78,7
АК "Дервейс"	5 012	4 200	+19,3	30 009	31 646	–5,2
ГУП "Чеченавто"	113	102	+10,8	615	640	–3,9
"Форд Мотор Компани"	4 014	9 667	–68,5	58 632	84 344	–30,5
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хёндэ Мотор Мануфэкчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус")	33 007	35 744	–7,7	285 812	282 033	+1,3
"Фольксваген Груп Рус", в том числе:	18 872	15 852	+19,1	139 618	129 094	+8,2
"Фольксваген Груп Рус" (Калуга)	13 480	15 852	–15,0	118 993	129 094	–7,8
"Фольксваген Груп Рус" (Нижний Новгород)	5 392	–	–	20 625	–	–
"ПСМА Рус" (Калуга)	3 445	1 499	+129,8	34 456	33 196	+3,8
АВТОБУСЫ						
Группа "КамАЗ":						
"НефАЗ"	37	81	–54,3	411	498	–17,5
"КамАЗ-Марко"	11	–	–	59	–	–
Группа "ГАЗ":						
Автомобильный завод "ГАЗ"	1 128	1 376	–18,0	9 655	10 726	–10,0
Автомобильный завод "Урал"	30	12	150,0	293	426	–31,2
"Русские автобусы", в том числе:	1 154	1 303	–11,4	9 106	10 174	–10,5
ПАЗ	927	1 084	–14,5	7 211	8 000	–9,9
ЛиАЗ	75	164	–54,3	995	1 587	–37,3
ГолАЗ	110	10	+1000,0	574	69	+731,9
КАвЗ	42	45	–6,7	326	518	–37,1
УАЗ	1 303	1 313	–0,8	8 918	9 414	–5,3
"Форд Соллерс Елабуга"	41	15	173,3	189	181	+4,4
"Спецтранс"	106	161	–34,2	237	317	–25,2
"БАУ Мотор Корпорэйшн", "БАУ-РУС Мотор Корпорэйшн"	1	1	0,0	3	13	–76,9
"ВАП "Волжанин", "Волгобас"	139	190	–26,8	520	781	–43,4
СТ "Нижегородец"	567	684	–17,1	5 608	4 589	+22,2
ПКФ "Луидор"	430	243	+77,0	4 053	2 759	+46,9
"Кузбасс-Авто" ("Хёндэ")	–	4	–	55	94	–41,5
"Хорс-А" (Барнаул)	–	–	–	17	–	–
"Промтех"	187	126	+48,4	1 729	945	83,0
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	20	35	–42,9	273	101	+170,3
"Транс Альфа Электро"	5	8	–37,5	59	43	+37,2
"Башкирский ТЗ"	1	5	–80,0	17	26	–34,6

Примечание: * – на шасси других отечественных изготовителей;
** – только надстройка (без шасси).

УДК 629.1-442

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТЕХНИКИ "БЕЛАЗ"

М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ, В.А. ЧАЙКО
ОАО "БелАЗ" (+375. 1775. 3-26-36)

Освещены основные направления совершенствования гидросистем карьерной техники БелАЗ на основе современных достижений по повышению чистоты рабочей жидкости, уменьшению непроизводительных потерь, повышению герметичности гидроаппаратов и гидроцилиндров, внедрения элементов аппаратной диагностики состояния гидроузлов и гидросистемы в целом.

Ключевые слова: *карьерная техника, гидросистема, фильтрация рабочей жидкости, уплотнительные и направляющие элементы, аппаратная диагностика.*

Zabolotskiy M.M., Chayko V.A.

IMPROVEMENT OF HYDRAULIC SYSTEMS OF "BELAZ" EQUIPMENT

Main directions of "BelAZ" equipment hydraulic systems improvement on the basis of modern achievements in improving of working fluid purity, reduction in nonproduction losses, enhancement of hydraulic apparatuses and hydraulic cylinders leaktightness, introduction of apparatus diagnostics of hydraulic systems and assemblies state are covered.

Keywords: *mining equipment, hydraulic system, working fluid filtration, sealing and directional elements, apparatus diagnostics.*

БелАЗ – одно из самых уникальных предприятий автомобильной промышленности: он выпускает карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности – технику, производством которой занимаются очень немногие в мире. И главное – технику конкурентоспособную на мировом рынке. Основное ее достижение – высочайшая эксплуатационная надежность всех агрегатов и систем в крайне неблагоприятных условиях горно-рудных разработок. И гидравлические системы БелАЗов с этой точки зрения – не исключение. Например, ресурс опорно-уплотнительных элементов их силовых цилиндров в настоящее время составляет 40 тыс. моточасов, а цилиндров поворота рулевого управления – 20 тыс., что превышает ресурс аналогичных изделий других фирм. И все потому, что конструкторы предприятия накопили огромный опыт и на его основе разработали свою оригинальную концепцию проектирования таких систем.

Суть концепции довольно проста. Гидросистема рулевого управления тормозов и опрокидывающего механизма, рабочего оборудования и других вспомогательных приводов должна быть единой (объединенной). Это позволяет упростить ее, уменьшить число гидравлических насосов и других комплектующих, повысить степень их унификации. Кроме того, на карьерной технике грузоподъемностью 90 т и более должны применяться только регулируемые аксиально-поршневые насосы (АПН) переменной подачи, что позволяет значительно снизить гидравлические потери в системе, т.е. повысить КПД привода и обеспечить долговременную устойчивую его работоспособность без дополнительных охладителей, в том числе при температуре воздуха до 323 К (50 °С), очистка рабочей жидкости, применяемой в системе, должна быть не менее чем пятиступенчатой.

И эта концепция полностью реализована на всех моделях и модификациях самосвалов БелАЗ. В частности, если взять фильтрацию рабочей жидкости, то здесь предусматривается следующее.

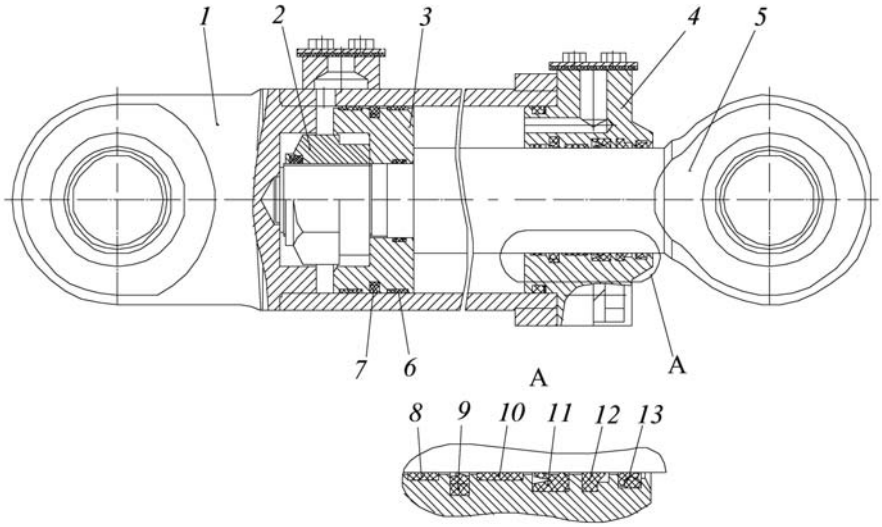
Гидросистема после сборки самосвала заправляется только через технологические фильтры тонкой очистки (тонкость отсева загрязненных частиц – 10 мкм); во всасывающей линии насоса установлен магнитный фильтр, способный улавливать ферромагнитные загрязняющие частицы размером 0,5 мкм; в нагнетательной линии насоса предусмотрен полнопоточный фильтр высокого давления с тонкостью отсева 10 мкм. Слив рабочей жидкости из основных узлов гидросистемы осуществляется через фильтр повышенной грязеемкости (тонкость фильтрации – 10 мкм), а ее фильтрация для улавливания ферромагнитных частиц, образующихся в процессе износа основных элементов системы, – с помощью установленного в дренажной линии гидросистемы магнитного фильтра. При этом все фильтры тонкой очистки выполнены не из бумаги, как это было раньше, а из прочных материалов, не меняющих свои свойства в процессе эксплуатации, имеющих улучшенную в 2 раза фильтрующую способность, чем бумажные фильтры С10 фильтрующей способностью 25 мкм. Отсюда ресурс до ремонта АПН и основных гидроузлов, равный 25...30 тыс. моточасов.

Однако на достигнутом специалисты БелАЗа не останавливаются. Они продолжают дальнейшее совершенствование гидравлических систем с целью повышения их надежности. Например, ими уже внедряются новые уплотнительные и направляющие элементы в цилиндрах поворота рулевого управления (рис. 1), цилиндрах опрокидывающего механизма (рис. 2), а также улучшенного рабочего оборудования. При этом качество резинотехнических изделий резко повышается с помощью уплотнительных колец круглого сечения с уменьшенной (по отношениям к требованиям ГОСТ 18820–73) остаточной деформацией после работы в узлах гидросистем.

Важным направлением совершенствования рассматриваемых систем является и внедрение элементов аппаратного диагностирования состояния гидроузлов и гидросистемы в целом.

Рис. 1. Схема гидроцилиндра рулевого управления самосвала БелАЗ:

1 – корпус; *2* – гайка; *3* – поршень; *4* – передняя крышка; *5* – шток; *6*, *8*, *10* – направляющее кольцо; *7* – уплотнение поршня; *9* – уплотнение штока; *11* – манжета; *12*, *13* – грязесъемник



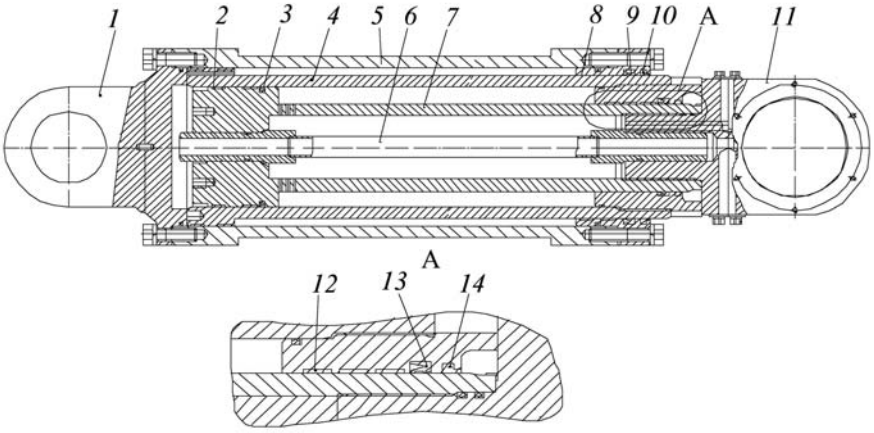


Рис. 2. Схема гидроцилиндра опрокидывающего механизма самосвала БелАЗ:

1 – крышка цилиндра; *2*, *8*, *12* – направляющее кольцо; *3* – уплотнение поршня; *4*, *5* – труба; *6* – внутренняя труба; *7* – шток с поршнем; *9*, *13* – манжета; *11* – головка цилиндра; *10*, *14* – грязесъемник

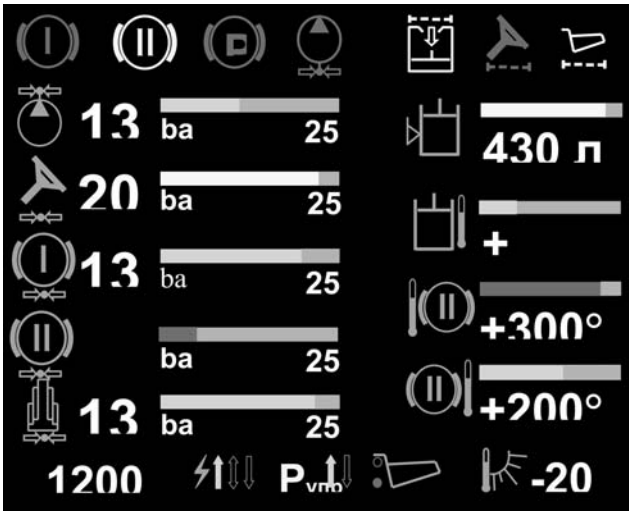


Рис. 3. Электронная информационная панель, отражающая параметры гидросистем самосвалов грузоподъемностью 320...360 т

Так, на самосвалах будут устанавливаться системы диагностирования, в состав которых входят индикаторы засоренности фильтрующих элементов напорных и сливных фильтров, датчики давления, температуры, уровня рабочей жидкости и др., более совершенные блоки управления и элементы визуализации – электронные панели, отображающие информацию о режимах движения и состояния системы, выработанную блоком управления или запрашиваемую водителем. Такая панель уже есть на самосвалах грузоподъемностью 130...360 т. На ней по запросу водителя отображаются (рис. 3) четыре поля с данными, необходимыми для оценки состояния гидравлической и других систем самосвала. В частности, поле, содержащее информацию о состоянии гидросистемы, о недопустимо низком давлении в контуре стояночного тормоза ("стояночный тормоз включен"), засорении фильтрующего элемента системы рулевого управления; о том, что платформа находится в поднятом положении; о низком и высоком давлении в рулевом управлении; низком давлении в тормозной системе; неисправности (отклонении нормального функционирования) гидросистемы.

Таким образом, есть все основания утверждать, что работа по совершенствованию гидравлических систем самосвалов, проводимая на БелАЗе, сделает его продукцию еще более надежной и производительной.

УДК 621.43.037.5

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОВОЛЬТНОГО РАЗРЯДА НА ПОДАЧУ ЭЛЕКТРОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТНВД

Д-р техн. наук **В.К. СОКОВИКОВ, П.И. СТРОКОВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассматривается влияние высоковольтного электрического сигнала, подаваемого на электроды ТНВД дизеля, на подачу топлива в его цилиндры.

Ключевые слова: *электрогидродинамический насос, дизель, электрод, расход, аккумулятор.*

Sokovokov V.K., Strokov P.I.

EFFECT OF HIGH-VOLTAGE ELECTRIC DISCHARGEAL ON FEED OF ELECTROHYDRODYNAMICAL TNVD

Effect of high-voltage electric dischargeal, which sent to electrodes of TNVD diesel on fuel feel in its cylinders is considered.

Keywords: *electrohydrodynamic pump, diesel, electrod, consumption, accumulator.*

На современных дизелях, как известно, широкое распространение получили так называемые аккумуляторные топливные системы (рис. 1). В их состав входят аккумулятор и электрогидравлический насос высокого давления, для включения в работу которого необходима подача высокого электрического напряжения на его электроды, поступающего с определенной частотой следования. От этих напряжения и частоты, как установили авторы предлагаемой вниманию читателей статьи, зависят и давление, создаваемое насосом, и цикловая подача топлива форсунками.

Функциональная схема электрогидродинамического ТНВД приведена на рис. 2, на котором $Q_{нп}$ – подача насоса подпитки; $p_{раб.к}$ – давление в рабочей камере до начала электрического разряда; $p_{р.к}$ – давление в рабочей камере после электрического пробоя между электродами; $p_к$ – давление перед гидравлическим клапаном; $p_{ак}$ – давление в аккумуляторе; $Q_{ак}$ – расход паротопливной смеси через гидроклапан; $Q_ц$ – количество топлива, поступающего в цилиндры дизеля после релаксации паротопливной смеси; $n_{дв}$ – частота вращения коленчатого вала дизеля; $U_в$ – напряжение, подаваемое на электроды рабочей камеры насоса. По этой схеме можно судить о взаимосвязи отдельных элементов насоса и их влиянии на подачу топлива и создаваемое им давление.

Из рисунка видно, что между частотой вращения коленчатого вала дизеля и подачей насоса подпитки имеется обратная связь. Однако авторы ее не учитывают, так как в статье рассматривается вопрос подачи топлива в цилиндры только в функции высоковольтного напряжения, частоты следования его импульсов и давления, создаваемого электрогидродинамическим ТНВД. Рассмотрим эту тему.

И начнем ее со статической характеристики, приведенной на рис. 3. $p_{раб.к_1}$ – максимальное давление на выходе насоса подпитки, которое задается переливным гидроклапаном; $p_{к.л}$ – давление открытия обратного гидроклапана, или аккумулятора; $Q_{нп_1}$ и $Q_{нп}$ – максимальная подача насоса подпитки до и после открытия обратного гидроклапана.

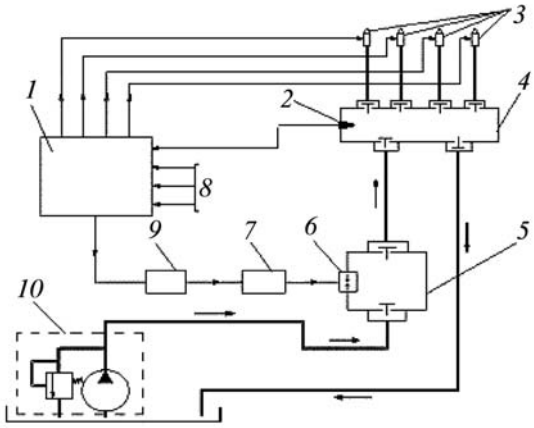


Рис. 1. Принципиальная схема аккумуляторной топливной системы дизеля:

1 – блок управления; *2* – датчик давления в аккумуляторе; *3* – топливная форсунка; *4* – аккумулятор давления; *5* – электрогидравлический ТНВД; *6* – высоковольтный электрод; *7* – повышающий электротрансформатор; *8* – информация от датчиков; *9* – блок задания частоты электрических импульсов (транзисторный коммутатор); *10* – насос подпитки с переливным клапаном

Из этого рисунка следует формула № 1 (см. таблицу), но в предположении, что давление насоса подпитки не снижается ниже $p_{кл}$, а его подача $Q_{нп}$ осуществляется в диапазоне изменения давления от $p_{кл}$ до $p_{раб.к_1}$.

Величина подачи $Q_{нп}$ зависит от частоты n вращения приводного вала насоса и для объемных насосов, которые обычно применяются в аккумуляторных системах дизелей, может быть подсчитана по формуле № 2.

Насос подпитки подает дизельное топливо в ТНВД, который работает следующим образом.

Топливо ($Q_{нп}$) от насоса подпитки поступает в его рабочую камеру. Одновременно на электроды в камеры разряда подается высокое (20...80 кВ) напряжение. Под действием возникшего между ними разряда это топливо, находящееся под высоким давлением $p_{р.к}$, мгновенно испаряется, образуя паротопливную смесь, которая сначала со скоростью ударной волны (1500...2000 м/с), а затем со скоростью потока смеси (100...300 м/с) устремляется во все стороны [1].

Достигнув установленного между рабочей камерой ТНВД и аккумулятором гидроклапана, она открывает его и начинает перетекать в аккумулятор. Здесь она в результате релаксации, которая длится 10...30 мс, снова превращается в топливо. При этом давление в камере

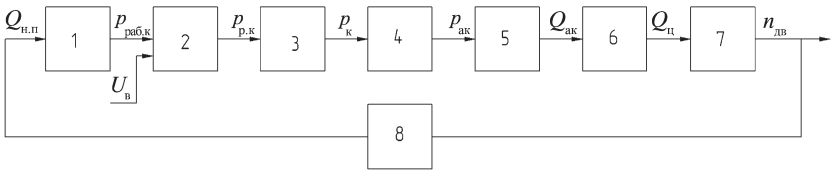


Рис. 2. Функциональная схема электрогидравлического ТНВД:

1 – рабочая камера; *2* – камера разряда с двумя электродами; *3* – гидравлические потери паротопливной смеси при ее движении в рабочей камере; *4* – потери давления на гидравлическом клапане; *5* – расход топлива через гидравлический клапан; *6* – релаксация паротопливной смеси; *7* – механизмы и детали (цилиндры) дизеля; *8* – привод насоса подпитки (обратная связь ТНВД)

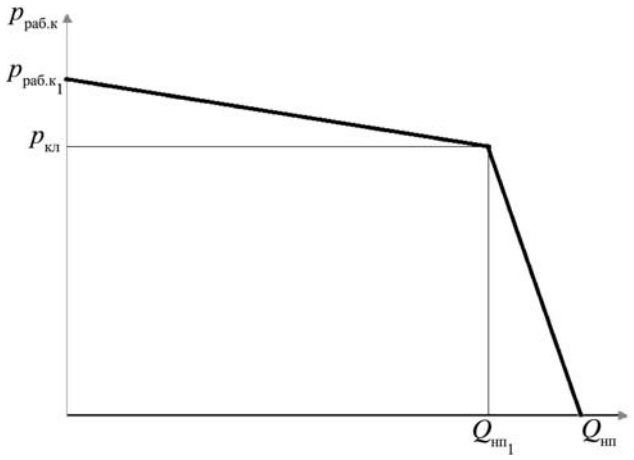


Рис. 3. Статическая характеристика насоса подпитки

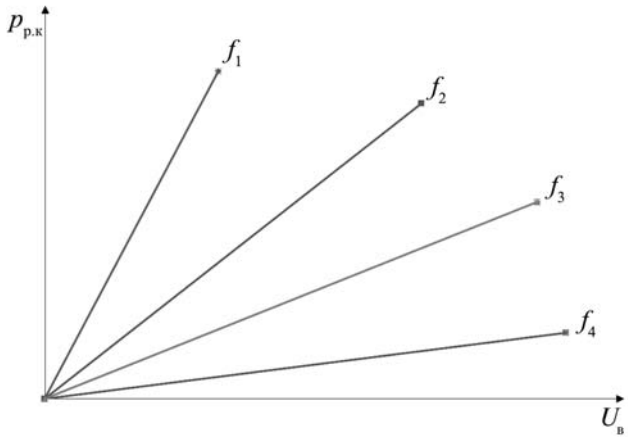


Рис. 4. Изменение давления в камере разряда ТНВД в зависимости от напряжения на ее электродах и частоты следования импульсов ($f_1 > f_2 > f_3 > f_4$)

разряда изменяется, и гидроклапан либо прикрывается, либо закрывается полностью. Затем цикл повторяется.

Процесс повышения давления в камере разряда достаточно сложный: он зависит от частоты f электрических импульсов, зазора Δ между электродами, формы электродов и т.д. Но в первом приближении его можно представить в виде графика (рис. 4), из которого следует: рост напряжения $U_в$ и частоты f электрических импульсов ведет к повышению давления $p_{р.к}$ в камере разряда. И если принять, что процесс изменения давления $p_{р.к}$ линейный, то его можно представить в виде формулы № 3.

Движение паротопливной смеси в рабочей камере сопровождается гидравлическими потерями, поэтому давление $p_{р.к}$ уменьшается. Есть гидравлические потери и в каналах между камерой разряда и обратным гидроклапаном, установленным между рабочей камерой и аккумулятором. Из-за них давление $p_к$ перед гидроклапаном всегда меньше, чем в камере разряда (формула № 4). Например, по данным авторов уже упоминавшейся работы [1], ТНВД со сферическим внутренним объемом (диаметр сферы 40 мм) камеры разряда (при $p_{р.к}$ = 100...150 МПа, или 1000...1500 кгс/см^2) потери давления в паротопливной смеси при ее движении от камеры разряда до обратного гидроклапана составляет 5...6 МПа (50...60 кгс/см^2). Но это немного. Поэтому можно считать, что $p_к \approx p_{р.к}$.

Что же касается потерь на обратном гидроклапане, то они достаточно велики. Поэтому их стараются минимизировать. В том числе и за счет увеличения скорости

№ формулы	Формула	Примечания
1	$p_{кл} = p_{раб.к_1} - Q_{нп_1}\,\mathrm{tg}\,\alpha$	α – угол уклона характеристики насоса подпитки в диапазоне $Q_{нп_к} \ldots Q_{нп_1}$
2	$Q_{нп} = \dfrac{V_{ркн}\, n\, \eta_о\, \eta_м}{60}$	$V_{ркн}$ – объем рабочей камеры насоса подпитки; n – частота вращения приводного вала насоса подпитки, зависящая от обратной связи (см. рис. 2); η_0, $\eta_м$ – объемный и механический КПД насоса
3	$P_{рк} = F(f)\,U_в$	$F(f)$ – функция, зависящая от частоты подачи электрических импульсов на электроды камеры разряда ТНВД
4	$p_к = p_{рк} - \Sigma p_i$	Σp_i – сумма гидравлических потерь
5	$Q_{ак} = \mu\, S_{кл} \sqrt{\dfrac{2\,(p_{рк} - p_{ак})}{\rho}}$	μ – коэффициент расхода в гидроклапане; $S_{кл}$ – площадь перепускного отверстия при открытом клапане; ρ – плотность топлива
6	$Q_{ак} = \mu\, S_{кл} \sqrt{\dfrac{2\ [F(f)\,U_в - p_{ак})}{\rho}}$	–
7	$Q^{\Sigma}_{ак} = \sum_1^k \mu\, S_{кл} \sqrt{\dfrac{2\,[F(f)\,U_в - p_{ак}}{\rho}}$	k – число подач ТНВД

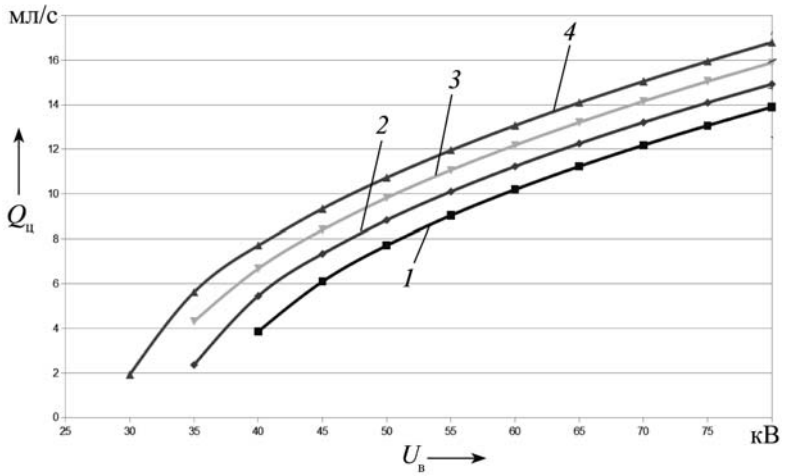


Рис. 5. Зависимость цикловой подачи топлива в цилиндры дизеля от напряжения между электродами камеры разряда ТНВД и значения функции $F(f)$:

1 – $F(f)$ = 3 кПа/В; 2 – $F(f)$ = 3,25 кПа/В; 3 – $F(f)$ = 3,5 кПа/В; 4 – $F(f)$ = 3,75 кПа/В

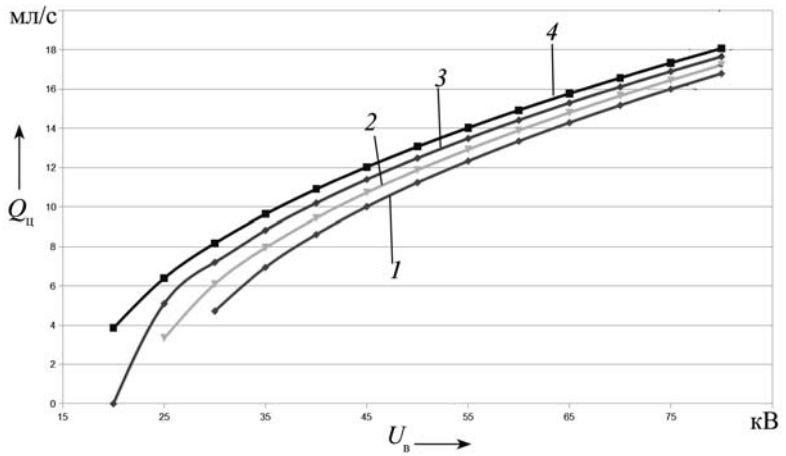


Рис. 6. Зависимость цикловой подачи топлива в цилиндры дизеля от давления в аккумуляторе:

1 – $p_{ак}$ = 60 МПа; 2 – $p_{ак}$ = 70 МПа; 3 – $p_{ак}$ = 80 МПа; 4 – $p_{ак}$ = 90 МПа

его срабатывания благодаря, например, уменьшению массы его подвижных элементов.

Уравнение расхода через гидроклапан (без учета массы его подвижных деталей, т.е. сил инерции) можно записать в виде формулы № 5 или, с учетом формулы № 3, формулы № 6.

В результате релаксации паротопливной смеси давление в аккумуляторе, как уже упоминалось, уменьшается, но оно вновь возрастает до значения, заданного электрогидравлическим клапаном и конструкцией дизеля. Количество же $Q^{\Sigma}_{ак}$ паротопливной смеси, поступающей из электрогидродинамического ТНВД в аккумулятор, в пересчете на жидкое топливо дает формула № 7.

Эта формула позволяет построить график (рис. 5) изменения количества топлива в аккумуляторе в зависимости от подаваемого на электроды камеры заряда электрического напряжения. Причем давление $p_{ра}$ брали равным (1,2; 1,3; 1,4; 1,5)·10^5 МПа; μ = 0,4; $\delta_{лс}$ = 3,14·10^{-8} м^2; ρ = 850 кг/м^3; $p_{ак}$ = 1,1·10^5 МПа.

Из рисунка следует, что при увеличении $U_в$ и $p_{рк}$ цикловая подача $Q_ц$ топлива существенно возрастает. Так, при напряжении $U_в$ в диапазоне 40...70 кВ, давлении в аккумуляторе 110 МПа и $p_{ак} = F(f)$ = 30 кПа/В расход топлива из аккумулятора возрастает с 3,9 до 12,25 мл/с. Причем влияние напряжения существенно больше, чем увеличение давления в рабочей камере насоса. Кроме того, при напряжении между электродами, меньшем 40 кВ, расходы в аккумулятор и из аккумулятора отсутствуют. Однако при уменьшении давления $p_{ак}$ расход из аккумулятора может быть и при меньшем напряжении на электроды камеры разряда, что и подтверждает рис. 6: чем меньше давление в аккумуляторе, тем значительнее можно уменьшать напряжение на электродах камеры разряда. Так, при давлении в аккумуляторе $p_{ак}$ = 60 МПа напряжение на электроды может быть равным 20 кВ. Дальнейшее его повышение, как следует из формулы № 7, может существенно увеличить расход в аккумулятор и цилиндры двигателя, что нежелательно.

Если сравнить рис. 5 и 6, можно сделать вывод: увеличение давления в аккумуляторе предпочтительнее уменьшения напряжения в камере разряда. Потому что в первом случае дизель будет потреблять топлива меньше, чем во втором. Кроме того, повышение давления в аккумуляторе способствует лучшему сгоранию топлива и росту эффективного КПД дизеля.

Таким образом, можно считать доказанным, что на дизелях, оснащенных аккумуляторными топливными системами, есть возможность управлять напряжением на электродах камеры разряда ТНВД и давлением в аккумуляторе, а значит, и расходом топлива. А если говорить более конкретно, то для снижения этого расхода напряжение на электродах камеры разряда ТНВД необходимо уменьшать, а давление в аккумуляторе, наоборот, увеличивать.

Литература

1. Наугольных К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде (гидродинамическое описание). М.: Наука, 1971. – 155 с.

УДК 629.113

О РАЦИОНАЛЬНОЙ СТЕПЕНИ БЛОКИРОВАНИЯ МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **А.Ю. БАРЫКИН**
Филиал К(П)ФУ(8552. 58-95-78)

Рассмотрены группы факторов, накладывающих ограничения на степень блокирования межколесного дифференциала и возможность реализации блокирующих свойств дифференциала переднеприводного автомобиля.

Ключевые слова: *дифференциал, коэффициент блокировки, вероятность дорожных условий, коэффициент сцепления.*

Barykin A.Yu.

ABOUT OF RATIONAL TRANSVERSE DIFFERENTIAL BLOCKING FRONT WHEEL DRIVE CAR

Reviewed by groups of factors that imposes limits on the degree of transverse differential blocking and the probability of blocking properties of differential front wheel drive car.

Keywords: *differential, coefficient lock, the probability of road conditions, the coefficient of adhesion.*

Если рассматривать межосевой дифференциал как механизм, обеспечивающий оптимальное распределение тяговых сил на ведущих колесах автомобиля в заданных условиях его эксплуатации, то, очевидно, не обойтись без учета всех тех факторов, от которых величины этих сил и зависят. То есть без учета взаимодействия (связи) автомобиля, дороги и окружающей среды. Однако параметров, его характеризующих, очень много, кроме того, значительная их часть проявляется случайно. Поэтому при решении задачи, поставленной в заглавии статьи, целесообразно вводить некоторые ограничения. В частности, для режимов поворота, скольжения колес, их отделения (отрыва) от опорной поверхности следует рассматривать только разность частот вращения колес одного моста, угол поворота рулевого колеса и динамические ходы подвески; по условию безопасного движения в повороте на высокой скорости – скорость автомобиля, углы бокового увода шин, поворота рулевого колеса, характеристики дорожного покрытия (коэффициент сопротивления качению, коэффициент сцепления и т.п.); по условию безопасного движения в повороте на скользком покрытии – скорость и амплитуду изменения распределения крутящих моментов, поворот рулевого колеса, характеристики дорожного покрытия; по возможности аварийной ситуации – скорость и амплитуду изменения распределения крутящих моментов, характеристики воздействия окружающей среды (боковая аэродинамическая сила и т.п.), характеристики дорожного покрытия; для процессов торможения и циркуляции паразитной мощности – значения отрицательных крутящих моментов на ведущих колесах; по условию проходимости – величины крутящих моментов на колесах, суммарные силы сопротивления и свойства опорной поверхности (скажем, параметры деформируемого грунта); по условию обеспечения эффективной работы механизма распределения – величины и продолжительность действия моментов трения в механизме и условия его работы (температура окружающей среды и т.п.). Однако следует иметь в виду, что проблема оптимального перераспределения нагрузки по критериям безопасности при движении в повороте довольно противоречива. С одной стороны, быстрое изменение крутящих моментов только по критериям разности угловых скоростей колес может привести к существенному изменению склонности автомобиля к повороту, а медленное (плавное) – оказаться неэффективным и стать причиной скольжения колес. С другой стороны, интенсивность перераспределения должна увязываться с конкретным режимом движения, свойствами дорожного покрытия, которые могут испытывать дополнительное влияние со стороны других факторов (воздействия внешней среды и др.). Тем не менее того, что остается в рамках ограничений, по мнению автора, вполне достаточно, чтобы вычислить оптимальные значения критериев, характеризующих основные эксплуатационные свойства автомобиля (его устойчивость, управляемость, тяговую динамику и т.д.).

Вторая проблема рационального выбора степени блокирования дифференциала – нестабильность момента трения, создаваемого его фрикционной муфтой и существенно зависящего от коэффициента трения в контакте вращающихся деталей. Но и для ее решения можно рассматривать не все факторы, а лишь три из них: давление на поверхности трения, температуры трансмиссионного масла и деталей, степень износа фрикционных элементов.

Все, что сказано выше, – соображения, относящиеся к автомобилям с дифференциалом любого типа. Но названная нестабильность влияет на распределение крутящих моментов и безопасность движения по-разному – и именно в зависимости от типа дифференциального механизма. Поэтому, считает автор, стабильность коэффициента $k_б$ блокировки дифференциалов наиболее удобно оценивать с помощью его статической характеристики $k_б = f(\mu)$. Хотя анализ рациональных значений $k_б$, рекомендованных различными исследователями, показывает: по величине $k_б$, обеспечивающей необходимые тяговые свойства в реальных условиях, единого мнения нет, а значения $k_б$, предлагаемые по критериям обеспечения устойчивости и управляемости легкового переднеприводного автомобиля, существенно ниже предлагаемых по критерию проходимости.

Однако это положение можно исправить. Например, очевидно, что рациональное значение $k_б$, рекомендуемого одновременно для нескольких критериев эксплуатационных свойств, перечисленных выше, можно сделать компромиссным, т.е. обеспечивать достаточно высокую вероятность реализации тяговых сил, с одной стороны, и необходимый уровень критериев устойчивости и управляемости – с другой.

Руководствуясь данным соображением, автор оценил вероятность $P(k_б)$ эффективной реализации тяговых сил для дифференциала с заданными значениями $k_б$. В частности, установил, что выполнить требование о равновероятности дорожных условий, на котором основана предложенная А.Х. Лефаровым, А.Ф. Андреевым и др. [1] схема для определения вероятности $P(k_б)$ использования сцепления колес с дорогой, невозможно. И это легко доказать.

Так, известно, что тип автомобиля и сфера его применения в значительной мере определяют вероятность

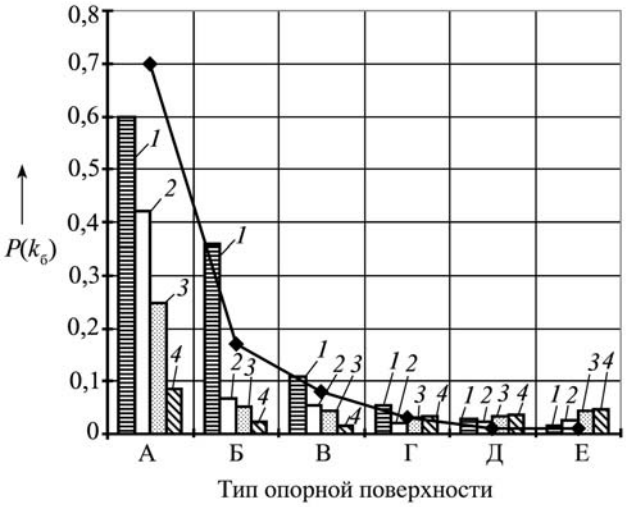


Рис. 1. Вероятности полного использования сцепных сил для автомобиля ВАЗ-11113:

1 – $k_б$ = 1,0; *2* – $k_б$ = 2,0; *3* – $k_б$ = 3,0; *4* – $k_б$ = 4,0

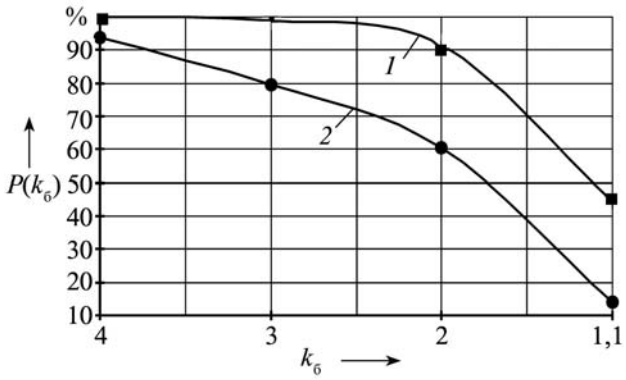


Рис. 2. Зависимость вероятности полного использования сцепных сил автомобиля ВАЗ-11113 от коэффициента блокировки его дифференциала:

1 – результаты расчета по методике автора; *2* – результаты расчета по методике авторов работы [1]

тех или иных дорожных условий. Очевидно также, что вероятности появления дорожных условий, характеризуемых максимально возможным отношением φ_1 / φ_2 коэффициентов сцепления на колесах, относительно малы и не могут быть одинаковыми для автомобилей разных типов.

Кроме того, автор вычислил значения вероятностей различных типов дорожных условий при эксплуатации легкового микролитражного автомобиля ВАЗ-11113 "Ока" и получил характеристики вероятности $P(k_б)$ его движения по дорогам определенных типов. При этом было принято, что со всеми группами дорожных условий можно с высокой степенью вероятности соотнести средние значения коэффициентов φ сцепления колес с опорной поверхностью, а производные характеристики $P(k_б)$ для необходимых значений коэффициентов блокирования ($k_{бi}$ = 1; 2; 3 и 4) определялись, согласно авторской гипотезе "сглаживания", по крайним значениям диапазонов коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2. Что позволило найти вероятности $P(k_б)$ для дорожных условий соответствующих групп.

Так, исследования условий эксплуатации рассматриваемого автомобиля показали, что при соответствующем уменьшении вероятности данных условий движения, возрастании $k_б$ характеристики $P(k_б)$ "сглаживаются": их пиковые значения сближаются со средними значениями.

Этот вывод иллюстрирует рис. 1, на котором показаны вероятности $P(k_б)$ полного использования сцепных сил для различных значений коэффициента $k_б$ блокирования межколесного привода, буквами обозначены группы дорожных условий (А – твердое покрытие; Б – булыжник, гравий, щебень; В – грунт в удовлетворительном состоянии; Г – грунт разбитый; Д – грунт в распутицу; Е – бездорожье, снежная целина).

Необходимо учитывать, что значение $k_{бi}$, рассчитанное без учета значения коэффициента f сопротивления качению, определяет только возможность реализации тяговых сил по сцеплению. В связи с чем автор предлагает схему замены значений коэффициентов φ_1 и φ_2 сцепления на суммы этих коэффициентов и коэффициентов f сопротивления качения ведущих колес, т.е. на $(\varphi_1 + f_1)$ и $(\varphi_2 + f_2)$ соответственно. Что позволяет рассматривать вероятности буксования колес автомобиля ВАЗ-11113 в приведенных выше условиях эксплуатации.

Далее автор оценил значения вероятности полного использования сил сцепления для приведенных характеристик спектра дорожных условий с учетом различной вероятности тех или иных дорожных условий. В результате получил зависимость $P(k_б)$ (рис. 2, кривая *1*) для автомобиля ВАЗ-11113. Здесь же, для сравнения, приведена зависимость $P(k_б)$, полученная по схеме А.Х. Лефарова, А.Ф. Андреева и др. [1] (кривая *2*).

Как видим, значения степени блокирования межколесного дифференциала этого автомобиля в диапазоне $k_б$ = 1,947...2,157 позволяют полностью реализовать тяговые силы на колесах в 90...95 % тех дорожных условий, для которых он предназначен.

Литература

1. Дифференциалы колесных машин / А.Ф. Андреев и др.; Под общ. ред. А.Х. Лефарова. М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.

УДК 629.3.027.5

О НЕКОТОРЫХ УТОЧНЕНИЯХ ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Канд. техн. наук **С.П. ПОЖИДАЕВ**
Национальный институт биоресурсов
и природопользования Украины (+38050. 246-40-65)

Показано, что некритическое применение правил теоретической механики к описанию кинематики и силового равновесия эластичного колеса приводит к ошибкам.

Ключевые слова: *эластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.*

Pozhydaiev S.P.

TO REFINE THE THEORU OF ROLLING ELASTIC WHEEL

Shown that the uncritical application of the rules of theoretical mechanics to describe the kinematics and force equilibrium elastic wheels leads to errors.

Keywords: *elastic wheel, loaded radius, effective rolling radius.*

Несмотря на большое число исследований по теории качения эластичного колеса, в ней существует "белое пятно": специалисты до сих пор не выработали единого мнения о том, какой радиус следует применять при определении кинематических, силовых и энергетических показателей работы такого колеса – динамический, радиус качения или какой-то другой. Например, авторы многих работ [1 и др.], оценивая продольную составляющую теоретической скорости v движения колеса, принимают его радиус $r_к$ качения в соответствии с ГОСТ 17697–72, т.е. равным отношению скорости v (без учета проскальзывания или буксования) к угловой его скорости ω (формула № 1 в табл. 1). Однако если посмотреть на рис. 1, то становится совершенно очевидным: что эту составляющую v теоретической скорости движения эластичного колеса следует определять с помощью его динамического радиуса $r_д$, под которым, согласно тому же стандарту, понимается расстояние от опорной плоскости до центра движущегося колеса (формула № 2). Что и дают авторы работ [3, 4 и др.].

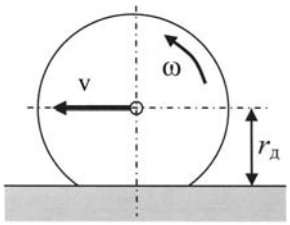


Рис. 1. Схема определения поступательной скорости движения колеса

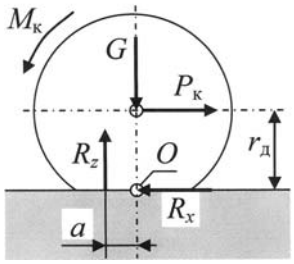


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на ведущее колесо

Как видим, подходы совершенно разные. И не только в теоретическом, но и в практическом плане: известно [5], что разница между $r_к$ и $r_д$ в некоторых случаях может доходить до 15...25 %. Что, естественно, сопровождается и разницей результатов тех расчетов, в которых данные радиусы используются. То есть формулы № 1 и 2 противоречат друг другу. В связи с чем возникает вопрос: какая из них более правомерна?

Аналогичная ситуация наблюдается и с радиусом, который формирует взаимосвязь между крутящим моментом $M_к$ колеса и его силой $P_т$ тяги. Например, из приведенной на рис. 2 схемы сил и моментов следует, что таким радиусом является именно динамический радиус (формула № 3). Поэтому его и применяют авторы работ [3, 4] для определения силы тяги колеса.

Авторы же учебников [6, 7 и др.], устанавливая ту же взаимосвязь, руководствуются формулой № 4, полу-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v = \omega r_к$	–
2	$v = \omega r_д$	–
3	$M_к = P_к r_д + R_z a$	$P_к$ – сила тяги колеса на плече; $r_д$ – образующая момент относительно т.О; R_z – нормальная реакция опорной поверхности; a – продольное смещение нормальной реакции опорной поверхности
4	$M_к = P_к r_к + M_f$	M_f – момент сопротивления перекатыванию колеса
5	$v \approx v_д \delta + v_с (1 - \delta)$	δ – весовой коэффициент, значение которого зависит от нормальной деформации шины (или длины участка AB беговой дорожки)
6	$\omega_{GE} = \omega \left(\frac{r_к - 0{,}5\, d}{r_д - 0{,}5\, d} \right)$	–
7	$v = 0{,}5\, d\, \omega + (r_д - 0{,}5\, d)\, \omega_{GE}$	–
8	$\delta A = M \delta\alpha - P_к \delta L - R_z a \delta\alpha = 0$	$\delta\alpha$ – вариация угловой координаты α колеса; δL – вариация линейной координаты L, связанная с вариацией $\delta\alpha$ соотношением $\frac{\delta L}{\delta\alpha} = r_к$
9	$M = P_к \frac{\delta L}{\delta\alpha} + R_z a = P_к r_к + R_z a$	–

ченной из баланса мощности колеса, в которой фигурирует радиус $r_к$. То есть получается, что и формулы № 3 и 4 тоже противоречат друг другу.

Эту коллизию в свое время рассматривал и В.А. Петрушов [7]. Он предположил, что различие уравнений обусловлено наличием дополнительного продольного сноса нормальной реакции опорной поверхности относительно центра колеса, не связанного с необратимыми потерями энергии в эластичном колесе и не учитываемого в схеме сил и моментов, применяемой при составлении формулы № 3. И сделал вывод: право на существование имеют обе формулы как № 3 , так и № 4. Однако назвать этот вывод конструктивным нельзя, поскольку правильно построенная теория не может давать два разных ответа на один и тот же вопрос.

Кроме того, многие исследователи экспериментально проверяли, какой радиус эластичного колеса, $r_к$ или $r_д$, определяет взаимосвязь между приложенным к нему крутящим моментом и силой тяги. Например, автор работы [8] предложил, что такая взаимосвязь определяется некоторым радиусом β (названным им просто "коэффициентом"), равным среднему арифметическому значению свободного радиуса и статического радиуса $r_{ст}$, где $r_{ст} \approx r_д$.

Но его вывод тоже нельзя считать конструктивным. Потому, что, например, результаты экспериментальных исследований (табл. 2), опубликованные в работах [9–11], свидетельствуют о том, что значения силового радиуса в шести из семи случаев несколько превышают значения радиуса $r_к$ качения. А если учесть, что динамический радиус $r_д$ всегда меньше радиуса качения (он определяется без учета буксования), то можно утверждать, что экспериментальные данные подтверждают правильность формулы № 4, а не № 3.

Однако для того, чтобы считать дилемму "$r_к$ или $r_д$" решенной, одного лишь факта экспериментального подтверждения недостаточно. Необходимо еще и установить причину неправильности формул № 2 и 3, которые благодаря своей "геометрической очевидности" вводят многих исследователей в заблуждение.

Попытаемся это сделать.

Согласно ГОСТ 17697–72, с поступательной скоростью движения колеса связан только радиус $r_к$ качения, физический смысл которого – теоретический путь, который проходит колесо при повороте (в плоскости своего вращения) на один радиан.

Поэтому для определения продольной составляющей v скорости движения колеса можно применять лишь формулу № 1, которая непосредственно вытекает из определения радиуса качения, но никак не формулу № 2, так как динамический радиус $r_д$, по определению, не связан с поступательной скоростью движения колеса. (Это утверждение, кстати, соответствует духу и букве ГОСТ 17697–72, в котором термин "динамический радиус" размещен в разделе "Координаты центра колеса ...", но не в разделах, относящихся к работе колеса.)

Некорректность "очевидного" соотношения, выраженного формулой № 2, объясняется тем, что преобладающий участок беговой дорожки шины, который не контактирует с опорной плоскостью *CD*, расположен (рис. 3) на таком расстоянии от центра колеса, которое в первом приближении можно принять равным свободному радиусу $r_с$ шины. Этому участку беговой дорожки колесный диск через эластичные боковины шины пытается (в относительном движении) придать парциальную поступательную скорость $v_с = \omega r_с$. И лишь небольшой участок *AB* беговой дорожки, который контактирует с опорной плоскостью *CD*,

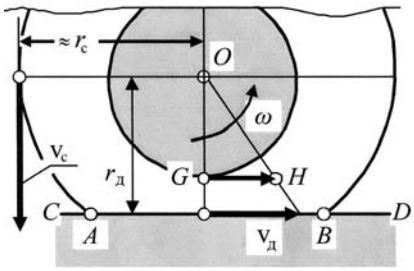


Рис. 3. Расчетные линейные скорости движения отдельных участков беговой дорожки шины в ее относительном движении

расположен на меньшем расстоянии от центра колеса, и минимальное значение этого расстояния равно динамическому радиусу $r_д$. Данному участку диск через эластичные боковины шины пытается придать парциальную поступательную скорость $v_д = \omega r_д$. (Точка *G* посадочного диаметра диска в это время имеет относительную поступательную скорость, которая на рис. 3 изображена вектором *GH*.) Но в силу неразрывности беговой дорожки ее поступательная скорость в относительном движении должна быть одинакова во всех ее точках, независимо от их месторасположения и расстояния до центра колеса. Вследствие этого и благодаря тангенциальной эластичности боковин шины происходит выравнивание поступательных скоростей $v_с$ и $v_д$ с образованием некоторой средневзвешенной поступательной скорости движения всей беговой дорожки (формула № 5), которая вместе с угловой скоростью ω вращения колеса определяет радиус качения колеса $r_к$, на котором и основывается соотношение № 1.

Заменив на рис. 3 парциальную скорость $v_д$ беговой дорожки средневзвешенной скоростью $v_{ср}$, получаем рис. 4, линия *OHF* которого характеризует распределение относительных линейных скоростей точек колеса, лежащих вдоль вертикальной линии *OGE*. Причем отрезок *OH* эпюры дает распределение упомянутых скоростей в сечении *OG* диска колеса, а отрезок *HF* – в сечении *GE* эластичной шины.

Последний, как видим, отклоняется вправо от возможного продолжения линии *OH*. Это означает, что угловая скорость вращения сечения *GE* эластичной шины больше угловой скорости вращения диска колеса.

Физический смысл этого парадоксального явления прост. Неизменность относительной поступательной скорости беговой дорожки в момент прохождения ею точки *E*, которая находится на минимальном расстоянии

Таблица 2

Обозначение шины	Радиус качения $r_к$, м	Силовой радиус $r_с$, м	$r_к - r_с$, %
480/70R34	0,750	0,770	+2,7
ОШ-1	0,677	0,652	–3,7
49×23,5-21LT HC2 AVTOROS	0,600	0,634	+5,7
49×23,5-21LT HC4 AVTOROS	0,568	0,603	+6,2
600/50R22,5 мод. DT-46	0,557	0,569	+2,2
	0,556	0,579	+4,1
	0,556	0,609	+9,5
Среднее значение отклонения			+3,8

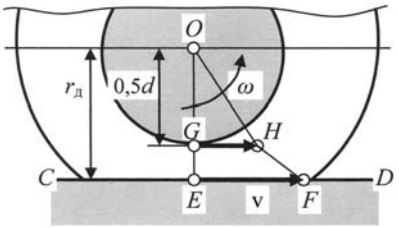


Рис. 4. Распределение линейных скоростей некоторых точек колеса в его относительном движении

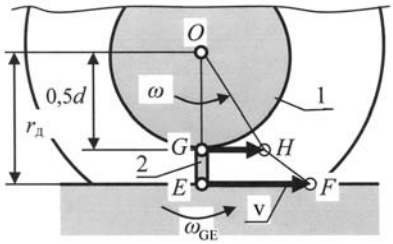


Рис. 5. Представление эластичного колеса в виде двух твердых тел

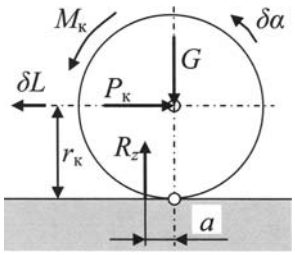


Рис. 6. Схема составления уравнения виртуальной работы колеса

от центра *O* колеса, может достигаться только путем увеличения угловой скорости вращения отрезка *GE*, т.е. за счет роста угловой скорости поворота сечения *GE* шины, что возможно благодаря тангенциальным деформациям боковин. Это, в частности, объясняет причину быстрого разрушения боковин шин, эксплуатируемых с чрезмерно пониженным давлением воздуха: тангенциальные деформации боковин становятся слишком интенсивными.

Все перечисленное выше говорит о том, что колесо с эластичной шиной нельзя рассматривать как монолитное отвердевшее тело, для которого пригодно соотношение, взятое из курса теоретической механики и выраженное формулой № 2. Применяя принцип отвердения к эластичному колесу, последнее следует представлять в виде двух твердых тел, шарнирно соединенных между собой (рис. 5), т.е. в виде колесного диска *1* с посадочным диаметром *d*, вращающегося вокруг точки *O* с угловой скоростью ω, и прикрепленного к нему рычага *2* длиной $GE = (r_д - 0{,}5d)$, угловая скорость $ω_{GE}$ вращения которого соответствует формуле № 6. Поступательную же скорость v_E точки *E* такой механической системы в относительном движении нужно определять по формуле № 7, которая после подстановки в нее формулы № 6 превращается в формулу № 1. Что еще раз подтверждает необходимость применения при кинематических расчетах именно $r_к$ качения, а не динамического радиуса $r_д$.

Поэтому указывать на расчетной схеме колесной машины динамический радиус $r_д$ смысла нет. Вместо него следует указывать исключительно радиус $r_к$ качения и расчеты проводить по формуле № 1.

Что касается противоречия между формулами № 3 и 4, то здесь нужно исходить из того, что последнее получено из баланса мощности колеса, т.е. оно вытекает из закона сохранения энергии, который является одним из наиболее фундаментальных законов природы. Формула же № 3 получена иным способом и противоречит закону сохранения энергии. И поскольку обнаружить хотя бы одно какое-то явление, где бы этот закон нарушался, до сих пор не удалось, то, как справедливо пишет автор работы [1], этот закон позволяет получить ряд весьма общих и существенных выводов о свойствах различных механических процессов, не вникая в их детальное рассмотрение с помощью уравнений движения. Если, например, выясняется, что какой-то процесс противоречит законам сохранения, то сразу можно утверждать: этот процесс невозможен и бессмысленно пытаться его осуществить.

Таким образом, формулу № 3, которая основывается на динамическом радиусе $r_д$ и противоречит закону сохранения энергии, следует признать ошибочной без каких-либо дополнительных доказательств.

А что касается причины ошибки, то она – результат все того же неправомерного применения положений теоретической механики, справедливых для монолитных твердых тел, для изображенной на рис. 5 механической системы. Уравнение равновесия такой системы невозможно корректно составить с помощью элементарных геометрических соображений, приводящих к "очевидному", но ошибочному соотношению (формула № 3). Его необходимо составлять с помощью уравнения для виртуальной работы δA, которое для колеса, изображенного на рис. 6, имеет вид формулы № 8, откуда следует формула № 9, подтверждающая необходимость применения в формуле № 3 силового баланса радиуса $r_к$ качения, а не динамического радиуса $r_д$.

Таким образом, кинематическое и силовое взаимодействия эластичного колеса с опорной поверхностью происходят на плече, равном радиусу качения $r_к$, который понимается как отношение продольной составляющей скорости движения колеса (без учета проскальзывания или буксования) к его угловой скорости вращения. Поэтому для описания кинематических, силовых или энергетических показателей работы колесных движителей должен применяться именно радиус $r_к$ качения. Это устранит существующую до сих пор неоднозначность и путаницу при аналитическом описании работы колесных движителей, повысит точность расчетов и доверие к теории качения.

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Петрушов В.А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности // Автомобильная промышленность. 1963. № 12. С. 5–9.
3. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
4. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин. М.: КНОРУСС, 2011. – 264 с.
5. Петрушов В.А., Шуклин А.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
6. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Мн.: Вышейшая школа, 1986. – 208 с.
7. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
8. Станкевич Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1987. № 9. С. 6–9.
9. Гончаренко С.В. Идентификация шин по эксплуатационным показателям / С.В. Гончаренко, З.А. Годжаев, Э.Б. Станкевич и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 7. С. 16–19.
10. Зайцев С.Д. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления / С.Д. Зайцев, С.В. Гончаренко, Л.С. Стреблеченко и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 9. С. 29–31.
11. Зайцев С.Д. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины / С.Д. Зайцев, Л.Д. Стреблеченко, С.В. Гончаренко, В.И. Прядкин // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 8. С. 25–27.
12. Иродов И.Е. Основные законы механики / И.Е. Иродов. М.: Высшая школа, 1978. – 240 с.

УДК 621.88

ЗАЗОРЫ В БОЛТОВОМ СОЕДИНЕНИИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРУЕМОЕ СОСТОЯНИЕ

Д-р техн. наук **И.С. АНТОНОВ, Е.А. КАШТАНОВА**
Ульяновский ГУ (8422.97-32-49)

Представлены результаты анализа напряженно-деформированного состояния болтового соединения при действии на него сдвигающей силы.

Ключевые слова: *напряженно-деформированное состояние, сдвигающая нагрузка, болтовое соединение, метод конечных элементов.*

Antonov I.S., Kashtanova E.A.

GAPS IN BOLT CONNECTION AND ITS INFLUENCE ON STRESS-STRAIN STATE

The results of analysis of the stress-strain state (SSS) bolting the action on it shear installing fastener to the gap was made are considered.

Keywords: *the stress-strain state, shear load, bolt connection, the finite element method.*

Авторы в свое время рассмотрели (см. "АП", 2013, № 1) беззазорный вариант установки крепежных элементов на изделиях машиностроения. Однако на практике чаще существует второй вариант: болт в отверстие устанавливается с зазором. Это, по логике, должно сказаться на резьбовом соединения пары "резьба болта–резьба гайки", поскольку сдвигающую (срезающую) силу воспринимает не вся резьба болта, а только ее часть. В связи с этим возникает вопрос: каков количественный характер такого перераспределения силы. Чтобы ответить на него, авторы провели исследование с помощью программного комплекса ANSIS и в качестве материала стягиваемых плит взяли сталь 45, а для болта и гайки – сталь 30ХГСА (их характеристики приведены в таблице [1]). Затем, как обычно в таких случаях, во встроенном в ANSIS Workbench пакете трехмерного моделирования DesignModeler была построена геометрическая модель, где болт М20 соединяет две плиты размерами 200×60×3 мм. Он, согласно ГОСТ 11284–75, поставлен в отверстия плит с зазором 0,5 мм по радиусу. Для упрощения решения головка болта и гайка моделировались в виде цилиндров.

Разбиение геометрической модели на конечные элементы выполнялось в среде ANSYS Meshing. Коэффициент f_o трения скольжения для контактирующих поверхностей был принят одинаковым – 0,15,

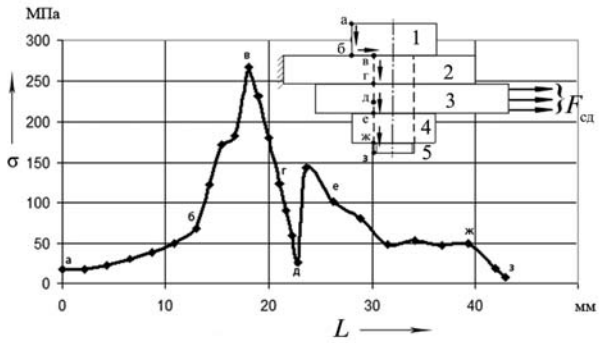


Рис. 1. Зависимость эквивалентных напряжений в зонах а, б, в, г, д, е, ж, з болта на расстоянии L от наружной поверхности его головки (со стороны заделки верхней плиты):

1 – головка; *2*, *3* – верхняя и нижняя плиты; *4* – гайка; *5* – стержень болта

сила $F_{зат}$ затяжка (болта) – 57,17 кН, а сдвигающая сила $F_{сд}$ – 5 кН, т.е. скольжение по стыку стягиваемых плит было заведомо исключено, поскольку (57,17×0,15) = 8,58кН > 5 кН. В итоге установлено следующее.

Из распределений эквивалентных напряжений (критерий Губера–Мизеса) со стороны заделки верхней плиты (рис. 1) и распределений тех же напряжений со стороны сдвигающих сил $F_{сд}$ (рис. 2) видно: нагруженной зоной, а значит, и наиболее вероятным местом разрушения является зона "в" (переход головки болта в стержень). Однако практика эксплуатации

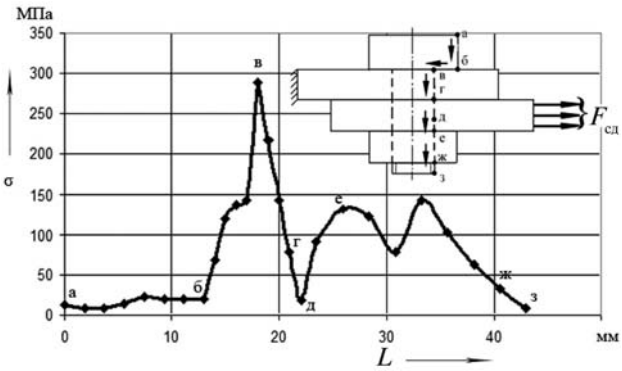


Рис. 2. Зависимость эквивалентных напряжений в зонах а, б, в, г, д, е, ж болта от расстояния L до наружной поверхности его головки (со стороны нагруженной силы)

Материал	Модуль E Юнга, МПа	Коэффициент μ Пуассона	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Плотность ρ, кг/м^3
Сталь 30ХГСА	$2{,}10\cdot10^5$	0,26	850	1100	7850
Сталь 45	$2{,}10\cdot10^5$	0,26	360	610	7850

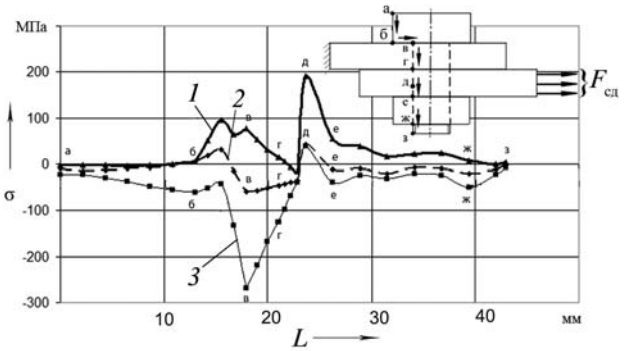


Рис. 3. Зависимость главных напряжений в зонах а, б, в, г, д, е, ж болта от расстояния L до наружной поверхности его головки (со стороны заделки верхней плиты):

1 – σ_1; 2 – σ_2; 3 – σ_3

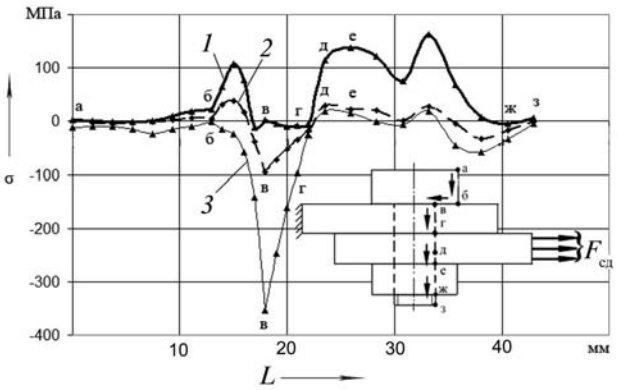


Рис. 4. Зависимость главных напряжений в зонах а, б, в, г, д, е, ж болта от расстояния L до его наружной поверхности головки (со стороны нагружающей силы):

противоречит такому выводу: она показывает, что стержень болта чаще всего разрушается в области витка болта (зона "е"). Поэтому оценивать прочность болтового соединения по интегральной картине напряженно-деформированного состояния нельзя.

К оценке состояния элемента необходимо подходить более дифференцированно. Например, строить и анализировать закономерность распределения главных напряжений (рис. 3, 4). Зная свойства материала, это даст возможность значительно достовернее предсказать поведение соединения при его нагружении. Так, из рисунков видно, что наибольшее растягивающее напряжение (σ_1) действительно близко к наиболее нагруженному витку, т.е. в зонах "д" и "е", а не в одной зоне "е".

Литература

1. Анурьев В.К. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. М.: Машиностроение, 2001.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ФИЗИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

учебное пособие **Н.П. Алешин**

2013 г. Объем 576 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-695-6 Цена 1000 р.

Рассмотрены дефекты сварных соединений и физические методы неразрушающего контроля, основанные на использовании различных излучений и их взаимодействий с объектами контроля. Приведены классификации и рекомендации по выбору методов неразрушающего контроля. Изложены сведения по теории, оборудованию и технологиям методов дефектоскопии различных типов сварных соединений.

Для студентов, бакалавров, магистров, подготовка которых осуществляется в области сварочного производства, а также специалистов, проходящих сертификацию по EN 437.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.436

АВАРИЙНЫЙ ПУСК ДИЗЕЛЯ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-80

Кандидаты техн. наук **А.Г. КАРТУКОВ** и **В.Ю. ГУМЕЛЁВ**
Рязанское ВВДКУ (ВИ) (8.920. 975-15-23)

Рассматриваются варианты пуска дизеля бронетранспортера при неисправных АБ и их отсутствии на машине.

Ключевые слова: *бронетранспортер, пуск двигателя, аккумуляторные батареи, подручные средства.*

Kartukov A.G., Gumelyov V.Yu.

EMERGY STARTING DIESEL OF THE ARMORED PERSONNEL CARRIER BTR-80

Ways of starting engine of armored personnel carrier under faulty or completely being absent storage batteries are described.

Keywords: *armored personnel carrier, starting engine, storage batteries, handyman means.*

Если на бронетранспортере БТР-80 аккумуляторные батареи сильно повреждены, разряжены или их вообще нет, то это совсем не означает, что пуск его двигателя невозможен. Существует уже довольно много вариантов решения проблемы. И первый из них, широко используемый для пуска практически любых автомобильных двигателей, – от внешнего источника тока, например, от батарей другого БТР с работающим двигателем. Для этого необходимо соединить внешний источник с розеткой внешнего пуска (рис. 1), предусмотренной конструкцией БТР-80, проводами, которые есть в групповом комплекте ЗИП (придается к каждому десятому БТР). На обоих концах проводов имеются специальные наконечники, исключающие перепутывание полярности. При этом важно помнить, что пуск от внешнего источника электроэнергии емкостью более 190 А·ч может привести к выходу из строя электростартера.

Такой метод, повторяем, широко известен. Автолюбители называют его "прикуриванием".

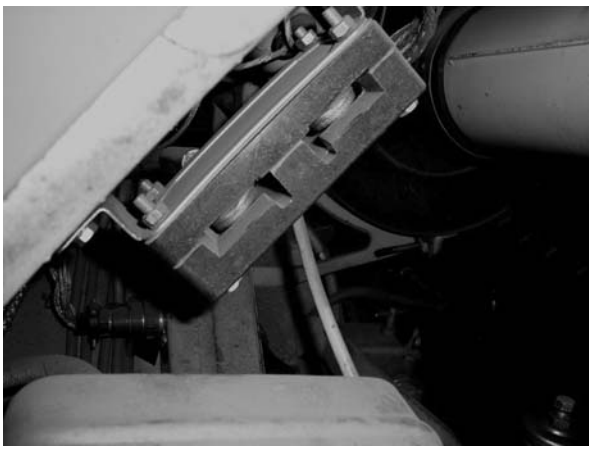


Рис. 1. Розетка внешнего пуска бронетранспортера

Но есть и второй вариант пуска. Дело в том, что производитель допускает временную работу дизеля при снятых батареях. В этом случае нужно предварительно принять меры, исключающие случайное замыкание наконечника плюсовой шины внешнего источника на корпус машины в момент его присоединения к розетке.

Но в особых условиях (при ведении боевых действий), когда АБ бронетранспортера повреждены, а соединительных проводов нет, для подключения внешнего источника энергии к розетке неисправного БТР можно воспользоваться любыми подручными средствами. Например, жгутами, свернутыми из телефонных проводов и даже колючей проволоки, толстых арматур-прутков и т.д. Кроме того, на каждом бронетраспортере в шанцевом инструменте есть лом. Его в таких условиях тоже можно использовать вместо специальных проводов для электростартерного пуска двигателя от внешнего источника (батарей другого БТР с работающим двигателем). При этом последовательность должна быть такой: установить на ровной площадке бронетранспортер с неисправными АБ (без АБ) и бронетранспортер с исправными батареями и работающим двигателем так, чтобы их передние (носовые) части были направлены в противоположные стороны, а люки доступа к аккумуляторным батареям были как можно ближе друг к другу (рис. 2), открыть эти люки, включить на бронетранспортере с неисправными АБ их выключатель, взять ломы из шанцевого инструмента каждой из машины и одним из них надежно соединить корпуса обоих бронетранспортеров (места соединения ломом должны быть очищены от краски), а вторым – выводы блоков защи-

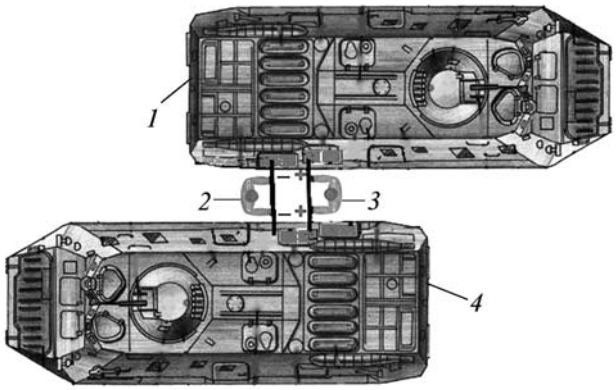


Рис. 2. Электростартерный пуск дизеля бронетранспортера с помощью ломов:

1 – бронетранспортер с исправными батареями; *2* – военнослужащий, соединяющий корпуса обоих бронетранспортеров с помощью лома; *3* – военнослужащий, соединяющий выводы блоков защиты с помощью лома; *4* – бронетранспортер с неисправными батареями

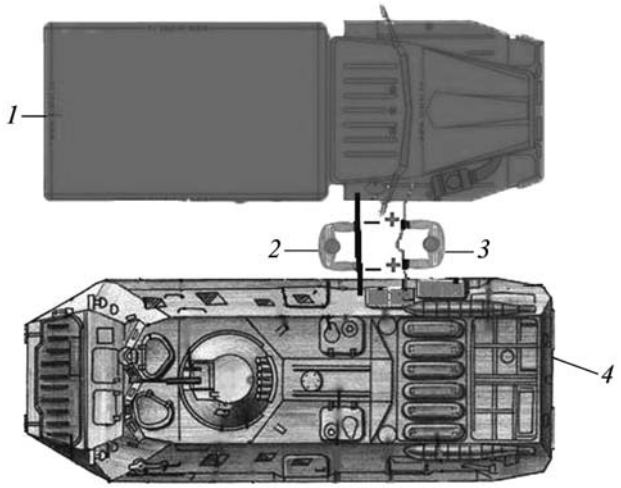


Рис. 3. Электростартерный пуск дизеля бронетранспортера от аккумуляторных батарей автомобиля с помощью подручных средств:

1 – автомобиль семейства "Мотовоз"; *2* – военнослужащий, соединяющий корпуса обоих машин с помощью лома; *3* – военнослужащий, соединяющий выводы блока защиты с выводом "+" батарей автомобиля с помощью гибкого металлического проводника; *4* – бронетранспортер с неисправными батареями

ты машин, пустить двигатель, перевести выключатель в исходное (выключенное) положение и убрать оба лома.

В особых условиях при неисправных батареях осуществить электростартерный пуск двигателя бронетранспортера можно и от АБ автомобиля с напряжением бортовой сети 24 В, используя те же подручные средства (рис. 3). При этом порядок пуска двигателя такой же, как и в последнем из рассмотренных вариантов: корпус неисправного БТР соединяется ломом с рамой автомобиля-донора, а гибким проводником – вывод блока защиты бронетранспортера с выводом "+" АБ автомобиля.

Еще один вариант пуска дизеля бронетранспортера – его буксированием. Правда, в этом случае дизель довольно легко выходит на рабочий режим, но электрогенераторы не возбуждаются, поскольку на их обмотках возбуждения напряжение не подается. Следовательно, не будет работать все электрооборудование боевой машины.

Но возбудить генераторы все-таки можно, позаимствовав АБ напряжением 24 В любого автомобиля. Чтобы процесс возбуждения был надежным, необходимо придерживаться вполне определенной последовательности действий: выключить все потребители электрической энергии на неисправном бронетранспортере; установить частоту вращения коленчатого вала дизеля равной ~3000 мин$^{-1}$; открыть люк ниши АБ и включить вручную их выключатель; установить бронетранспортер и автомобиль на ровной площадке; тем же ломом надежно соединить корпуса машин и любым гибким металлическим проводником с площадью поперечного сечения не менее 1 мм^2 соединить вывод блока защиты бронетранспортера с выводом "+" АБ автомобиля; включить на щитке приборов выключателем "правый генератор" (рис. 4). При этом указатели температуры и давления масел на щитке приборов должны включиться, а если этого нет, то отключить выключателем правый генератор и повторить перечисленные выше операции с левым генератором.

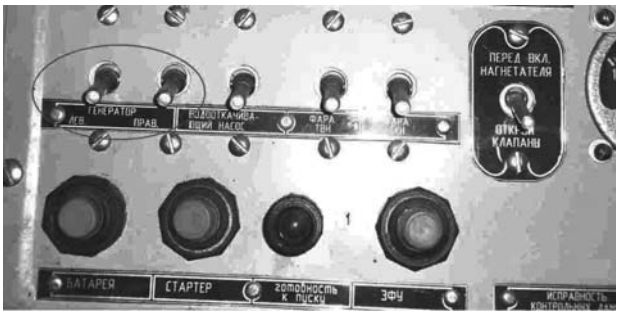


Рис. 4. Выключатели генераторов бронетранспортера

После того, как генератор возбудится, отсоединить источник постоянного тока, использованный для его принудительного возбуждения; включить выключателем на щитке приборов второй генератор; проверить работу генераторных установок по вольтметру (напряжение бортовой сети должно быть от 26 до 28 В); подключить потребители электроэнергии, поддерживая частоту вращения коленчатого вала дизеля в диапазоне не выше 1500...2000 мин$^{-1}$, что и обеспечит устойчивую работу генераторов под нагрузкой.

И последнее. При использовании подручных средств для электростартерного пуска двигателя бронетранспортера, естественно, надо соблюдать определенные требования безопасности.

В частности, во избежание ожогов личного состава экипажа – держать ломы руками в перчатках (например, зимних) или использовать для этой цели ветошь; во избежание поражения электрическим током личный состав не должен размещаться на мокрых, влажных участках местности (необходимо под ноги положить резиновые коврики или сиденья, снятые с машины); во избежание короткого замыкания лом всегда должен быть плотно прижат к выводам блоков защиты аккумуляторных батарей и ни в коем случае не должен касаться корпуса машин.

УДК 65-05

ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ КАЧЕСТВА ВОДИТЕЛЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Е.С. РЫЖКИНА, д-р экон. наук **В.В. ПЫРЯЕВ**
Ростовский ГСУ (928. 903-88-14), ЮРГТУ (НПИ)

Рассмотрено влияние индивидуальных качеств водителей на ДТП.

Ключевые слова: *дорожно-транспортное происшествие, кандидат в водители, психологические качества водителя, система "человек–автомобиль–дорога", подготовка, аварийность.*

Ryzkina E.S., Pyriaev V.V.

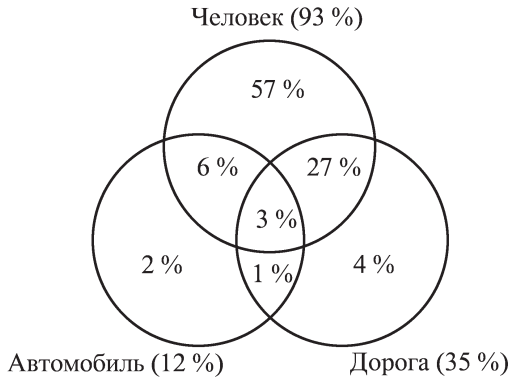
INDIVIDUAL CHARACTERISTICS OF VEHICLE DRIVERS AND ROAD SAFETY

The influence of individual qualities of the drivers on the road accidents is considered.

Keywords: *traffic accident, a candidate for the drivers, the psychological quality of the driver, the system "man – vehicle – road" training accident.*

Известно, что ДТП – событие, которое возникает в процессе движения с участием транспортного средства, при котором погибают или получают ранения люди, повреждаются транспортные средства, сооружения, грузы либо причиняется иной материальный ущерб. Это означает, что определяющими его или сопутствующими ему факторами являются все компоненты системы "человек–автомобиль–дорога" [1].

Однако наиболее непредсказуем и непостоянен главный элемент этой системы – человек. И такой вывод подтверждается результатами исследований причин ДТП, выполненных во многих странах. Например, специалисты германского министерства транспорта установили, что в 2002 г. у них в стране по вине человека произошло (см. рисунок) 93 % всех ДТП. Причем наиболее часто виновниками ДТП становились водители. Связано это, как правило: с низким уровнем их подготовки, алкогольным или наркотическим опьянением, а также психологическими качествами [2]. И хотя последняя из перечисленных причин в протоколах расследования причин ДТП практически не упоминается, она в той или иной степени присутствует в каждом таком происшествии, поэтому исследование психологических особенностей водителей и характера их влияния на обеспечение безопасности дорожного движения становится важнейшей из задач [3]. И такие исследования ведутся, в том числе в России. Например, еще в середине 1980-х гг. М.А. Котик в работе "Беседы психолога о безопасности дорожного движения" [4] ставил и пытается ответить на вопрос о влиянии индивидуальных качеств водителя на коэффициент аварийности. Он, как и другие психологи, изучая характер, эмоции, внимание, мышление, волю и множество других психологических характеристик водителей, сделал вывод, что по своим психофизиологическим характеристикам водители, как и все люди, очень сильно отличаются друг от друга. Поэтому одни из них отвечают требованиям, предъявляемым к профессиональному водителю, а другие нет. Появился даже термин "человеческий фактор", отражающий недостатки конкретного человека, которые не позволяют ему приобрести ту или иную профессию.



Роль факторов риска и их сочетаний в возникновении ДТП

Этот фактор – понятие многозначное, описывающее способность человека принимать ошибочные или алогичные решения в конкретных ситуациях [4]. Его изучению посвящены работы многих ученых, в том числе Д. Клебельсберга, А.Н. Романова, А.А. Сальникова, Р.В. Комышного, И.Н. Митина и т.д. Благодаря таким работам доказано, что к профессионально значимым психологическим и психофизиологическим качествам водителей относятся внимание, эмоциональная и стрессоустойчивость, склонность к необоснованному риску, или ее отсутствие, возраст, темперамент, дисциплинированность, скорость реакции и др. Но особое место в перечне профессиональных качеств занимает внимание, т.е. способность сосредоточиться в нужный момент на некотором реальном или идеальном объекте – предмете, событии, образе, рассуждении. Внимание – это динамическая сторона сознания, характеризующая степень его направленности на объект и сосредоточения на нем с целью обеспечения его адекватного отражения в течение времени, нужного для выполнения определенного акта деятельности или общения. Основными характеристиками внимания являются: объем, избирательность, устойчивость, концентрация, распределение и переключение.

Все эти характеристики внимания представляют собой функциональное единство, и их разделение – чисто экспериментальный прием.

Вторая по значимости характеристика водителя – эмоциональная устойчивость, т.е. способность сохранять неизменными психические и психомоторные процессы, поддерживать профессиональную эффективность в условиях воздействия эмоциогенных факторов. Она зависит от индивидуальной эмоциональной сферы субъекта. Например, если человек обладает повышенной эмоциональностью, то его действия ведут к избыточности эмоциональных реакций и способствуют развитию напряженности, которой практически всегда сопутствует принятие неточных и ошибочных решений.

Не менее важны для безопасности и остальные из перечисленных выше факторов, характеризующие профессиональные качества водителя: любое их неблагоприятное сочетание увеличивает и становится причиной несоблюдения скоростного режима, обгоны с несоблюдением требований ПДД и другие отклонения от нормального вождения, что во многих случаях заканчивается ДТП. Особенно при нынешних чрезвычайно высоких плотностях транспортных потоков и высоких скоростях движения, которые развивают современные автомобили.

Учитывая столь большое влияние человеческого фактора на аварийность, становится очевидной необходимость не только исследования психологических факторов у опытных водителей, но и личностного подхода к кандидатам в водители, а также к формированию у последних профессиональных навыков при их обучении. Другими словами, необходимы новые методы и программы совершенствования существующей модели подготовки водителей. И то и другое должно ориентироваться на "личностный подход" к каждому курсанту и учет особенностей современной дорожной обстановки. Без этого снижения числа ДТП и тяжести их последствий добиться невозможно.

Литература

1. Степанов И.С., Покровский Ю.Ю., Ломакин В.В., Москалева Ю.Г. Влияние элементов системы водитель–автомобиль–дорога–среда на безопасность дорожного движения: учебное пособие. М.: МГТУ "МАМИ", 2011. – 171 с.
2. Разработка программы мероприятий по повышению безопасности движения на участках концентрации ДТП на дорогах общего пользования Архангельской области. 2004–2007 Автодорожный Консалтинг. 2004. http://www.avtodor.ru/data/files/static/audit.
3. Борисов С.Е. Влияние психологических установок водителей на безопасность дорожного движения // Психология и право. 2011. № 4. URL: http://psyjournals.ru/psyandlaw.
4. Котик М.А. Беседы психолога о безопасности дорожного движения. М.: Транспорт, 1986. – 88 с.

УДК 629.113.001

О ПРИМЕНИМОСТИ ПЛОЩАДОЧНЫХ СТЕНДОВ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АТС ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ОСМОТРЕ

А.И. ФЕДОТОВ, С.М. МОРОЗ
Национальный исследовательский Иркутский ГТУ, МАДИ
(8. 926. 811-49-00)

Выполнен анализ применимости площадочных стендов для контроля систем автотранспортных средств при техническом осмотре.

Ключевые слова: *площадочные стенды, тормозная система, контроль, технический осмотр, автотранспортное средство, роликовый стенд, удельная тормозная сила, относительная разность тормозных сил.*

Fedotov A.I., Moroz S.M.

ABOUT APPLICABILITY OF PLATFORM STANDS FOR CHECKING BRAKE SYSTEMS OF ATS

The analysis of the applicability of the platform stands for the control of brake systems of motor vehicles for inspection.

Keywords: *platform stands, brakes, control, technical inspection, vehicle, roller stand, specific brake force, the relative difference in brake force.*

В последние 40 лет в России и других странах для проверки тормозных систем АТС при техническом осмотре, техническом обслуживании и текущем ремонте в основном применяют роликовые стенды [1]. Нормативы проверяемых на роликовых стендах параметров введены в международную и национальную российскую нормативные базы. Площадочные же стенды используются гораздо реже и в большинстве автомобилизированных стран – только в автосервисе для предремонтной сравнительной оценки действия колесных тормозных механизмов по бортам АТС. Но Министерство промышленности и торговли России своим приказом от 6.12.2011 г. № 1667 с 2012 г. допустило площадочные стенды к применению при техническом осмотре с использованием тех же нормативов, что и для роликовых стендов. Причем допустило без предварительных исследований согласованности показаний площадочных и роликовых стендов и доказательства применимости к тем или другим единым нормативам. Не подтверждена и степень совпадения результатов проверок на площадочных стендах и в дорожных условиях инерционным методом.

Рассмотрим детальнее аргументацию за и против применимости площадочных стендов. Как известно, наиболее объективную и полную оценку тормозного управления дают дорожные испытания по Правилам № 13 ЕЭК ООН в условиях автополигона [2]. Однако в условиях эксплуатации с использованием гаражных средств технического диагностирования эти оценки недоступны. То есть эксплуатационная проверка тормозных систем даже на роликовых стендах при техническом осмотре, ТО, ремонте (в автосервисе) неравнозначна и неадекватна дорожной проверке. Она служит другим целям: выявлению наличия (при техосмотре) или характера и места (при ТО и ТР) неисправностей посредством грубой оценки степени снижения тормозных свойств АТС вследствие этих неисправностей. И поскольку каждое АТС в течение его жизненного цикла подвергается такой оценке многократно, то ее предельно упрощают, сводят к пороговой однопараметрической оценке. Правда, при техническом осмотре эффективность торможения и устойчивость АТС при торможении на роликовых стендах оценивают раздельно по тормозным системам. Так, рабочую тормозную систему оценивают всего лишь по двум параметрам: удельной тормозной силе и относительной разности тормозных сил на колесах одной оси. При этом ухудшение любого из этих параметров свидетельствует о наличии неисправностей проверяемой тормозной системы.

Каждый из этих параметров, строго говоря, условен и непригоден для оценки тормозных систем в дорожных условиях на автополигоне. Их назначение не в адекватности результатам дорожных испытаний, а лишь в разделении АТС с ухудшенными тормозными свойствами вследствие неисправностей и АТС без таких неисправностей. Поэтому для достоверности эксплуатационной проверки имеют значение только обоснованность норматива, разграничивающего допустимое и недопустимые состояния тормозных систем, и методические погрешности измерения в диапазоне показаний, непосредственно примыкающих к нормативу.

Так как для роликовых стендов нормативы оценочных параметров обоснованы экспериментально, апробированы во всех странах, то эти стенды и позволяют выявлять АТС с грубыми неисправностями тормозных систем [3]. Важно лишь свести к минимуму методические погрешности измерения. Для роликовых стендов они связаны в первую очередь с темпом приведения в действие тормозной системы, поэтому при выполнении проверок это воздействие стабилизируют.

Для площадочных стендов нормативы не создавались. Допустимость применения для них тех же нормативов по тем же оценочным параметрам, что и для роликовых стендов, экспериментально не доказана. Ее целесообразно было бы проверить экспериментально для разных типов транспортных средств и площадочных стендов. Однако анализ процессов торможения на площадочных стендах позволил установить причины возникновения системных погрешностей измерения контролируемых параметров. А именно, что источниками методических погрешностей измерения силовых параметров на площадочных стендах являются режимы работы и загрузки АТС при проверке и различия в конструкциях проверяемых АТС. Кроме того, у площадочных стендов есть специфические дополнительные методические погрешности измерения, не свойственные в принципе роликовым стендам. В их числе погрешность, связанная с разбросом величин колеи проверяемых АТС (от несовпадения продольных вертикальных плоскостей симметрии АТС и площадочного стенда); от бокового смещения продольной центральной плоскости симметрии АТС относительно продольной оси стенда; от разброса начальной скорости наезда колес АТС на площадки стенда и от темпа включения тормозной системы, а также от загрузки АТС [4].

Эти погрешности повышают разброс показаний площадочных стендов и их расхождения с результатами измерений на роликовых стендах [5]. Причем они свойственны самим конструкциям этих стендов и не могут быть компенсированы их совершенствованием.

Еще одним системным фактором, увеличивающим погрешность измерения тормозных сил на площадочных стендах, является крайняя затрудненность позиционирования тормозящих колес автомобиля относительно центров площадок стенда и связанное с этим по-

явление моментов сил, разворачивающих площадки. С ростом бокового смещения колеса относительно оси симметрии[1] площадочного стенда растет и погрешность измерения тормозной силы. При боковом смещении действие возмущающих колебаний колеса и площадки дополнительно увеличивает погрешность, но не за счет роста амплитуды колебаний, а за счет снижения (на величину сил трения) максимальной величины тормозной силы до уровня 28...47 %. Кроме того, в процессе эксплуатации площадочных стендов загрязнение опор их подвижных площадок приводит к монотонному увеличению коэффициента трения μ, моментов и сил трения, препятствующих продольному перемещению площадок. В результате погрешность измерения тормозных сил достигает более 15 % в сторону занижения истинных их значений.

Исследования [1, 2], выполненные одним из авторитетнейших ученых-специалистов А.Г. Сергеевым, показывают, что общая погрешность измерения тормозных сил на площадочных стендах достигает 50 %. Он объясняет это нестабильностью тестового воздействия (усилия и темпа воздействия на педаль тормоза), а также колебаниями площадок при наезде на них тормозящих колес автомобиля.

Исследования авторов статьи подтверждают, что продольные колебания подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля на площадках стенда в процессе торможения АТС действительно имеют большие амплитуды и вносят значительные изменения в динамику процесса торможения автомобильного колеса [4]. Этот процесс можно условно разделить на два этапа – наезд колеса на площадку стенда и последующее его блокирование.

В момент наезда колеса на площадку стенда площадка под воздействием тормозной силы смещается в продольном направлении. В результате возникают ее затухающие колебания, возбуждающие продольные колебания в шине, а также продольные и крутильные колебания неподрессоренных масс АТС. Амплитуда приведенной погрешности измерения тормозных сил на этом этапе может достигать 57 % измеряемой величины.

В момент блокирования колеса ($\omega_к = 0$) происходит срыв пятна контакта относительно площадки стенда и снижение фрикционных свойств шины. Это возбуждает новый цикл продольных и крутильных колебаний, которые сопровождаются периодическими пульсирующими срывами пятна контакта шины с опорной поверхностью площадки стенда. Причем при торможении со снижением скорости АТС данный процесс сопровождается резонансом, который увеличивает амплитуду колебаний тормозной силы: амплитуда приведенной погрешности измерения тормозных сил при блокировке колеса составляет ~28 % измеренного значения.

По мере загрузки АТС (с ростом нагрузки на тормозящее колесо) погрешность измерения тормозной силы значительно снижается по закону квадратичной параболы от 44 до 25 %. Причина – снижение амплитуды колебаний в элементах АТС и стенда по мере увеличения нагрузки вследствие нагружения подвижных площадок стенда и повышения стабильности контакта шины с рабочей поверхностью подвижной площадки.

[1] Строго говоря, относительно точки приложения силы – для силовых стендов и точки опоры – для инерционных стендов.

Увеличение начальной скорости торможения АТС от 2 до 70 км/ч также на 27...56 % снижает по логарифмической зависимости погрешность измерения тормозной силы. Это связано с ростом инерционного момента на тормозящем колесе по мере увеличения скорости. Следовательно, для снижения погрешности измерения тормозной силы начальную скорость торможения следует повышать. Однако чем больше эта скорость, тем труднее водителю останавливать АТС точно на площадках инерционного стенда, а на силовых площадочных стендах высокую скорость перемещения площадок трудно осуществить технически.

Из сказанного следует вывод: сделать площадочный стенд универсальным, пригодным для проверок грузовых автомобилей, автобусов и легковых автомобилей – технически невыполнимая задача. Более того, даже для проверки грузовых автомобилей пока не предложено сколько-нибудь конкурентоспособной конструкции площадочного стенда.

Этот анализ будет неполным, если не рассмотреть еще одну разновидность площадочных стендов, которая предусматривает перемещение площадок относительно предварительно заторможенных до полной блокировки колес проверяемой оси АТС.

Для контроля тормозных систем при эксплуатации АТС такой метод неприемлем, поскольку для оценки эффективности торможения и устойчивости АТС при торможении должно обеспечиваться замедление вращающихся колес. При заблокированных колесах измерению доступны только силы трения между шинами и площадками стенда, а относительную разность тормозных сил измерить невозможно. Потому что эти силы зависят только от двух параметров – нормальной силы, действующей в паре трения, и коэффициента трения. Чем равномернее распределена нагрузка между правыми и левыми колесами АТС и стабильнее коэффициенты трения по бортам, тем меньше разница между измеренными на таком площадочном стенде значениями сил трения. Поэтому измерить относительную разность тормозных сил по осям АТС с заблокированными колесами невозможно в принципе.

Таким образом, сравнение метрологических свойств площадочных и роликовых тормозных стендов показывает: применять площадочные стенды вместо роликовых нельзя. Иначе говоря решение, принятое Минпромторгом России, привлекательно с точки зрения сравнительной дешевизны приобретения и монтажа площадочных стендов, но неприемлемо для технического осмотра и проверок АТС при ТО и ТР.

Литература

1. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей. М.: Транспорт, 1980. – 188 с.
2. Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1988. – 247 с.
3. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для вузов. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012. – 468 с.
4. Федотов А.И., Власов В.Г. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобиля // Журнал ААИ. 2013. № 2 (79). С. 42–48.
5. Бойко А.В., Федотов А.И., Потапов А.С. О повторяемости измерений параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. Выпуск № 1. Иркутск: ИрГТУ, 2008. С. 63–71.

УДК 621.98:620.178.156.6

МЕТОД ФИНИШНОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЛИСТОВЫХ РЕССОР

Канд. техн. наук **Г.В. МУРАТКИН**
Тольяттинский ГУ (8482. 76-99-33)

Предлагается метод формообразования рессорных листов поверхностным пластическим деформированием, основанный на управлении их напряженным состоянием.

Ключевые слова: *листовые рессоры автомобильных транспортных средств; стабильность размеров изделий.*

Muratkin G.V.

FINISHING METHOD OF FORMING SPRING LEAVES

The method of forming spring leaves by surface plastic deformation, based on the management of their stresses state is considered.

Keywords: *leaf springs of motor vehicles, dimensional stability.*

Надежность листовых рессор оценивается, согласно ГОСТ Р 51585–2000, их наработкой до поломки листа или необратимого их проседания до предельно допустимого значения. Причины этих поломок и проседаний хорошо известны: воздействие агрессивной среды, статическое и, более всего, циклическое нагружение изгибом, причем в достаточно широком амплитудно-частотном диапазоне, зависящем от массы АТС, скорости и условий их движения, а также от качества дорожного покрытия. Данные нагрузки ускоряют процессы ползучести, деформационного старения и релаксации напряжений (технологических остаточных, сборочных и возникающих под действием подрессоренной массы) в материале рессор. Релаксационные процессы вызывают нежелательное искажение формы рессорных листов, что приводит к изменению их контактного взаимодействия и, как следствие, ужесточению режима эксплуатации рессорной подвески. Результат – ухудшение плавности хода АТС, эффективности их торможения, устойчивости, управляемости, грузоподъемности, поломки рессор и др. Другими словами, для рессор характерно изнашивание пяти видов – усталостное, коррозионное и деформационное, а также обусловленные фреттинг-коррозией и трением скольжения. Наиболее опасные и частые из них – усталостные разрушения рессорных листов в области замкового соединения и центрового отверстия, т.е. в местах их плотного соприкосновения. Эти области в условиях малых колебательных перемещений в горизонтальном направлении подвергаются интенсивной фреттинг-коррозии, в результате которой на контактных поверхностях образуются натиры, вырывы, риски, забоины, т.е. сильнейшие концентраторы напряжений. Здесь, как правило, и зарождаются усталостные трещины, которые всегда развиваются перпендикулярно направлению относительных перемещений листов, причем преимущественно с их вогнутой стороны.

Согласно упоминавшемуся выше стандарту, жесткость рессор, независимо от условий эксплуатации, не должна снижаться более чем на 6...8 %, а их проседание при изменении нагрузки от статической до максимальной – не более чем на 20 %.

Требования, как видим, довольно жесткие. Чтобы их выполнить, необходимо выдержать два условия – точность формообразования контуров листов и высокое качество (прежде всего твердость) их поверхностного слоя. Однако анализ типовой технологии изготовления рессорных листов, включающей объемный предварительный нагрев, формообразование и закалку в штампе с последующим отпуском, показывает: к сожалению, она недостаточно эффективна. Например, даже небольшая неточность формообразования контуров листов (отклонения радиусов их кривизны от номинальных значений и неплоскостность поверхностей) увеличивает межлистовые зазоры свыше допустимых 0,3 мм на длине 75 мм, нарушает их контактное взаимодействие, в том числе в местах плотного сопряжения, создает высокие дополнительные (сборочные) напряжения, которые существенно повышают интенсивность релаксационных процессов. В свою очередь, неудовлетворительное качество поверхностного слоя листов (значительный разброс, на практике достигающий до 70 НВ поверхностной твердости, толстый обезуглероженный слой и большие остаточные напряжения растяжения, образующиеся при закалке) также ухудшает амортизирующие свойства и несущую способность рессор. Но обеспечить высокие эксплуатационные свойства и надежность рессор можно. Для этого нужно, как следует из сказанного выше, совершенствовать технологию их изготовления. И прежде всего, с учетом того, что именно прочность листов и остаточные напряжения в них являются главными параметрами, характеризующими качество поверхностного слоя при его работе в условиях многоцикловой усталости, которые лучше всего обеспечивать, применяя методы термической, химико-термической обработки и поверхностного пластического деформирования (ППД). Причем с этой точки зрения особенно интересны ресурсосберегающие методы ППД (чеканка, дробеструйная обработка, обкатка роликами и т.д.): они обеспечивают не только такие показатели качества поверхностного слоя, как оптимальный наклеп и остаточные напряжения сжатия, но и устраняют недостатки предыдущих технологических операций: трещины, забоины, риски и пр., выравнивают структуру и твердость поверхностного слоя, переводят метастабильные фазоструктурные составляющие материала в устойчивые модификации и формируют плавный (обтекаемый) микрорельеф поверхности, обладающий высоким сопротивлением изнашиванию и т.п. [1, 2].

Например, деформационное упрочнение (наклеп) позволяет снизить негативное влияние обезуглероженного слоя на прочностные свойства листов, повысить релаксационную стойкость материала и подавить закалочные остаточные напряжения растяжения. Наклеп совместно с остаточными напряжениями сжатия, затрудняя появление и развитие усталостных трещин на поверхности листов, существенным образом повышает и их усталостную прочность. Кроме того, упрочненный

слой играет роль своего рода "бандажа", препятствующего проникновению агрессивных сред внутрь металла и значительно снижающим интенсивность фреттинг-коррозионного изнашивания.

Этому же способствуют и технологические остаточные напряжения сжатия: они, накладываясь в пределах упругих деформаций на напряжения от изгиба листов, определяют общую статическую напряженность рессор при их циклическом нагружении. С учетом того, что механические характеристики металлов при сжатии выше, чем при растяжении, можно с уверенностью утверждать, что рессорные листы, у которых сформирована статическая напряженность сжатия, в процессе эксплуатации находятся в более выгодных условиях [3]. Причем эта выгода по мере увеличения хрупкости металла только возрастает. Кроме того, остаточные напряжения сжатия значительно замедляют коррозионные процессы, а их симметричное распределение по толщине листов повышает размерную стабильность рессор.

Поскольку требуемые показатели качества поверхностного слоя, в частности, его твердость и остаточные напряжения, окончательно формируются на завершающих операциях технологического процесса изготовления, то финишная обработка оказывает решающее влияние на работоспособность, надежность и долговечность данных изделий. Поэтому ППД целесообразно применять именно в качестве финишной обработки. Причем самыми эффективными ее способами являются обработка дробью и обкатка роликами.

Но ППД в случае рессорных листов вполне пригодно и для формообразующей обработки, обеспечивая одновременно и формообразование, и упрочнение материала. Именно по этой причине в технологическом процессе изготовления рессор для железнодорожного подвижного состава уже достаточно давно применяют одностороннюю (с вогнутой стороны) обработку листов потоком дроби. Она позволяет также несколько снизить пространственные отклонения геометрии штампованных стальных листов, уменьшая тем самым, как считается, проседание рессор. Однако практика показывает, что, к сожалению, такая закономерность свойственна лишь начальному периоду эксплуатации рессор, а далее, по мере увеличения износа листов по толщине, эффект от одностороннего дробеударного наклепа значительно снижается. По-видимому, это связано с проявлением асимметрии сформированных в поперечных сечениях листов остаточных напряжений и существенно различающихся пределов релаксационной стойкости обработанных и необработанных дробью поверхностей. Кроме того, разброс физико-механических свойств самих обработанных поверхностей, возникающий вследствие изменения из-за кривизны листов угла атаки дроби, также несколько уменьшает технологические достоинства этого метода. Тем не менее ресурс у обработанных дробью рессор значительно выше, чем у рессор, изготовленных по типовой технологии.

Таковы факты. Учитывая их, автор с целью повышения точности геометрической формы и качества поверхностного слоя штампованных рессорных листов разработал новый способ их финишной фреттирующей обработки. Его суть – механическая обкатка листов, предварительно выгнутых в направлении, противоположном их отклонению формы $f_{пр}$. Упругий выгиб листов на величину $f_{перег}$ создает в них предварительные напряжения. И если эти напряжения в пластически деформируемом слое снять силовым воздействием (обкаткой) роликов, то при разгрузке (снятии с листа всех связей и воздействий) это позволит уменьшить его обратную упругую деформацию и обеспечить таким образом формообразование до заданной кривизны.

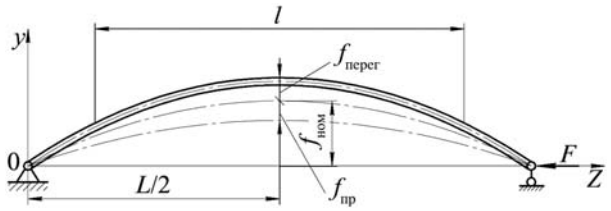


Рис. 1. Схема деформации рессорного листа перед обработкой поверхностным пластическим деформированием

Величина деформации перегиба $f_{перег}$ листа находится в определенной зависимости от его отклонения формы $f_{пр}$ (рис. 1) и соотношение между ними может быть представлено простым выражением $f_{перег} = \xi f_{пр}$, в котором $f_{перег}$ – деформация перегиба, отсчитываемая от номинальной стрелы выгиба $f_{ном}$ листа, ξ – коэффициент перегиба, $f_{пр}$ – устраняемое отклонение формы рессорного листа.

Обкатка роликами в данном случае направлена на упрочнение поверхностного слоя с целью повышения релаксационной стойкости материала и изменение предварительного упругонапряженного состояния листа с целью коррекции его геометрической формы. При этом упрочнению подвергается поверхность либо по всей длине L листа, либо на некотором ее участке l, расположенном симметрично относительно его середины. (Последнее обусловлено тем, что в ряде случаев всю поверхность листа из-за его конструктивных особенностей обработать невозможно. Например, коренного листа, имеющего ушки крепления.)

Изменение предварительного упругонапряженного состояния рессорного листа при обкатке роликами, приводящее к устранению погрешности формы, можно описать следующим образом.

При предварительном упругом выгибе листа в соответствии с законом Гука в его поперечных сечениях возникают осевые напряжения, которые распределяются по его толщине по линейному закону (рис. 2, *а*). В процессе обкатки роликами в поверхностном слое глубиной a_s развивается пластическая деформация, которая снимает находящиеся в нем предварительные напряжения $\sigma_у$ (рис. 2, *б*). В результате возникает изгибающий момент $M_{воз}$ (рис. 2, *в*) от разгрузочных напряжений, уменьшенных, по сравнению с предварительными напряжениями, на величину, пропорциональную площади эпюры снятых в пластически деформируемом слое a_s напряжений $\sigma_у$, который совмещает действительную ось листа с его номинальным положением, обеспечивая требуемый радиус кривизны.

Метод расчетного определения коэффициента перегиба ξ, являющийся характеристикой изменения упругонапряженного состояния листа при обработке ППД, разработан автором на основе технической теории изгиба [4]:

$$\xi = \frac{(1 - l / L)^2 + (2l / L - l^2 / L^2)\,(1 - 2\,a_s / h)^3}{1 - [(1 - l / L)^2 + (2l / L - l^2 / L^2)\,(1 - 2\,a_s / h)^3]},$$

где h – толщина листа.

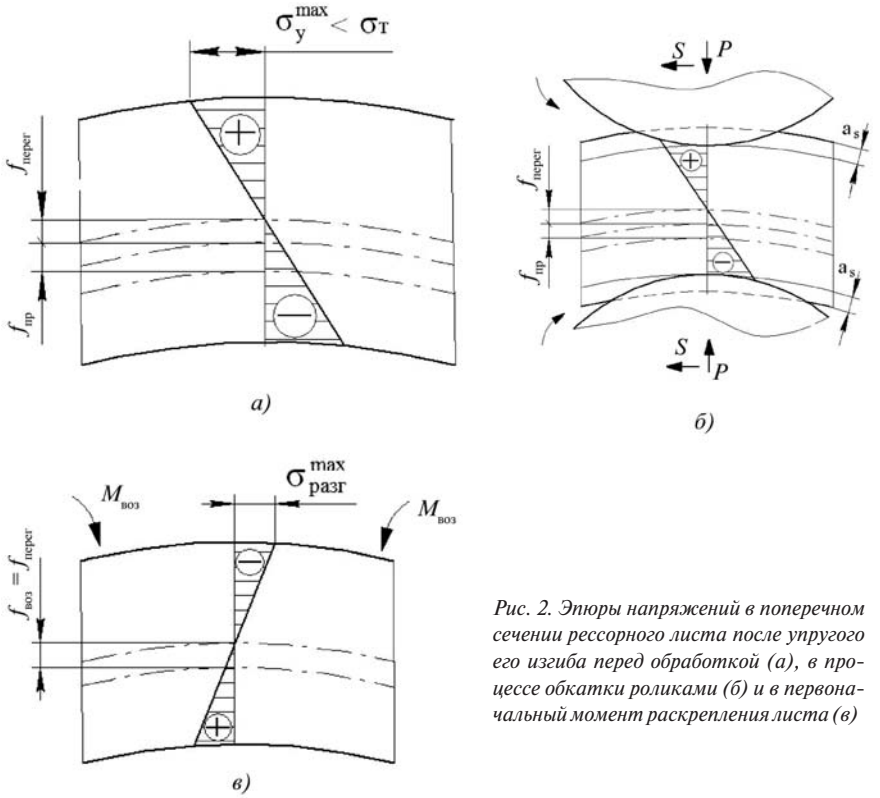


Рис. 2. Эпюры напряжений в поперечном сечении рессорного листа после упругого его изгиба перед обработкой (а), в процессе обкатки роликами (б) и в первоначальный момент раскрепления листа (в)

Входящая в приведенную формулу глубина a_s пластически деформируемого слоя может быть определена по известной методике М.М. Матлина [5].

Предлагаемый автором способ финишной формообразующей обработки рессорных листов обкаткой роликами позволяет в рамках одной технологической операции решить комплексную задачу – обеспечить высокое качество изделий путем одновременного формирования их заданного контура и двустороннего упрочнения с оптимальной степенью наклепа материала. Причем его можно применять как в основном производстве при изготовлении новых рессорных листов, так и в ремонтном производстве. При этом не имеет значения, с какой стороны относительно номинального профиля листа возникло отклонение $f_{пр}$ формы.

Способ проверен экспериментально, при ремонте листовых рессор автомобиля ГАЗ-3302 следующим образом.

После технологических операций разборки, мойки и дефектации ремонтопригодные листы, не имевшие трещин, подвергались нормализации с целью повышения пластичности рессорно-пружинной стали, а затем – формообразованию до требуемой кривизны при обкатке цилиндрическими роликами диаметром 80 мм, изготовленными из стали ШХ-15 (HRC 62–65). Перед обкаткой листы подвергались предварительной упругой деформации $f_{перет}$, рассчитанной для каждого случая их проседания $f_{пр}$, на таких режимах: усилие P деформирования – 10,0...18,8 кН (9,2...19,2 кгс); продольное перемещение S подачи роликов – 0,16 м/мин.

При этом использовался инструментальный блок с замкнутой связью, позволяющий проводить механическую фреттирующую обкатку цилиндрическими роликами со специальным профилем, который дает возможность закруглить изношенные кромки листов по радиусу 6 мм и тем самым устранить образовавшиеся во время эксплуатации концентраторы напряжений.

В результате такой обработки рессорных листов их проседание $f_{пр}$ было устранено и в среднем составило 91 %. При этом отклонения от номинальной стрелы выгиба листов только в трех случаях превысили допустимые значения, но они были устранены обкаткой на втором корректирующем проходе. Кроме того, обкатка роликами позволила упрочнить рессорно-пружинную сталь в среднем на 18 % и сформировать в поверхностном слое листов остаточные напряжения сжатия в пределах 770...800 МПа.

Для обеспечения заданной устойчивости движения автомобиля восстановленные листы сортировали по параметру жесткости – для того, чтобы разность значений стрел выгиба собранных рессор под нагрузкой на одной оси не превышала 10 мм. Кроме того, для предотвращения фреттинг-коррозионных повреждений и повышения антифрикционных свойств на вогнутых поверхностях листов в области центрального их крепления (на длине заделки) напыляли тонкий (~0,1 мм) слой свинцовой бронзы.

Контрольная проверка отремонтированных таким образом рессор показала, что их стрелы выгиба под контрольной нагрузкой полностью отвечают требованиям ГОСТ Р 51585–2000, а ресурсные стендовые испытания дали такой результат: наработка рессор без поломок в условиях циклического изгиба составила в среднем 112,3 тыс. циклов, а проседание не превысило предельно допустимого значения.

Таким образом, можно сделать вывод: двухсторонняя обкатка роликами рессорных листов, которая формирует практически новое напряженное их состояние с эпюрой остаточных напряжений сжатия, близкой к осевой симметрии, повышает релаксационную стойкость рессорно-пружинной стали, т.е. является своеобразным технологическим "барьером" на пути негативного влияния напряженного состояния материала на размерную стабильность рессор в процессе эксплуатации АТС, способствует более длительному сохранению первоначальной их формы. Что позволяет рекомендовать ее для широкого практического использования как на предприятиях автомобильной промышленности, так и ремонтных предприятиях.

Литература

1. Овсеенко А.Н., Савкина А.В., Синицын М.В. Комплексная технология повышения долговечности высоконагруженных деталей турбин // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 4. С. 3–8.
2. Швеля В.В., Калда Г.С., Олександренко В.П. О природе повышения фреттингостойкости стали некоторыми видами поверхностной обработки // Трение и износ. 2004. Т. 25. № 2. С. 140–147.
3. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей: учеб. пособие. Саратов: Изд-во Сарат. Ун-та, 1981. – 288 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Матлин М.М., Лебский С.Л., Бабаков А.В. Определение глубины пластически деформированного слоя при упрочняющей обкатке деталей цилиндрическими роликами // Вестник машиностроения. 2002. № 10. С. 53–55.

УДК 629.113

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ РЕСУРСА ШАРОВОГО ШАРНИРА ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

М.А. ВЕРНЯЕВ, д-р техн. наук **Н.М. ФИЛЬКИН**
Ижевский ГТУ имени М.Т. Калашникова (950. 820-09-19)

Рассматриваются особенности программно-методологического и аппаратно-технического обеспечения исследования ресурса шарового шарнира подвески легкового автомобиля.

Ключевые слова: *ресурс шарового шарнира, прочностной анализ, исследование напряженно-деформированного состояния, расчет шарового шарнира, сила выдавливания.*

Vernyaev M. A., Filkin N. M.

THE TECHNIQUE OF RESEARCH OF THE RESOURCE OF THE SPHERICAL HINGE OF THE SUSPENSION BRACKET OF THE CAR

The features programmatically-methodological and hardware and technical providing at the organization of research of a resource of the spherical hinge of suspension of the car are considered.

Keywords: *resource of the spherical hinge, strength the analysis, research intense the deformed condition, calculation of the spherical hinge, expression force.*

Конструктивно шаровой шарнир подвески легкового автомобиля несложен – это палец со сферической частью у основания (рис. 1). Относительные перемещения между его составными частями подчиняются известным законам механики: палец может вращаться вокруг своей оси, а также беспрепятственно отклоняться от вертикали на определенный диапазон (25...30°) углов.

Несмотря на его относительную простоту, методики точного определения его ресурса до сих пор, по существу, нет. Хотя, конечно, такие исследования проводились. Но их результаты, как правило, давали чисто качественные оценки. Например, авторы работ [1, 2] сводят их к тому, что ресурс шарового шарнира зависит от ровности дороги (на нее в узле приходится 67,4 % отказов), герметичность узла (22,6 %) и вида применяемой смазки (10 %).

Таких данных, конечно же, недостаточно для прогнозирования надежности и ресурса этих важнейших с точки зрения безопасности движения устройств. Поэтому нужна методика расчетов, позволяющая учитывать свойства материалов, из которых изготовлены корпус, вкладыш и палец шарнира, характер изменений их механических свойств, а также нагрузки, воспринимаемые опорой, их продолжительность и амплитуда изменений, внутренние реакции в опоре и условия наиболее частой эксплуатации автомобиля.

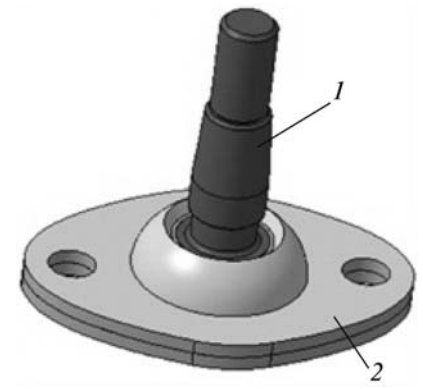


Рис. 1. Шаровая опора (общий вид) подвески легкового автомобиля:
1 – шаровой палец; *2* – корпус

Именно такая методика и предлагается вниманию читателей.

Согласно ей, все начинается с определения основных сил, действующих на шаровую опору. При этом используются зависимости, выявленные авторами работ [3, 4 и др.].

Таких немного. Это сила P вырыва, сила $P_в$ выдавливания шарового пальца из корпуса шарнира и ударные силы $P_д$. Они, собственно, и определяют ресурс шаровой опоры. Практика показывает, что вырыв, т.е. принудительное разъединение пары трения, сопровождающееся потерей формы корпуса шарнира, чаще всего наблюдается при проезде крупных дорожных препятствий (неровностей, ухабов, трещин, выбоин), перераспределении массы автомобиля по его колесам, при резком торможении, выполнении слишком крутого поворота, неверно выбранном скоростном режиме движения по опасному участку дороги. Причем во всех случаях главную роль играет величина крена. И, естественно, фактором, ускоряющим процесс вырыва, является большой износ вкладыша шаровой опоры, приводящий к поступательным движениям пальца относительно корпуса [5].

Однако первый этап исследований, как и результаты, полученные другими авторами, тоже дали лишь качественную картину. Поэтому исследования продолжились на более высоком уровне, с привлечением программных возможностей и графического интерфейса комплекса прочностного анализа. Кроме того, были применены методы, аналогичные используемым при расчетах сопротивления материалов. Это позволило построить траекторию, описывающую распределение силы P вырыва в момент резкого изменения направленная движения автомобиля (крутой вираж).

Она показала (рис. 2), что теоретически построенная эпюра силы вырыва при проведении расчета в программном комплексе совпадает с графически выделенными очагами возникновения напряжений, а также то, в какой степени подвергается нагрузке каждая точка сопряженных поверхностей шарнира. В частности, было установлено, что сила вырыва имеет максимальное значение по периферии корпуса шарнира, а в направлении к срединному сечению шара пальца ее значение постепенно уменьшается.

Величину силы P вырыва позволяет определить формула $P = qS$, где q – давление на палец шаровой опоры, которое считается равным силе $G_а$ веса автомобиля, приходящейся на единицу площади пятна сопряжения поверхностей, т.е. $q = \frac{m_а g}{S}$ (S – площадь поперечного сечения пятна контакта пальца и корпуса).

Что касается силы $P_в$ выдавливания, то экспериментально доказано: палец шаровой опоры испытывает на себе отрицательное действие со стороны автомобиля. Причем величина

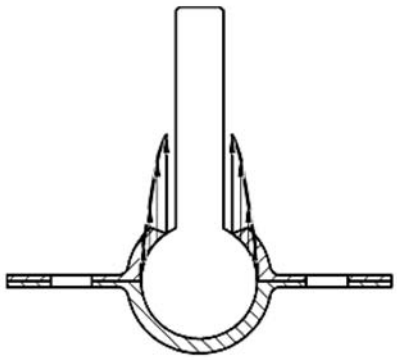


Рис. 2. Эпюра силы вырыва, построенная теоретическим способом

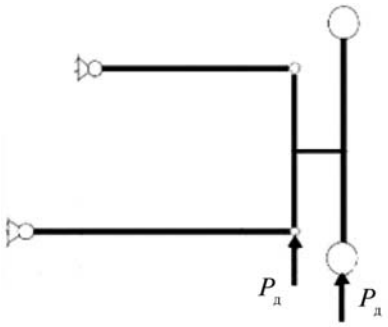


Рис. 3. Действие ударных нагрузок на подвеску легкового автомобиля

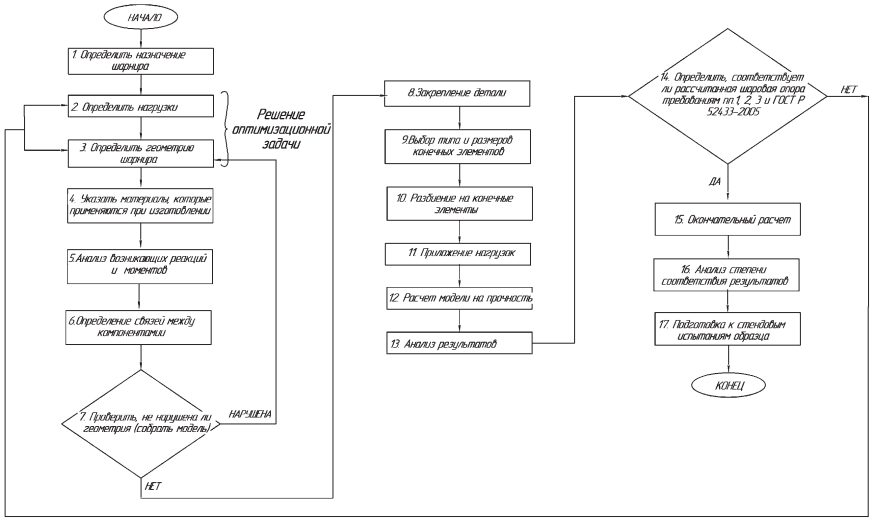


Рис. 4. Блок-схема методики исследования ресурса шарового шарнира легкового автомобиля

этого действия зависит от многих факторов, но самым критическим из них является случай, при котором масса автомобиля соответствует или превышает максимально допустимую производителем. Но направление действия данной силы всегда противоположно действию силы P вырыва. И на ее величину влияет как масса автомобиля, приходящаяся на шаровую опору, так и ударные нагрузки $P_д$, которые испытывает опора в процессе эксплуатации.

На практике значение силы $P_в$ определяют по эмпирической формуле:

$$P_в = q\,S\ ,$$

где q – давление на палец шаровой опоры, которое считается равным силе $G_а$ тяжести автомобиля, приходящейся на единицу пятна контакта и сопряженных поверхностей, т.е. $q = \frac{m_а\,g}{S}$; S – площадь поперечного сечения пятна контакта.

Третья из перечисленных выше сил, действующих на детали шаровой опоры, – ударные нагрузки $P_д$ со стороны дорожных неровностей. Эти нагрузки, чаще всего не очень значительны по величине, но возникают они очень часто, поскольку идеально ровных дорог нет. Причем процессы, возникающие в момент удара, имеют сложный, нелинейный характер: они, по сути, отражают колебания колеса, которое фиксирует дорожные неровности. Однако это довольно опасно. Дело в том, что нагрузка от колеса передается на шаровую опору (рис. 3), в результате чего происходит очень быстрое превращение одного вида энергии в другой: кинетическая энергия ударяющего тела (колеса) переходит в потенциальную энергию деформации пальца, которая передается и на вкладыш.

Выразив эту энергию через известные математические зависимости, получим возможность вычислить значения величины $P_д$:

$$P_д = m_к\,a\ ,$$

где $m_к$ – масса ударяющего тела (колеса), Н; a – его ускорение.

Согласно закону классической физики (равенства действия и противодействия), на пальце шарнира в момент удара возникает сила ответной реакции, равная переданной, но обратно направленная.

Подставив известные значения параметров, входящих в приведенные выше формулы, получаем значения всех перечисленных сил. Например, для автомобиля ВАЗ-2108 $P = 20{,}6$ кН, $P_в = 29{,}45$ кН. Значение же силы $P_д$ может варьироваться от нуля (движение по гладкому льду) до 30 кН (движение по дороге с асфальтовым покрытием).

Получение численных значений сил P, $P_в$ и $P_д$ – это, разумеется, не самоцель, а инструмент, позволяющий конструктору создавать шаровые опоры, имеющие нужный ресурс.

Суть данной методики заключается в следующем (рис. 4).

На начальном этапе исследования определяется назначение шаровой опоры. Это необходимо, прежде всего, для учета в процессе проектирования и расчета характеристик материалов, применяемых при ее изготовлении. Затем рассчитываются значения сил P и $P_в$, которые будут действовать на нее в процессе эксплуатации автомобиля. На основании этого строится геометрическая модель и выполняется ее расчет.

Полученные таким образом результаты анализируются и делаются выводы относительно ресурса шаровой опоры.

Эффективность методики подтверждена экспериментально: с ее помощью, как и в ходе натурных экспериментов с автомобилями, установлено, что наибольшие напряжения возникают в шарнире легкового автомобиля при боковом его заносе и экстренном торможении, а наиболее оптимальным по достигаемым механическим свойствам материалом для вкладыша шаровой опоры является в настоящее время полиамид.

Литература

1. Артемов И.И., Войнов А.А. Повышение долговечности шаровых опор легковых автомобилей // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 9. С. 43–50.
2. Фасхиев Х.А. Оценка нагруженности картера и шаровых опор переднего моста полноприводного автомобиля // Техника машиностроения. 2006. № 1. (57). С. 46–51.
3. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; под ред. Г.Г. Гридасова. М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Александров А.В. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 2003. – 560 с.

УДК 629.113.001.2

ОКРУЖНЫЕ СИЛЫ ВЕДУЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ И СИЛЫ ТЯГИ

Канд. техн. наук **В.И. КОПОТИЛОВ**
Тюменское ВВИКУ (военный институт) (8452. 26-84-82)

Рассматриваются различные варианты трактовок окружной силы ведущего колеса как силы тяги. Дается анализ каждой версии окружной силы и показывается ошибочность представлений, что окружная сила ведущего колеса является его движущей силой.

Ключевые слова: *колесная машина, автомобиль, ведущее колесо, качение колеса, окружная сила, сила тяги, опорная поверхность, касательная реакция*

Kopotilov V.I.

CIRCUMFERENTIAL FORCES OF DRIVING WHEELS AND TRACTION FORCES OF VEHICLE

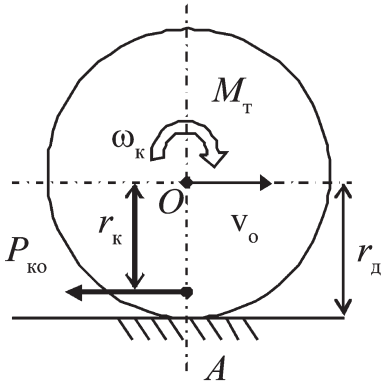
The various options for interpretations of circumferential force of the driving wheel as its traction force. The analysis of each version of the circumferential force is given and a wrong notion is shown that the circumferential force of the driving wheel is its driving force.

Keywords: *wheeler, vehicle, driving wheel, rolling wheel, circumferential force, traction force, support surface, tangent reaction.*

Динамические свойства любой колесной машины, в том числе и автомобиля, во многом определяются силой тяги, которая обеспечивается двигателем и возникает при взаимодействии ее ведущих колес с опорной поверхностью. Все вроде бы ясно. Однако общепринятых и научно обоснованных представлений о самой силе тяги автомобиля, как ни странно, до сих пор фактически нет. Хотя вариантов определения термина "сила тяги" предлагалось много. И один из наиболее распространенных – вариант Е.А. Чудакова [1]: тяговое усилие $P_р$ автомобиля это некая сумма полных окружных сил $P_{коi}$ его ведущих колес ($P_р = \Sigma P_{ко\,i}$). Оно затрачивается на преодоление сил сопротивления движению автомобиля. При этом автор полагал, что сила $P_{ко}$ каждого ведущего колеса прикладывается "... на расстоянии радиуса $r_к$ от его оси", а ее величина определяется отношением крутящего момента $M_к$, подводимого к колесу, к радиусу $r_к$ его качения (формула №1 в таблице). Однако представления о силе тяги, изложенные Е.А. Чудаковым в его работах, весьма противоречивы, полны "фигур умолчаний", поэтому нуждаются в критическом осмыслении.

Так, вводя понятие "окружная сила $P_{ко}$ колеса", он не раскрыл природу этой силы и не объяснил механизм ее образования. Не оговаривает он и того, к чему приложена сила $P_{ко}$ и что ее порождает. В таком случае можно предположить, что она – результат воздействия на колесо или вал трансмиссии, подводящий к нему крутящий момент $M_к$, или дороги, с которой колесо взаимодействует в процессе качения, или их совместного действия. Если принять первое из этих трех предположений и исходить из того, что вектор $P_{ко}$ прикладывается в нижней части колеса на расстоянии $r_к$ от оси его вращения, то сразу возникает противоречие между направлением этого вектора и заявлением автора, что сила $P_{ко}$ является движущей силой колеса.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{ко} = \dfrac{M_к}{r_к}$	$M_к$ – крутящий момент, подводимый к колесу; $r_к$ – радиус качения
2	$P_{ко} = M_к / r_к = X_к + f Z_к$	$X_к$ – продольная реакция опорной поверхности; $Z_к$ – нормальная реакция опорной поверхности; f – коэффициент сопротивления качению
3	$P_к = \dfrac{M_к}{r_к}$	$r_к$ – динамический радиус колеса
4	$P_т = M_к / r_{ко}$	$r_{ко}$ – радиус колеса в ведомом режиме
5	$P_т = M_к / r_{кс}$	$r_{кс}$ – радиус колеса в свободном режиме
6	$P = \dfrac{M_к}{r_о}$	$r_о$ – свободный радиус колеса
7	$M = X r_д + Z_а a$	$r_д$ – динамический радиус колеса; $Z_а$ – нормальная реакция; a – плечо нормальной реакции относительно оси колеса
8	$X = M / r_д - Z(a / r_д) = P_т - P_f$	$P_т$ – сила тяги; P_f – сила сопротивлению качению
9	$r_к = r_{ко} - \lambda M$	$r_{ко}$ – кинематический радиус колеса в ведомом режиме (т.е. когда $M_к = 0$); λ – коэффициент тангенциальной эластичности
10	$X = \dfrac{M}{r_{ко} - \lambda M} - \dfrac{Z a}{r_{ко} - \lambda M}$	–
11	$P_к \approx \dfrac{\Sigma M_к}{r_д} = \dfrac{M_e\, i\, \eta}{r_д}$	M_e – эффективный момент двигателя; i – передаточное число трансмиссии; η – ее КПД; $r_д$ – динамический радиус колеса



Действительно, если вектор $P_{ко}$ прикладывается в нижней части ведущего колеса (см. рисунок), то он не может быть направлен в сторону движения автомобиля. Он должен быть направлен только в противоположную сторону. Иначе продольная сила $P_{ко}$, действующая на расстоянии радиуса $r_к$ от оси вращения колеса, не создает крутящий момент $M_к = P_{ко}\, r_к$, направленный по ходу его вращения, т.е. тот момент, который и порождает эту силу.

Таким образом, если сила $P_{ко}$, приложенная на плече $r_к$, – эквивалент крутящего момента $M_к$, подводимого к колесу трансмиссией, то она не может расцениваться как его движущая сила, поскольку направлена против хода движения центра масс самого колеса. Тем не менее в ряде изданий именно такая сила, вопреки смыслу термина, называется силой тяги колеса.

Правда, есть и другие толкования полной окружной силы. Под ней понимается не сила, приложенная к колесу, а сила продольного воздействия самого колеса, нагруженного крутящим моментом $M_к$, на опорную поверхность. Судя по всему, так понимают эту силу авторы ряда работ, например [3, 4]. При этом некоторые из них называют ее силой тяги, тяговой силой или касательной силой тяги. И ее величину определяют так же, как это сделал Е.А. Чудаков, т.е. по формулам, подобным формуле № 1. Например, понятие "касательная сила $P_к$ тяги при установившемся движении" вводит Д.А. Чудаков [5] и отмечает, что она непосредственно создает "напряжения, возникающие на поверхности пути и в почве". Аналогичную трактовку полной окружной силы можно обнаружить в учебнике Г.М. Кутькова [6]: он тоже называет эту силу касательной и интерпретирует ее как продольное усилие, которое прикладывается колесом к грунтовой поверхности. Однако "касательные" и любые другие подобные им силы приложены не к колесу, а к дороге, в связи с чем они по определению не могут быть силами тяги самого колеса. Поэтому называть их "касательными силами тяги" или "тяговыми силами" противоестественно.

Согласно второму варианту, полная окружная сила приложена к ведущему колесу автомобиля и является результатом ответного силового воздействия дороги. Возможно, и сам Е.А. Чудаков, вводя полную окружную силу $P_{ко}$, придавал ей именно такой смысл, хотя в своих работах открыто об этом и не писал. Но и этот вариант весьма проблематичен, так как возникает противоречие между силой $P_{ко}$ и продольной реакцией $X_к$ опорной поверхности: получается, что колесо воспринимает от дороги два продольных силовых воздействия $P_{ко}$ и $X_к$, однако совершенно очевидно, что может быть только одно. Поэтому иной продольной силой, кроме $X_к$, которая бы реально прикладывалась к колесу, быть не может. Ведь в реальности продольной $X_к$ реакции дороги не сомневался и сам Е.А. Чудаков, поэтому и не стремился заменить ее введенной им силой $P_{ко}$. Более того, рассматривая процесс качения, величину полной окружной силы ведущего колеса, он нередко связывал именно с продольной реакцией $X_к$ дороги. Например, при равномерном качении колеса он выражал силу $P_{ко}$ через величину продольной реакции $X_к$ (формула № 2).

Считая силу $P_р$ тяги реальным усилием, он вместе с тем не смог обосновать реальность введенной им силы $P_{ко}$, которая, как ему казалось, и является такой движущей силой колеса. Но, вводя волевым путем продольную силу $P_{ко}$ и направляя ее в сторону движения, он, думается, осознавал указанные выше противоречия, поэтому просто умалчивал о том, что фактически такая сила – условное силовое воздействие дороги, т.е. ее условная "реакция".

На взгляд автора статьи, условность силы $P_{ко}$, введенной Е.А. Чудаковым, имеет три аспекта. Во-первых, он не доказал, что при нагружении колеса крутящим моментом $M_к$ появляется сила $P_{ко}$ взаимодействия колеса с дорогой, равная отношению этого момента $M_к$ к кинематическому радиусу $r_к$ колеса. Во-вторых, он просто принял, а не доказал, что момент $M_к$ создает силу $P_{ко}$, направленную именно по ходу движения центра масс самого колеса. В-третьих, условность силы $P_{ко}$ состоит и в том, что она могла бы выступать в роли продольной реакции дороги, если бы ведущее колесо всегда катилось равномерно и не испытывало при этом сопротивление перекатыванию.

Действительно, если бы колесо катилось равномерно, а сила $P_f = f\,Z_к$ сопротивления качению отсутствовала, то, согласно формуле № 2, сила $P_{ко}$ была бы численно равна продольной реакции опорной поверхности $X_к$, т.е. между двумя силами не было бы никакой разницы. Фактически же это не так, $P_f \neq 0$, поэтому математическое отношение момента $M_к$ к радиусу $r_к$ $(M_к / r_к)$, входящее в формулу № 2, можно интерпретировать лишь как некую условную (фиктивную) продольную реакцию, которая прикладывается к ведущему колесу в плоскости пятна контакта и направлена точно так же, как реальная продольная реакция $X_к$, – в сторону движения ведущего колеса.

Таким образом, согласно этому варианту, полная окружная сила $P_{ко}$ представляет собой условную движущую силу ведущего колеса, которая является "реакцией" опорной поверхности.

Надо сказать, что взгляд на окружную силу ведущего колеса, как на движущее его усилие, давно разделяют многие специалисты, которые называют ее "тяговой силой", "силой тяги" или "касательной силой тяги", хотя далеко не все понимают ее условность. Так, Е.Д. Львов в учебнике "Теория трактора" [7] ут-

верждал, что движущая сила колеса не что иное, как так называемая касательная сила $P_к$ тяги, которая возникает под действием ведущего момента $M_к$, приложена к колесу в пятне контакта и направлена в сторону его движения. Такая сила, считает он, образуется "при суммировании всех реакций, параллельных продольной плоскости симметрии баллона и направленных по движению колеса". При этом "касательная сила тяги колесного трактора при установившемся режиме равна отношению ведущего момента $M_к$ к динамическому радиусу $r_д$", т.е. соответствует формуле № 3.

Как видим, ее величина та же, что и вычисленная по формуле Е.А. Чудакова. Но за одним исключением: крутящий момент $M_к$ делится не на кинематический, а на динамический радиус колеса.

Н.А. Яковлев и Н.В. Диваков в книге "Теория автомобиля" [8], характеризуя движущую силу автомобиля, указывают, что «в месте контакта ведущих колес с дорогой возникают тяговые силы $P'_т$ и $P''_т$, действующие на автомобиль в направлении его движения...". Однако в отличие от Е.А. Чудакова эти силы они называют не окружными, а "тяговыми".

Взгляд на силу тяги колеса как на реакцию, прикладываемую со стороны опорной поверхности, характерен и для многих других учебников и учебных пособий, в том числе и выходящих в наше время. Причем многие из их авторов полную окружную силу $P_{ко}$ подают, судя по всему, в качестве некой реальной продольной реакции дороги и называют ее "касательной силой тяги". Реальную же силу, т.е. касательную реакцию опорной поверхности $X_к = P_{ко} - P_f$, называют зачастую "толкающей силой". При этом вопрос о том, как же могут совмещаться эти две силы ($X_к$ и $P_{ко}$), как правило, ими не рассматривается. Однако, есть и те (Г.А. Смирнов, Г.И. Гладов и А.М. Петренко, В.В. Селифонов), которые все-таки отмечают условность (фиктивность) этой полной окружной силы. На то же самое указывает и ГОСТ 17697–72.

Нельзя не отметить и то, что формулы, посредством которых разные авторы определяют окружную силу, отличаются: в них используются различные радиусы, на которые делится крутящий момент, подводимый к колесу. Например, В.А. Петров, в отличие от Е.А. Чудакова, Г.А. Смирнова, Г.И. Гладова и А.М. Петренко, а также ряд других ученых величину этой силы определяют в виде отношения крутящего момента к радиусу $r_{ко}$ колеса в ведомом режиме, т.е. по формуле № 4. Правда, в другой своей работе он убеждает, что эту силу тяги следует выражать в виде отношения крутящего момента $M_к$ к радиусу колеса $r_к$ не в ведомом, а в свободном режиме качения (формула № 5).

А.С. Антонов, Ю.А. Кононович, Е.И. Магидович и В.С. Прозоров под величиной окружной силы P на ведущем колесе понимают отношение крутящего момента $M_к$, подводимого к колесу, к свободному радиусу $r_о$ этого колеса (формула № 6).

Такой разнобой свидетельствует о том, что единой и обоснованной формулы, которая определяла бы полную окружную силу, у сторонников данного варианта тоже нет. В связи с этим уместно высказать следующие соображения.

Если сила $P_{ко}$ трактуется, как некая продольная реакция дороги, то это означает, что она является не чем иным, как силой трения. А такая сила всегда лежит в плоскости контакта двух тел. Следовательно, если вводится такая сила, то место ей – в плоскости контакта, которая располагается от оси вращения колеса на расстоянии его динамического радиуса $r_д$. Величина же последнего у ведущего колеса, как известно из теории и практики, отличается от его кинематического радиуса $r_к$, т.е. $r_д \neq r_к$. Что означает: исходная формула № 1 для полной окружной силы колеса, в которой фигурирует кинематический радиус $r_к$, не верна. Поэтому признание этой формулы (как, впрочем, и формул № 4, 5 и 6) фактически равносильно утверждению, что вектор силы трения (полной окружной силы $P_{ко}$) располагается вне плоскости соприкосновения двух взаимодействующих тел (колеса и дороги). Следовательно, силы $P_{ко}$, основанные на этих формулах, противоречат понятию самой силы трения и не могут рассматриваться (даже условно), как продольные реакции опорной поверхности. Другими словами, они не имеют того смысла, который им предписывается, а их значения носят отвлеченный характер.

(Продолжение следует)

Литература

1. Чудаков Е.А. Избранные труды. Т.1. Теория автомобиля. М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 463 с.
2. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР. Вып. 9. М.-Л.: Издание АН СССР, 1948. – 200 с.
3. Яковлев Н.А. Теория и расчет автомобиля. М.: Гостехиздат, 1949. – 370 с.
4. Зимилев Г.В. Теория автомобиля. М.: Воениздат, 1957. – 455 с.
5. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
6. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. – 504 с.
7. Львов Е.Д. Теория учебников: учебник для вузов. М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
8. Яковлев Н.А., Диваков Н.В. Теория автомобиля. М.: Высшая школа, 1962. – 300 с.
9. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
10. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. – 239 с.

"КОМТРАНС-2013"

Двенадцатая международная специализированная выставка "Комтранс-2013" прошла в московском выставочном центре "Крокус Экспо". В ней приняли участие 447 компаний из России, стран СНГ и дальнего зарубежья. На площади без малого 70 000 м^2 свои экспонаты продемонстрировали ведущие мировые и отечественные изготовители коммерческих автотранспортных средств – грузовых автомобилей, автобусов, прицепов, спецтехники и комплектующих.

Группа "ГАЗ" на своем стенде емко представила все направления своей деятельности в области коммерческого транспорта. Примерно половину его заняли новые и перспективные модели самого Горьковского автозавода. В первую очередь, разумеется, представители семейства "Некст": бортовой автомобиль со сдвоенной кабиной, микроавтобус-маршрутное такси, автомобиль скорой медицинской помощи. Особенно же интересен специалистам был экспонат, представляющий собой "препарированное" шасси "Некста", на котором можно было подробно изучить все технические новшества.

В уголке стенда скромно стоял среднетоннажный автомобиль под условным названием "Газон-Некст" также с кабиной нового образца. Кроме того, был представлен "Соболь" с новой полноприводной трансмиссией.

Автомобильный завод **"Урал"** на стенде группы "ГАЗ" показал два автомобиля модернизированного семейства условно названного "Урал-М". Это бортовой автомобиль колесной формулы 6×6, оснащенный краном-манипулятором грузоподъемностью 7 т, и бескапотный седельный тягач "Урал-44202-3511-80" с новым двигателем ЯМЗ-536. На автомобилях семейства установлены модернизированные передние мосты, новая коробка передач, улучшен интерьер кабины, повышены все удельные характеристики и надежность узлов и систем, увеличены ресурс и грузоподъемность.

Дивизион **"Русские автобусы"** выставил здесь пять моделей автобусов, которые будут задействованы в обслуживании маршрутов Сочи во время зимних олимпийских игр 2014 г. Это: низкопольный ЛиАЗ-5292.30 с дизелем "Скания" ("Евро-4"), междугородные ГолАЗ-5291 "Круиз" с дизелем "Скания" (Евро-5") и ГолАЗ-6228 "Вояж L" на шасси "Скания"с третьей подруливающей осью, а также работающий на газовом топливе КАвЗ-4238 с двигателем "Камминз" ("Евро-5") и междугородный автобус "Вектор" на модернизированных агрегатах (ведущий мост, передняя ось, рулевое управление, дисковые тормоза, дизель "Камминз" уровня "Евро-4" и др.).

Входящий в дивизион **"Двигатели"** Группы "ГАЗ" Ярославский **"Автодизель"** показал современный модельный ряд средних четырех и шестицилиндровых рядных двигателей нового поколения: ЯМЗ-5344 (100 кВт, или 136 л.с.), ЯМЗ-5362 (186 кВт, или 245 л.с.), тяжелый рядный дизель ЯМЗ-651 (303 кВт, или 412 л.с.), а также V-образный ЯМЗ-6585 (309 кВт, или 420 л.с.) уровня "Евро-4" с аккумуляторной системой подачи топлива производства ЯЗДА.

КамАЗ выставил более сотни своих экспонатов, среди которых особое место занимают автомобили с компонентами "Даймлер" (КамАЗ-65206, КамАЗ-65207, КамАЗ-65802, КамАЗ-5308) и новый магистральный тягач КамАЗ-5490 (с новой кабиной – на каркасе от "Мерседес Аксор", но собственного дизайна). Они в ближайшие годы должны прийти на смену выпускающимся сегодня моделям. Кроме того, был показан едва ли не весь модельный ряд серийной техники всех типов – самосвалы, бортовые, фургоны, а также шасси с разнообразными специальными надстройками и перспективные образцы газобаллонных автомобилей.

В обширной камазовской экспозиции, разумеется, нашлось место и автобусной технике. Это междуго-

родный НефАЗ-5299, городской полунизкопольный в рестайлинговом исполнении, автобус "Бравис", созданный совместным предприятием "КамАЗ-Марко", а также вахтовый автобус НефАЗ-4208 из сэндвич-панелей на шасси КамАЗ-5350 и пилотный образец нового пожарного автомобиля.

Фирмой **"Волгабас"** (ВАП "Волжанин") были представлены две новинки – газомоторный автобус среднего класса "Ритмикс" и низкопольный городской автобус "СитиРитм", выпущенный в рамках транспортного проекта для зимних олимпийских игр "Сочи-2014". Оба – с двигателями МАН и трансмиссией "ZF-Эколайф".

МАЗ продемонстрировал на своем стенде: городские автобусы МАЗ 203 с газовым (метановым) двигателем и с дизелем МАН, а также междугородный комфортабельный МАЗ 241; самосвалы МАЗ-6501В9; МАЗ-6517Х9 и МАЗ-6516W8 (8×4); бортовой среднетоннажный МАЗ-4371W2 и седельный тягач МАЗ-5440Е9 с обновленным интерьером кабины и новой бортовой системой управления и диагностики. На открытой площадке – спортивный автомобиль МАЗ-5309RR и автомобиль технического сопровождения МАЗ-6302В5, построенные для заводской команды "МАЗ-Спорт-авто".

Подмосковное предприятие **"Тонар"**, давно известное своими прицепами, показало: изотермический полуприцеп 9746Н-0000069 с объем кузова 90 м^2 и системой крепления груза "Олсейф" ("Allsafe"); полуприцеп-самосвал с боковой разгрузкой, объемом 40 м^2 и антипримерзающим покрытием внутри кузова, а также собственного изготовления седельный тягач "Тонар-6428" ("Евро-4") с новой кабиной и устройством для подсыпки подогретых песка или гранитной крошки под ведущие колеса.

Компания **"ДАФ Тракс"** представила свою новую флагманскую модель FT XF510 (тягач 4х2, "Евро-6", с кабиной "СуперСпейсКэб"), а также модели известных уже семейств CF и XF уровня "Евро-5". В частности: FAT CF85.460 (шасси колесной формулы 6×4 с "дневной" кабиной); FT CF85.460 (тягач колесной формулы 4×2 с кабиной "СпейсКэб"), FTT XF105.460 (тягач колесной формулы 6х4, скабиной "СпейсКэб" и облегченной двухосной тележкой); FT XF105.460 (тягач колесной формулы 4×2 с кабиной "СуперСпейсКэб").

Первый, изготовленный компанией **"МАН Трак энд Бас Рус"** в России (в Санкт-Петербурге), автомобиль МАН – новый тяжелый тягач TGS 33.440 6×4 BBS-WW – был передан заказчику на выставке "Комтранс-2013". Кроме того, на стенде фирмы были представлены новинка российского рынка – магистральный тягач MAN TGX 18.480 4×2 BLS ("Евро-6") и тяжелый тягач MAN TGS 26.440 6×6H BLS.

"Вольво Тракс" показала 10 грузовых автомобилей из полностью обновленного модельного ряда: седельные тягачи FH16 4×2, FH 4×2, FH Supernova 4×2, FMX 6×4 и FM 4×2 с системой динамического рулевого управления; самосвал FMX 8×4; изотермические фургоны на шасси FE 4×2 и FL 4×2; бортовой автомобиль с краном-манипулятором FL 4×2; эвакуатор на шасси "ВольвоFL 4×2" с краном-манипулятором, сдвижной гидравлической платформой и устройством для буксировки методом частичной погрузки. Кроме того, на открытой площадке демонстрировались мод. FM 6×2 с рефрижераторным кузовом, самосвал FMX 6×6 и цистерна FM 6×2 для перевозки светлых нефтепродуктов, а также туристский автобус "Вольво 9500".

"Скания" представила новую линейку из трех магистральных тягачей "Стримлайн" с кабинами G и R и новыми двигателями уровней "Евро-4" и "Евро-5". А также тягач Black Amber ("Черный янтарь") с легендарным двигателем V8, который выделяется среди других экспонатов неповторимым дизайном; ряд моделей строительного и коммунального назначения, а также автобусы, производимые на шасси "Скания". В том числе для Олимпиады-2014 в Сочи.

"Рено Тракс" на своем стенде показала пять автомобилей: магистральный тягач Т520 (4х2) и строительное шасси К480 (4×4), которые планируется начать собирать в Калуге в 2014 г., а также серийные "Премиум" (4×2), самосвал "Керакс" (6×4) и развозной "Дистрибьюшн" (6×2). На открытой площадке – самосвал "Керакс 8×4 Типпер" и седельный тягач "Ландер" 6×4.

Компании **"Автотор"** и **"ТАТА Дэу"** представили семейство грузовых автомобилей, которые будут изготовляться в Калининграде (крупнотоннажные грузовые автомобили, седельные тягачи, самосвалы, а также техника специального назначения). Флагман в линейке – тягач "Прима", полностью адаптированный для эксплуатации в российских условиях и может

использоваться для решения широкого спектра транспортных задач, в том числе для внутренних и международных перевозок. Начало продаж через дилерскую сеть официальных дистрибьюторов компании TATA Daewoo запланировано на март 2014 г. Ежемесячные продажи, согласно предварительным прогнозам, составят свыше 100 автомобилей.

Компания **"Мерседес-Бенц Тракс Восток"** впервые выставила столь разнообразную и многочисленную экспозицию: 11 экспонатов как немецкой, так и российской сборки. Это седельный тягач "Актрос 1851LS", оснащенный системой "Эктив брейк эссист-2", которая автоматически, без участия водителя, остановит автомобиль в опасных дорожных ситуациях, используя рабочую тормозную систему в сочетании с моторным тормозом и ретардером; седельный тягач "Актрос 1841LS" – пятитысячный автомобиль, произведенный в России на заводе в Набережных Челнах; седельные тягачи "Аксор 1843LS" и "Актрос 1844LS", укомплектованные высокой "спальной" кабиной; "строительный" седельный тягач "Актрос 3341S"; четырехосный самосвал "Актрос 4141K" с кузовом объемом 20 м^3; городской низкорамный фургон "Атего 1224LNR"; фургон-рефрижератор на шасси "Аксор 1824L"; "Унимог U400"; топливозаправщик на шасси "Цетрос 2733A" для транспортировки, временного хранения и раздачи через заправочный пистолет светлых нефтепродуктов в районах со сложными дорожными условиями; тяжелый эвакуатор на шасси "Актрос 4144K" (8×4); седельный тягач "Актрос 4165 SLT", дооборудованный в компании "Титан" для транспортировки сверхтяжелых грузов в составе автопоезда полной массой до 250 т; новый автобус "Сетра S515 HD КомфортКласс 500".

Фирма **"Мерседес-Бенц Рус"** представила: новый компактный коммерческий автомобиль "Цитан", выпускающийся как в пассажирском варианте (в том числе для такси), так и в виде грузового фургона; новый "Спринтер Классик" с усиленной специально для России подвеской, а также два автомобиля на шасс "Спринтер 515 CDI" – изотермический фургон и эвакуатор с подъемно-сдвижной платформой.

Компания **"Форд Соллерс"** показала текущий модельный ряд коммерческих автомобилей "Форд": новые "Транзит Коннект" и "Торнео Кастом", пикапы "Рейнджер", а также модели семейства "Транзит". В числе последних – несколько различных фургонов, маршрутное такси и автомобиль скорой медицинской помощи.

Модельный ряд грузовых автомобилей **"Форд Тракс"** представлен новым тягачом "Карго 1846T", а также самосвалом мод. 3535D, дорожным шасси с рефрижератором мод. 1826 и дорожным шасси с краном-манипулятором с открытой бортовой платформой мод. 2532.

ИВЕКО главной темой своей экспозиции определила "метановые" модификации. Центральное место на стенде заняло маршрутное такси, построенное предприятием "СТ Нижегородец" на базе газового шасси Daily 50C14G. Заявленная стоимость пассажирокилометра – 5,5 коп. Расход газа – 14,5 м^3/100 км при мощности 100 кВт (136 л.с.), запас хода – 400 км.

Также посетители выставки увидели газовый среднетоннажный "Еврокарго ML120E20", 7-тонный фургон "Дэйли 70C15", внедорожный самосвал "Траккер" от совместного предприятия "ИВЕКО-АМТ", туристический автобус премиум-класса "Маджелис Про" и магистральный тягач "Стралис Хайвей". На открытой площадке были показаны тяжелые внедорожные грузовики "Астра HD9" колесной формулы 6×6 и 8×8.

Компания **"Соллерс-Исузу"** представила на своем стенде автомобили четырех моделей: фургон-рефрижератор на шасси "Исудзу NQR90L-L" грузоподъемностью 4,7 т; эвакуатор

на шасси модифицированного шасси мод. NPR75 L-S; бортовой тентованный 6,7-тонный автомобиль с механизмом подъемно-сдвижной крыши и сдвижных боковых шторок тента на шасси мод. FSR90N, а также мусоровоз с задней механизированной загрузкой объемом 16 м^3 на шасси "Исудзу FVR34M".

Компанией **"Хино"** были представлены: мод. 300 XZU600L–HKMMPW3 с кузовом для выездной технической службы, 300 XZU720L–HKFRPW3 с мусоровозной установкой, 300 XZU720L–QKFRPW3 с бортовой платформой (полная масса – 3,5 т), 500 GD8JLTA–QHR с изотермическим кузовом, холодильной установкой "Карриер" и гидравлическим бортом "Зепро", 500 GH8JPTA– QHR с КМУ "Юник" URV-634 и бортовой платформой, 500 FM8JLTD–TGR с самосвальным кузовом (16 м^3), 700 SS1EKTA–PSR – седельный тягач.

(Продолжение статьи на стр. 39)

Указатель статей, опубликованных в 2013 году

№

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Григорьев В.Н. – Модель определения стратегических целей развития предприятия и отрасли промышленности 5

Дынченков В.С. – Методика обоснования замены автомобиля в условиях рыночной экономики . . . 7

Егоров А.Н., Лашковский Р.В. – Новая техника БелАЗ: в содружестве науки и производства рождается будущее белорусского карьерного автомобилестроения 8

Исавнин А.Г., Фархутдинов И.И.– Оценка экономической эффективности применения аутсорсинга с помощью системы "директ-костинг" 6

Касьянов С.В., Каляшина А.В. – О вкладе "бережливого производства" в конкурентоспособность российских предприятий 11

Козловский В.Н., Строганов В.И. – Удовлетворенность потребителя – инструмент повышения конкурентоспособности продукции отечественного автомобилестроения 2

Козловский В.Н., Строганов В.И. – Комплексы количественных показателей, применяемые при организации мониторинга качества легковых автомобилей в эксплуатации 4

Козловский В.Н., Строганов В.И., Клейменов С.И. – Модели аналитических исследований качества надежности легковых автомобилей в эксплуатации 9

Курилов К.Ю. – Хеджирование финансовых рисков предприятий автомобилестроения. Практические аспекты 4, 5

Курилов К.Ю., Курилова А.А. – Причины замедления продаж автомобилей 12

Нагайцев М.В. – НАМИ вчера, сегодня, завтра . . 10

Невелев В.А. – Количественная оценка влияния инновационной деятельности на уровень конкурентоспособности отечественных автомобилей 3

Смирнов А.А. – Система менеджемента качества как инструмент качества продукции 8

Шушкин М.А. – Механизмы локализации производства автокомпонентов – стратегическая задача отечественного автопрома 1

АСМ-факты 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аджиманбетов С.Б., Гутиев Э.К. – Моделирование двухэтапного электростартерного пуска ДВС . . . 9

Азаров В.К., Кутенев В.Ф., Сайкин А.М. – Проблемы создания экологически чистого автомобиля 10

№

Алюков С.В. – Инерционная автоматическая бесступенчатая передача повышенной надежности . . . 1

Антонов И.С., Каштанова Е.А. – Напряженно-деформированное состояние болтового соединения под действием сдвигающей нагрузки 1

Антонов И.С., Каштанова Е.А. – Зазоры в болтовом соединении и их влияние на напряженно-деформируемое состояние 12

Балакина Е.В., Марухин Д.А. – Расположение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью 7

Балакина Е.В., Зотов Н.М., Марухин Д.А. – Положение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью 11

Баловнев Н.П., Божкова Л.В., Норицина Г.И., Николаева М.С. – Влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на потерю устойчивости автомобиля 4

Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. – Результаты сравнительных испытаний клиноременных передач с различными способами натяжения ремней 5

Барыкин А.Ю. – О рациональной степени блокирования межколесного дифференциала переднеприводного автомобиля 12

Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. – Оптимальное проектирование как основа обеспечения конкурентоспособности отечественных АТС 10

Бендерский Б.Я., Петров Р.А. – Процессы вентиляции салона автобуса 9

Божкова Л.В., Норицина Г.И., Николаева М.С. – Влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на потерю усточивости автомобиля 4

Бураковский Е.П., Ковальчук Л.И., Алексеев И.Л., Бураковский П.Е. – Закономерности изменения НДС по образующей цилиндровых втулок дизелей от воздействия переменных подвижных газовых нагрузок 4

Бурдыкин В.Д. – Плунжерная пара ТНВД, повышающая стабильность процесса впрыскивания топлива в дизель 1

Валишев Р.Ю. – Схемы силовых коммутаторов для систем управления электрической машиной вентильно-индукторного типа 11

Выборнов Э.П., Румянцев Л.А. – Гидротрансформатор для ГМП большой мощности 8

Гладов Г.И., Демидов Л.В. – Системы, обеспечивающие маневренность пневмоколесных платформ 7

Гусаров В.В., Газиалиев С.В. – Уравновешенность дизеля типа R4 на режиме холостого хода 6

№

Дубровский А.Ф., Дубровский С.А., Дубровская О.А. – Разрывные колебания механического бесступенчатого привода транспортных средств . . 1
Дьяков И.Ф. – Формирование математической модели, позволяющей оптимизировать тормозные системы современных автомобилей 2
Дьяков И.Ф. – Формирование математической модели трансмиссии при проектировании автомобиля 6
Жуков В.А., Курин М.С., Прохоров О.Г. – Оптимизация параметров наддува дизелей ОАО "Тутаевский моторный завод" 5
Заболоцкий М.М., Чайко В.А. – Совершенствование гидравлических систем техники "БелАЗ" 12
Каменев В.Ф., Фомин В.М. – Работы ГНЦ "НАМИ" в области водородной энергетики на транспорте 10
Каменный А.В., Костюков А.В., Макаров А.Р., Пустынцев М.Е. – Гомогенизация топливовоздушной смеси в ДВС, работающем по циклу Отто–Дизеля 7
Карелин Д.Л., Харчук С.И., Мулюкин В.Л. – Система охлаждения силового агрегата МЗКТ79191 и МЗКТ7431, выполненная на основе гидравлического привода 2
Келлер А.В., Мурог И.А., Шафиков Д.В., Усиков В.Ю., Ушнурцев С.В. – Комплексная оценка эффективности методов распределения мощности в механических трансмиссиях 4
Кисуленко Б.В., Аникеев С.А. – Требования к автомобилям, использующим в качестве топлива сжиженный природный газ 4
Кожин Д.В., Лощенов П.Ю. – Топливная система дизеля с устройством для работы на топливе с присадками 8
Комаров Ю.Я., Лемешкин А.В., Сильченков Д.Д. – О возможности компьютерного моделирования прочности нижней поперечины передней части легкового автомобиля 11
Коноплев В.Н., Кузнецов И.В., Конушин А.А. – Объемное воспламенение как способ улучшения показателей рабочего процесса в ДВС с искровым зажиганием 6
Копотилов В.И. – О физическом смысле коэффициента сопротивления качению ведущего колеса автомобиля 1, 3
Корнилов Г.С., Козлов А.В., Теренченко А.С., Коркин С.Н. – Динамические и топливно-экономические показатели магистрального автопоезда с полноприводным тягачом, оснащенным комбинированной энергоустановкой 10
Кравец В.Н., Мусарский Р.А. – Оптимизация параметров системы подрессоривания автобуса 8
Ксеневич Т.И. – Основные требования к системам наземных колесных машин для использования достижений мехатроники 5

№

Кукис В.С., Рыбалко А.И. – Влияние режима работы двигателя Стирлинга на интегральные характеристики цикла 1
Кулько П.А., Кулько А.П., Павлов В.В., Заболотный Р.В. – Оценка действия системы автоматического регулирования тормозных сил между осями АТС 8
Лепешкин А.В. – Перспективы активизации прицепных звеньев автопоездов с помощью гидрообъемных трансмиссий 8
Лохнин В.В., Кузьмицкий Е.В. – Способ обеспечения устойчивости работы тягового вентильного привода на низких частотах вращения 6
Лукшо В.А., Теренченко А.С., Филипосянц Т.Р., Корнилов Г.С., Миронов М.В. – Газодизели НАМИ 10
Маматов А.И., Калинин Я.В., Давыдов В.В., Лаврентьев А.И. – Электромобиль: маховик как инструмент повышения его запаса хода 2
Медведицков С.И., Задворнов В.Н. – Влияние срока службы и износа протектора на коэффициент сопротивления боковому уводу шин 8
Мелешин В.В. – Исследование метода определения информационных параметров АТС 6
Мурог И.А., Четыркин Ю.Б., Житенко И.С. – Автоматический блокиратор шестеренчатого дифференциала 3
Нагайцев М.В., Сайкин А.М., Плиев И.А., Ендачев Д.В. – Системы управления "беспилотных" АТС 10
Назаров А.Д. – Для точного определения монтажных зазоров между гильзой цилиндра и головкой поршня ДВС 9
Осипов А.Г. – Моделирование торможения автомобиля на дороге по результатам стендовых испытаний тормозных систем 4
Патрахальцев Н.Н., Мельник И.С., Вишнякова Ю.С. – Повышение экономичности режимов малых нагрузок дизеля регулированием его рабочего объема 4
Плиев И.А., Сайкин А.М. – Алгоритмы управления "интеллектуальной" трансмиссией многоосного полноприводного автомобиля 10
Подригало М.А., Назаров А.И., Назаров В.И. – Очередность блокирования колес в различных фазах процесса торможения двухосного автомобиля . . . 6
Подригало М.А., Клец Д.М. – Энергетический аспект обеспечения маневренности автомобилей . . 7
Пожидаев С.П. – Экспресс-оценка динамических свойств автомобилей 9
Пожидаев С.П. – О некоторых уточнениях теории качения эластичного колеса 12
Прохоров В.А. – Комбинированный регулятор для систем электроснабжения АТС с комбинированными энергоустановками 6

№

Раков В.А., Александров И.К. – Определение мощности, потребляемой транспортным средством, при неустановившихся режимах работы ДВС 5

Рассоха В.И., Исайчев В.Т. – Новый тип автоматической коробки передач 2

Ревин А.А. – Динамика кузова и устойчивость АТС в режиме торможения 11

Рынкевич С.А. – Теоретические основы создания бортовой системы диагностирования ГМП карьерного самосвала 1

Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В. – Влияние типа дорожного покрытия и скорости движения АТС на перемещения инерционной массы динамического гасителя колебаний колеса 7

Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В., Расулов Т.М. – Выбор массы динамического гасителя колебаний колеса 8

Савкин А.Н., Горобцов А.С., Андроник А.В., Седов А.А. – Компьютерное моделирование усталостного разрушения верхнего рычага подвески автомобиля-внедорожника 2

Сайкин А.М., Ендачев Д.В., Холодилин И.В. – "Беспилотный" автомобиль НАМИ 4

Сальников В.И., Козлов Ю.Н., Прокопьев А.А., Сыропатов М.Б. – Оценка эффективности работы электронных систем контроля устойчивости АТС 10

Сергиенко А.Н., Медведев Н.Г., Любарский Б.Г. – Имитационное моделирование автомобиля с асинхронным электродвигателем последовательно-параллельного привода гибридной силовой установки 9

Смирнов А.В., Шелеметьев А.М. – Принцип и алгоритм рулевого управления колесным транспортным средством, основанные на рассогласовании скоростей вращения управляющих колес 11

Смоляков Д.М., Яманин А.И. – Особенности динамики двигателей с продолженным расширением рабочего тела 3

Соковиков В.К., Строков П.И. – Влияние высоковольтного разряда на подачу электрогидравлического ТНВД 12

Фасхиев Х.А., Карелин Д.Л. – Адаптивная гидропневматическая опора силового агрегата АТС . . . 9

Фершалов Ю.Я. – Степень расширения сопел с малым углом выхода, предназначенных для сопловых аппаратов осевых малорасходных турбин 3

Хортов В.П., Скворцов А.А. – Лазер как источник света для автомобильной фары 11

Чудаков О.И., Вольская Н.С. – Пути совершенствования системы распределения мощности в ветвях трансмиссии полноприводных автомобилей 5

Якунин Р.В. – Оптимизация профиля юбки поршня как способ снижения механических потерь в ДВС 10

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

№

Батыгин Ю.В., Гнатов А.В., Трунова И.С., Шиндерук С.А. – Согласующее устройство для бесконтактного устранения вмятин кузовных деталей автомобиля 9

Геращенко В.В., Рогожин В.Д., Метто А.А. – Стенд для диагностирования электромагнитных форсунок ДВС 8

Демидов А.А. – Результаты расчетных и экспериментальных исследований параметров ДВС, работающего на газовых топливах из биомассы 5

Дубовик Е.А., Недолужко А.А., Воробьев С.С., Курень С.Г. – Квантово-химическое изучение антифриза на основе этиленгликоля 1

Дубовик Е.А., Дерюшев В.В., Недолужко А.А., Воробьев С.С. – Расчет гидропривода двухстоечного стационарного подъемника 3

Картуков А.Л., Гумелев В.Ю. – Аварийный пуск дизеля бронетранспортера БТР-80 12

Козловский В.Н., Строганов В.И., Заятров А.В. – Модель ремонтопригодности как инструмент прогнозирования качества и надежности легковых автомобилей 11

Комаров В.В., Туровский Ф.В., Бакалейник А.М. – Нормирование расхода топлива автомобильным транспортом в условиях неустойчивых транспортных потоков 8

Лопарев А.А., Судницын В.И., Князев А.Ю. – Спортивный вариант торможения как метод сокращения остановочного пути автомобиля 2

Мамити Г.И., Плиев С.Х., Тедеев В.Б. – Расчет пути и скорости начала торможения колесных машин при проведении автотехнической экспертизы . . . 6

Назаров А.Д. – Расчет действительных зазоров между верхним компрессионным кольцом и дном канавки поршня ДВС 7

Павлишин С.Г. – Оптимизация системы и режимов технического обслуживания АТС 3

Руденко С.П., Шипко А.А., Валько А.Л. – Выбор марки стали для высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий 8

Рыжкина Е.С., Пыряев В.В. – Индивидуальные качества водителя и безопасность дорожного движения 12

Рынкевич С.А., Тарасик В.П., Егоров А.Н., Максименко А.Н. – Бортовые системы диагностирования – инструмент повышения экономической эффективности карьерных самосвалов с ГМП 2

Рынкевич С.А. – Метод диагностирования фрикционов ГМП, основанный на эффекте дрейфа 5

Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н. – Определение критических состояний здоровья водителя автомобиля 11

№

Скворцов А.А., Филькин Н.М. – Система виброакустического диагностирования ведущих мостов легкового автомобиля 1
Федотов А.И., Мороз С.М. – О применимости площадочных стендов для проверки тормозных систем АТС при техническом осмотре 7
Хабибуллин Р.Г., Макарова И.В., Беляев Э.И., Мухаметдинов Э.М. – Предупреждение отказов как основа повышения эксплуатационной надежности автомобилей 7
Чернова Г.А., Попов А.В. – Анализ возможных причин низкой эксплуатационной надежности карданных передач автобусов "Волжанин" 6
Швеёв А.И., Швеёв И.А. – Моделирование степени износа толкателя клапана ГРМ КамАЗ при эксплуатации 4

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ

Балакина Е.В., Зотов Н.М., Федин А.П. – Методика расчета базового расхода топлива автомобилем . . 5
Барац Ф.Я., Кочетков А.В. – Режимы и качество обработки инструментов из быстрорежущих сталей методом ППД 2
Бортников Л.Н., Павлов Д.А., Русаков М.М. – Экспериментальная и расчетная оценки эффективности применения водорода на автомобиле 6
Буйлов Е.А. – Влияние смазки на физико-механические свойства поверхностного слоя отверстия детали, обработанного деформирующим протягиванием 4
Буйлов Е.А. – Формирование микроструктуры поверхностного слоя отверстия детали при деформирующем протягивании в среде металлоплакирующих смазок 7
Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. – Технологии сборки и регулирования преднатяга в подшипниковых узлах редукторов ведущих мостов автомобилей 3
Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. – Причины потери преднатяга в подшипниковых узлах редукторов ведущих мостов автомобилей 4
Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. – Определение параметров наладки процесса создания преднатяга подшипников в агрегатах машин 8
Буренин В.В., Баловнев Н.П., Иванина Е.С. – Новые конструкции фильтров-пылегазоуловителей для предприятий автомобильной промышленности . . 9
Вальехо Мальдонадо П.Р., Девянин С.Н., Марков В.А., Пономарев Е.Г. – Экспериментальная установка и результаты выполненных на ней сравнительных испытаний альтернативных топлив для дизелей 7
Верняев М.А., Филькин Н.М. – Методика исследования ресурса шарового шарнира подвески легкового автомобиля 12

№

Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Бойко А.А., Лесник О.А., Геращенко А.В., Куклин В.С. – Цифровой измеритель частоты вращения валов 1
Дьяков И.Ф. – Использование нейронной технологии при моделировании работоспособности АТС 1
Ипанов Д.А. – Нанотехнологии в автомобилестроении 5
Касьянов С.В., Биктимирова Г.Ф. – Технологическая документация как основа конкурентоспособности производителя автокомпонентов на мировом рынке 6
Копотилов В.И. – Окружные силы ведущих колес автомобиля и силы тяги 12
Лапин В.В., Филимонов В.И., Лапшин В.И., Филимонов С.В. – Технология формовки многоэлементного профиля обрамления кузова автомобильного рефрижератора 1
Лощаков П.А. – Проблемы исследования температурных полей теплонапряженных деталей дизелей 2
Мелешин В.В. – Метод определения параметров автомобиля при его выбеге 11
Минаев А.А., Алимова О.Т., Гришанова М.Е. – Литые металлокомпозиты и установка для их получения 11
Мишин П.П., Романов Ю.А., Степанов Е.А., Александрова С.Е. – Заводские испытания транспортных средств для перевозки длинномерных грузов . . . 7
Мураткин Г.В. – Метод финишного формообразования листовых рессор 12
Мурачев Е.Г., Иванов А.А. – О некоторых особенностях применения нейросетевой технологии в АСРТ прокатного стана 5
Носков А.С., Королев А.В. – Ультразвуковая технология нанесения твердой графитовой смазки на поверхность дорожки качения подшипников 9
Петько В.И., Алешкевич Е.М. – Устройство для нагружения трансмиссий колесных машин в условиях стенда 2
Пономарев Е.Г. – Экспериментальная установка и результаты выполненных на ней сравнительных испытаний альтернативных топлив для дизелей . . . 7
Руденко С.П., Шипко А.А., Валько А.Л. – Выбор марки стали для высоконапряженных зубчатых колес 8
Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В., Карлов В.И., Митрошенко А.С. – Стендовые испытания подвески с динамическим гасителем колебаний неподрессоренной массы 3
Таланцев Н.Ф., Русаков С.В., Русаков В.С. – Эволюция развития методов измерения жесткости рессор 11

Щербаков В.И., Чуканин Ю.П. – Композит – материал, повышающий нагрузочную способность и энергоемкость упругого элемента подвески АТС 9

ИНФОРМАЦИЯ

Барашков А.А. – Требования к функционированию систем рекуперативного торможения 10
Дубин А.Е., Нестеров В.Е. – Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке для Арктики: комплексный анализ патентной активности в США за период 1992–2012 годов 7
Дубин А.Е., Нестеров В.Е. – Амфибийные транспортные средства на воздушной подушке для Арктики: комплексный анализ патентной активности в РФ за 1992 – 2012 годы 9
Кисуленко Б.В. – Обеспечение безопасности автомобильной техники в России в условиях членства в ВТО и Таможенном союзе 10
Козлов А.В., Теренченко А.С. – Современные зарубежные требования к уровню энергетической эффективности АТС и технология их обеспечения 11
Кузнецов Е.С. – Персонал транспортно-производственного комплекса США 6
Москвин Р.К. – "Комтранс – 2013" 12
Новинки автомобилестроения СНГ 5
Павел Свейда – Покраска автомобилей в Китае – полностью автоматизированный и эффективный процесс 6
Сайкин А.М., Ендачев Д.В. – "Беспилотные" АТС – на подступах к реализации 3
Коротко о разном 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12

В уходящем году ушел из жизни активнейший член редакционной коллегии журнала **Юрий Константинович Есеновский-Лашков,** заместитель генерального директора, главный ученый секретарь ГНЦ "НАМИ", один из наиболее видных представителей отраслевой науки послевоенного поколения.

Юрий Константинович родился 15 сентября 1932 г., в 1955 г. окончил Московский автомеханический институт, получив специальность инженера-механика. Вся дальнейшая жизнь его была связана с работой в НАМИ, где он прошел все ступени служебной и научной карьеры, от инженера до заместителя директора по научной работе, от кандидата до доктора технических наук.

С 1967 по 1984 г. Ю.К. Есеновский-Лашков руководил крупнейшим подразделением НАМИ – отделом лабораторий автомобильных агрегатов. Под его руководством разработаны теоретические основы проектирования, созданы конструкции многих оригинальных агрегатов трансмиссий, которые были внедрены в производство. В частности, при его непосредственном участии удалось разработать агрегаты, позволяющие создать транспортные средства для людей с ограниченными физическими возможностями. В числе таких агрегатов – электромагнитное порошковое сцепление, автоматический привод фрикционного сцепления для легковых автомобилей, существенно облегчающие управление автомобилем.

Он же руководил работами по созданию гидромеханических передач для советских, чехословацких и венгерских автобусов, автопогрузчиков и легковых автомобилей, диапазонной передачи для автомобилей БАЗ, сумел привлечь к этому делу и специалистов многих автозаводов (ЛАЗ, ЛиАЗ, МАЗ, БелАЗ). По его инициативе было налажено международное сотрудничество специалистов НАМИ и зарубежных предприятий – таких как чехословацкие завод "Прага" и институт "УВМВ", венгерский "Чепель", польский "ПИМОТ". Результатом этого сотрудничества стала организация серийного производства гидропередачи для автобусов ЛАЗ, ЛиАЗ, "Икарус" и др.

Одним из направлений деятельности коллектива, которым руководил Юрий Константинович – транспортно-технологические автомобили сельскохозяйственного назначения. Специалистами отдела созданы агрегаты для сельскохозяйственных модификаций Автомобилей "Урал", ГАЗ, ЗИЛ. Но особое место среди этих работ занимает автомобиль КАЗ-4540. Для него были разработаны агрегаты, которые по своим техническим характеристикам до сих пор не уступают лучшим зарубежным аналогам.

Ю.К. Есеновский-Лашков много сил отдавал издательской деятельности по автомобильной тематике. Он был редактором сборника "Труды НАМИ", при его участии подготовлены и изданы три тома "Истории НАМИ" от момента его создания в 1918 г. до наших дней.

Юрий Константинович оставил после себя 260 научных работ, в числе которых 17 монографий, 43 авторских свидетельства и 35 патентов Англии, Италии, США, ФРГ, Швеции и Японии. Он вел большую научно-педагогическую работу, являясь профессором МАДИ (ГТУ) и МГАУ имени В.П. Горячкина. Под его руководством семь аспирантов подготовили и защитили кандидатские диссертации. Большое внимание он уделял и научно-организаторской работе: был заместителем председателя диссертационного совета НАМИ, членом экспертного совета по машиностроению ВАК.

За большие заслуги в области автомобилестроения Ю.К. Есеновский-Лашков награжден орденами и медалями СССР, Российской Федерации, Польши и Чехословакии. В 1998 г. ему была присуждена Государственная премия за разработку концепции, создание принципиально нового комплекса реабилитационных устройств управления модификациями автомобилей для инвалидов.

Светлая память о Юрии Константиновиче навсегда сохранится не только в сердцах его родных и близких, но и его учеников и соратников.

Компания **"Фузо КамАЗ Тракс Рус лимитед"** представила обновленный "Мицубиси Фусо Кантер" с двигателем экологического класса "Евро-4". На стенде были выставлены два "Кантера": фургон-рефрижератор (полной массой 8,5 т) и тентованная бортовая платформа с прицепом (полная масса автопоезда – 12 т).

Фирма **"Пежо"** показала десять автомобилей: новинку для российского рынка – модель "Эксперт", семь модификаций нового "Боксера" – рефрижератор, фургон на шасси мод. ChCa 435 L4, грузопассажирский фургон L3H2, автомобиль скорой медицинской помощи на базе фургона L2H2 (L3H2); школьный микроавтобус на шасси L2H1 (L2H2); автомобиль для перевозки инвалидов на шасси L4H2; мобильный офис на шасси L4H2, а также рефрижератор на базе автомобиля "Партнер B9L".

На стенде **"Ситроена"** были выставлены мод. "Джампи Фургон", занимающая промежуточное положение между "Берлинго" и "Джампером", а также новый "С4 Седан" в модификации такси.

"ФИАТ Профешнл" представил ряд коммерческих автомобилей на базе "Дукато" – грузовые и пассажирские модели, рефрижератор, мастерскую и инкассаторский броневик, а также специальную комплектацию для такси автомобиля "Добло Панорама".

"Хёндэ Трак энд Бас" выставила свой новейший тягач европейского уровня – "Эксцент" 4×2 с высокой кабиной с двумя полками для отдыха экипажа, а также самосвальное шасси "Эксцент" 6×4 с низкой кабиной с одним спальным местом.

"Фольксваген" показал ряд "спецверсий" автомобиля "Амарок" (скорая медицинская помощь, эвакуатор, пикап "Охотник", бронированный автомобиль и экспедиционный вездеход "Северный волк"), несколько моделей семейства Т5 ("Калифорния Комфортлайн", фургон, грузопассажирский, инкассаторский), а также "Кэдди" (социальное такси и медпомощь) и "Крафтер" (также социальное такси, медпомощь, ремонтная мастерская и туристский автобус).

Компания **"Рено в России"** ("Автофрамос"), представила рестайлинговый "Кангу" и новые модификации цельнометаллических фургонов "Мастер", в том числе заднеприводную длиннобазную версию L4 с высокой крышей, "Скорую помощь" и маршрутный автобус.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Курилов К.Ю., Курилова А.А. – Причины замедления продаж автомобилей на российском рынке 1
АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Заболоцкий М.М., Чайко В.А. – Совершенствование гидравлических систем техники "БелАЗ" 6
Соковиков В.К., Строков П.И. – Влияние высоковольтного разряда на подачу электрогидродинамического ТНВД 8
Барыкин А.Ю. – О рациональной степени блокирования межколесного дифференциала переднеприводного автомобиля 11
Пожидаев С.П. – О некоторых уточнениях теории качения эластичного колеса 13
Антонов И.С., Каштанова Е.А. – Зазоры в болтовом соединении и их влияние на напряженно-деформируемое состояние 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Картуков А.Г., Гумелёв В.Ю. – Аварийный пуск дизеля бронетранспортера БТР-80 18
Рыжкина Е.С., Пыряев В.В. – Индивидуальные качества водителя и безопасность дорожного движения 20
Федотов А.И., Мороз С.М. – О применимости площадочных стендов для проверки тормозных систем АТС при техническом осмотре 21

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мураткин Г.В. – Метод финишного формообразования листовых рессор 23
Верняев М.А., Филькин Н.М. – Методика исследования ресурса шарового шарнира подвески легкового автомобиля 26
Копотилов В.И. – Окружные силы ведущих колес автомобиля и силы тяги 28

ИНФОРМАЦИЯ

Москвин Р.К. – "Комтранс-2013" 31
Указатель статей, опубликованных в 2013 г. 34

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковригин, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 03.10.2013. Подписано в печать 28.11.2013.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка – обязательна.

VDA QMC
Qualitäts Management Center
im Verband der Automobilindustrie

ЦЕНТР МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА (QMC)

при Союзе немецкой автомобильной промышленности (VDA) предлагает тренинги по системам и методам менеджмента качества, подтвердившим свою эффективность в автомобильном секторе экономики.

Тренинги основаны на международных стандартах IATF и VDA*.

Стандарты и тренинги VDA разработаны по решению Комитета по менеджменту качества автомобильной промышленности Германии (QMA) экспертами немецкого автопрома (400 экспертов, 30 рабочих групп).

VDA QMC RUS является эксклюзивным издателем и распространителем стандартов IATF и VDA на русском языке на территории России и стран ее ближнего зарубежья.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ТРЕНИНГОВ VDA QMC RUS:

- Основы менеджмента качества;
- Системы менеджмента качества (ISO 9001, VDA 6.x, ISO/TS 16949);
- Аудиты систем менеджмента качества (ISO 9001, VDA 6.x, ISO/TS 16949);
- Методы менеджмента качества (планирование проектов/APQP, FMEA, SPC, MSA, PPAP/PPF, 8D, 5S, DFMA, QFD, FTA, RGA, RPP и др.);
- Экономические аспекты менеджмента качества.

Адрес VDA QMC RUS:
125424, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 73, офис 523
+7 (495) 363 43 53
info@vda-qmc.ru
www.vda-qmc.ru

*VDA (Verband der Automobilindustrie) – Союз немецкой автомобильной промышленности, объединяющий всех автомобилестроителей Германии более 500 поставщиков автокомпонентов.
IATF (International Automotive Task Force) – Международная целевая автомобильная группа, членами которой являются девять крупнейших западных автопроизводителей: BMW Group, Chrysler LLC, Daimler AG, Fiat Group Automobiles, Ford Motor Company, General Motors Corporation, PSA Peugeot Citroën, Renault, Volkswagen AG и пять национальных автомобильных ассоциаций: AIAG (США), ANFIA (Италия), FIEV (Франция), SMMT (Великобритания), VDA (Германия).