ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.353.027.45

Формирование системы поддержания работоспособности АТС их производителем

Канд. техн. наук С.Г. ПАВЛИШИН

Хабаровский ТОГУ (8.4212. 37-51-99)

Рассматриваются вопросы формирования фирменной системы (стратегии) поддержания работоспособности автомобилей с целью повышения эффективности их эксплуатации и обеспечения конкурентоспособности фирмы-продуцента.

Ключевые слова: *надежность, безотказность, регламентированное техническое обслуживание, техническое обслуживание с периодическим контролем, предупредительный ремонт.*

Pavlishin S.G.

FORMATION OF CAR WORK CAPACITY SUPPORT SYSTEM BY CAR MANUFACTURER

The following issues are considered: formation of corporate system (strategy) of work capacity support for utilization efficiency increase and maintenance of competitive advantage of producer.

Keywords: *reliability, failure-free operation, regulated technical service, technical service with periodical control, preventive repair.*

В настоящее время четкая политика в сфере технической эксплуатации автомобилей, которая ранее определялась министерством автомобильного транспорта, у нас в стране отсутствует. Как и централизованное обеспечение АТП современной нормативно-технологической документацией [1]. Также, по объективным причинам, отсутствуют практика и возможность проведения продолжительных приемочных эксплуатационных испытаний новой автомобильной техники. Короче говоря, государство фактически не занимается политикой обеспечения работоспособности автомобильного парка страны, отдав эту проблему "на откуп" изготовителям АТС. И те вынуждены создавать для своей продукции все то, что ранее регламентировалось "Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта" [2]. В частности, чтобы обеспечить оптимальные затраты времени, труда и средств на эксплуатацию автомобилей и повысить эффективность их использования потребителями, каждая фирма-продуцент вынуждена самостоятельно регламентировать виды, содержание, периодичность и трудоемкость их диагностирования, технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р); давать рекомендации по применению масел и специальных жидкостей; разрабатывать требования к оснащению производственно-технической базы эксплуатирующих и сервисных организаций оборудованием, приспособлениями и инструментом.

Все перечисленное — дела довольно сложные, особенно для тех фирм, которые только что начали заниматься производством АТС, а, с другой стороны, дающие известную свободу действий, а значит, возможность успеха в конкурентной борьбе. Например, можно варьировать периодичностями и содержанием работ по ТО и Р с учетом конкретных условий эксплуатации автомобилей. Фирменная система (стратегия) ТО и Р, очевидно, должна включать указанные выше нормативы для гарантийного и послегарантийного периодов эксплуатации АТС. Однако здесь сразу же возникает чисто практический вопрос: какой должна быть периодичность диагностирования и технического обслуживания — по пробегу (наработке) или фактическому состоянию? Ведь уровень потребительских свойств, показатели качества и надежности, а также, что следует подчеркнуть особо, уровень сервисных услуг, предлагаемых фирмой-изготовителем и ее дилерами, обеспечивают конкурентные преимущества и привлекательность для потенциальных покупателей АТС.

К сожалению, в настоящее время методологии формирования такой гибкой системы поддержания работоспособности АТС пока нет. Но положение не столь безнадежно, как может показаться на первый взгляд. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим конкретный пример — формирование фирменной системы ТО и Р для наиболее продаваемой в Хабаровском крае автомобильной техники КамАЗ (табл. 1) в гарантийный период эксплуатации.

Таблица 1

Автомобиль	Двигатель	Коробка передач	Колесная формула	Снаряженная масса, кг	Грузоподъемность, кг
Бортовой КамАЗ-43118	КамАЗ-740.30-260 ("Евро-2") с турбонаддувом	КамАЗ-154 — механическая 10-ступенчатая	6×6	10 400	10 000
Седельный тягач КамАЗ-6460	КамАЗ-740.50-360 ("Евро-2") с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха	ZF 16S-151 — механическая 16-ступенчатая	6×4	9350	16 500 (нагрузка на ССУ)
Самосвал КамАЗ-65115	КамАЗ-740.62-280 ("Евро-3") или "Камминз" 6ISBe 285 ("Евро-3") с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха	КамАЗ-154 — механическая 10-ступенчатая или ZF 9S-1310 — механическая девятиступенчатая	6×4	10 050	14 500

Автор вместе со специалистами ООО «Хабаровский Восточно-региональный "Автоцентр КАМАЗ"» проанализировал акты рекламаций за период с 2006 по 2009 гг. И было установлено, что за это время отказы в гарантийный период эксплуатации по вине завода-изготовителя произошли у 19 % проданных автомобилей, а по вине владельцев — у 10 %. Причем по системам и агрегатам распределялись они в соответствии с табл. 2.

Кроме того, по каждой системе и каждому агрегату были составлены таблицы наработок на отказ (в целях экономии места здесь не приводятся), а также определены средние трудоемкости устранения неисправностей.

Полученные таким образом эмпирические данные затем были обработаны с помощью обычных процедур. Аппроксимация наработок проводилась теоретическими законами (экспоненциальным и Вейбулла) с заданной доверительной вероятностью $P_д = 0,9$ [3]. Результаты обработки статистических данных по наименее надежным системам и агрегатам рассматриваемых автомобилей приведены в табл. 3.

На основании сказанного выше был сделан вывод: в гарантийный период эксплуатации для автомобилей КамАЗ следует проводить ТО с периодическим контролем технического состояния $ТО_п$, которое, согласно ГОСТ 18322—78 [4], предусматривает обязательный контроль технического состояния, а проведение операций ТО (Р) или замену деталей по потребности — в зависимости от технического состояния соответствующих систем и агрегатов автомобиля в момент начала $ТО_п$. Причем периодичность и содержание $ТО_п$ выбирать не по принципу "трех П", а с помощью экономико-вероятностного метода, при котором учитываются соотношение суммарных удельных затрат на проведение работ по диагностированию ТО и Р по плану (наработке) S_1 или по потребности S_2, а также задается требуемая (допустимая) вероятность $F_{отк}$ отказа ($F_{отк} = 0,05$ или 0,1), называемая риском.

Исходя из полученных большой степени вариации наработок на один рекламационный случай (см. табл. 3) и соотношения затрат $S_1/S_2 < 0,2$, рациональная периодичность $L_{ТОп}$ должна находиться в пределах $0,2L_{ср} < L_{ТОп} < L_{ср}$ [1, 2]. Был сделан вывод: для автомобилей КамАЗ, эксплуатирующихся в Хабаровском крае, одновременно с выполняемыми в гарантийный период эксплуатации обязательными регламентированными ТО-1000, ТО-5500 и ТО-10 000 (эти ТО предусмотрены технической документацией и выполняются с периодичностью 1000, 5500 и 10 000 км в объеме, установленном независимо от технического состояния изделия), целесообразно проводить следующие ТО с периодическим контролем ($ТО_п$): на пробеге 1000 км —

Таблица 2

Система, агрегат	Доля от общего числа отказов автомобилей, %		
	КамАЗ-65115	КамАЗ-43118	КамАЗ-6460
Двигатель	17	31	35,6
Предпусковой подогреватель	9,4	6	12,9
Электрооборудование	37	11	29,5
Механизм подъема платформы	6	—	—
Коробка передач	3,1	—	—
Сцепление	6,3	23	—
Мосты	6,2	11	—
Рулевое управление	1,6	—	7,1
Тормозная система	4,7	3	4,7
Система питания	5	11	8,2
Прочие	3,7	4	2

Таблица 3

Объект исследования	Математическое ожидание $L_{ср}$, км	Коэффициент вариации	Закон распределения вероятностей
КамАЗ-43118:			
автомобиль	8405	1,378	Экспоненциальный
двигатель	12 804	0,941	То же
КамАЗ-6460:			
автомобиль	15 594	0,780	Вейбулла
электрооборудование	17 942	0,700	То же
КамАЗ-65115:			
автомобиль	8390	1,220	Экспоненциальный
двигатель	16 000	0,990	То же
электрооборудование	8070	1,270	"
элементы трансмиссии	2320	0,860	Вейбулла
элементы подвески	3450	0,700	То же

элементов трансмиссии и подвески; 5500 км — элементов электрооборудования; 10 000 км — двигателя. При $ТО_п$ рекомендуется также выполнять предупредительные ремонтные работы малой трудоемкости, которые технологически связаны с ТО. В том числе и по замене недорогих ненадежных деталей. При этом, естественно, изменяется и трудоемкость ТО (ТО-1000, ТО-5500 или ТО-10 000).

Полученные репрезентативная статистика отказов и математические зависимости наработок до их наступления будут, по всей видимости, характерны и для других регионов с аналогичными Хабаровскому краю условиями эксплуатации — таких, как Приморский край, Читинская, Еврейская автономная, Амурская области и др. Они позволяют выявить наиболее "слабые" элементы конструкции, обеспечить обратную связь в сферах "производство—сервис—эксплуатация". И, что немаловажно, исходя из структуры и объема продаж, определить потребность в средствах обслуживания, площадях, рабочей силе, запасных частях и оборотных агрегатах автоцентра. Наконец, проведение ТО с периодическим контролем ($ТО_п$), которое является элементом фирменной системы (стратегии) поддержания работоспособности автомобилей, дает возможность оптимизировать затраты в гарантийный период на техническую эксплуатацию АТС как их производителей, так и потребителей, а в целом — сократить время устранения и число отказов, тем самым повысить репутацию производителя и дилеров данной автомобильной техники в Дальневосточном федеральном округе.

Литература

1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд. / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин и др. — М.: Наука, 2001. — 535 с.
2. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. трансп. РСФСР. — М.: Транспорт, 1986. — 72 с.
3. Статический метод исследования надежности: Методические указания к выполнению контрольных, научных и учебных практических работ для студентов специальностей 150200, 230100, 240400 и 240100 / С.Г. Павлишин. — Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2001. — 22 с.
4. ГОСТ 18322—78 "Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения".

АСМ-факты

Компания "Дженерал Моторз" и "Группа ГАЗ" подписали соглашение о контрактной сборке нового автомобиля малого класса "Шевроле Авео" на заводе ГАЗ. Старт запланирован на середину 2012 г. Ожидается, что ежегодный объем производства составит около 30 тыс. седанов и хэтчбеков "Авео". Все автомобили будут продаваться на российском рынке. Сотрудничество с GM позволит улучшить качество и технологии всей производственной площадки ГАЗа. Принятое решение позволяет заводу эффективно использовать инвестиции, вложенные в легковое производство, и обеспечить проект с GM высококвалифицированным персоналом.

Следует отметить, что модель это совсем новая: хэтчбек "Шевроле Авео" впервые был представлен на Парижском автосалоне в 2010 г., а в январе 2011 г. на Североамериканском международном автосалоне в Детройте состоялась премьера седана. Теперь GM выводит обе модели на рынки по всему миру.

•

За создание троллейбусов нового типа для общественных перевозок всех категорий населения, разработку наукоемких отечественных комплектующих и освоение промышленного производства продукции Государственной премии РФ в области науки и техники удостоены Берлин Павел Аркадьевич, кандидат экономических наук, генеральный директор ЗАО "Тролза", и Ключарёв Сергей Анатольевич, заслуженный конструктор РФ, академик РАТ, технический директор ЗАО "Тролза". Наряду с создателями проекта отмечены организации, участвовавшие в его реализации, в том числе Академия коммунального хозяйства им. К.Д. Памфилова, ООО "Чергос", и др. Современные и экономичные троллейбусы с низким уровнем пола семейства "Тролза" — "Мегаполис", разработанные совместными усилиями этих замечательных коллективов в 2005—2007 гг., получили широкое признание общественности и заслужили золотые медали двух Международных выставок — "Автосиб-2006" и "Транссиб-Экпо-2006", а с 2006 по 2010 гг. эти троллейбусы вышли на улицы более 20 городов России и Украины.

•

ОАО «Заволжский моторный завод» по итогам 2010 г. в рамках Программы снижения затрат получило экономию более 114 млн руб. Таких результатов удалось достичь за счет реализации внесенных в программу организационно-технических мероприятий.

Всего было разработано и внедрено за 2010 г. 314 мероприятий, в том числе по таким направлениям, как энергосбережение, переход на альтернативные закупки при соблюдении принципа "цена—качество", оптимизация техпроцессов, применение более прогрессивного инструмента и оснастки, снижение затрат на ремонт и обслуживание оборудования, перевод доставки заготовок и металла с железнодорожного транспорта на автомобильный.

Кроме того, работа по снижению издержек включает и конструкторские мероприятия, направленные на оптимизацию размеров и массы деталей, применение альтернативных материалов, прогрессивных заготовок и крепежных элементов, снижение себестоимости изготовления деталей без ущерба для надежности и ресурса двигателей. Свою лепту в общие результаты вносят "кружки качества", действующие на всех производственных участках ЗМЗ. Экономический эффект от внедрения поданных ими предложений по улучшениям составил за 2010 год более 2,7 млн руб.

•

Балтийская инспекция Ассоциации по сертификации "Русский регистр" подтвердила соответствие системы менеджмента качества Ярославского моторного завода "Автодизель" международному стандарту ISO 9001:2008. В рамках инспекционной проверки эксперты отметили высокую эффективность системы менеджмента качества "Автодизеля", как следствие — высокое качество выпускаемой продукции. Процессы управления качеством, по словам экспертов, здесь четко организованы и дают возможность реализации улучшений в различных областях. Выданный предприятию сертификат будет действовать до 2013 г. Международная система менеджмента качества действует на "Автодизеле" с 2003 г., когда система управления качеством была впервые сертифицирована на соответствие требованиям ГОСТ ИСО 9000—2000, ГОСТ Р 9001—2001, ГОСТ ИСО 9001—2000.

Постоянная работа над улучшением качества выпускаемой продукции — приоритетное направление развития "Автодизеля". В рамках этой работы в 2010 г. коллективу завода удалось существенно улучшить конкурентоспособность продукции с точки зрения повышения ее надежности и качества. По итогам 2010 г. потребители отметили серьезный прорыв в улучшении потребительских характеристик продукции "Автодизеля".

УДК 629.114.5

Особенности нормативного обеспечения конструктивной безопасности автобусов для перевозки детей

В.В. БЕРБЕРЯ

НАМИ (495. 456-30-81)

Рассмотрена проблема перевозки детей в РФ, выделены основные транспортные задачи, показан типаж школьных автобусов, даны рекомендации по совершенствованию нормативной базы в отношении конструкции автобусов для перевозки детей.

Ключевые слова: *перевозка детей, транспортные задачи, нормативная база, школьные автобусы.*

Berberya V.V.

FEATURES OF REGULATORY PROVISIONS OF SCHOOL BUSES CONSTRUCTIVE SAFETY

The problem of children transportation in Russia was considered, the main transport problems were marked out, types of school buses were shown, recommendations were given to improve the regulatory framework on the design of school buses.

Keywords: *children transportation, transport problems, regulatory framework, school buses.*

Необходимость повышенного внимания к вопросам безопасности перевозки детей в нашей стране диктуется рядом специфических факторов. Прежде всего, неудовлетворительным состоянием безопасности дорожного движения вообще и детского травматизма в частности: число ДТП хотя и снижается, но до сих пор колеблется в пределах 160—170 тыс. в год, число раненых — 180—190 тыс., а число погибших — 24—29 тыс. человек. Что по-прежнему значительно превышает аналогичные уровни в экономически развитых странах. То же самое можно сказать и в отношении ДТП с участием детей. Например, за последние пять лет в ДТП на территории России погибли более 7 тыс. детей и подростков, а 110 тыс. получили травмы различной тяжести, многие остались инвалидами.

Такая ситуация с дорожно-транспортной аварийностью усугубляется острой социальной проблемой, характерной для сельских и малонаселенных районов, суть которой — необходимость регулярного посещения детьми образовательных учреждений, удаленных от мест их проживания. В таких условиях дети нередко пользуются попутным автотранспортом, не приспособленным для их перевозки, а то, что они находятся у транспортных магистралей либо перемещаются по ним пешком, повышает риск оказаться на проезжей части и стать участником ДТП. Наконец, у нас массовые перевозки детей к местам культурно-развлекательных мероприятий и летнего отдыха осуществляются автобусами, не приспособленными для этих целей, что тоже резко повышает опасность получения ими травм в процессе поездки.

В других странах картина иная. Например, в США перевозки детей (где, кстати, они и зародились) осуществлялись и осуществляются только специализированными автобусами. Однако в последнее время в силу развития автомобилизации каждой семьи и наличия сети автомобильных дорог высокого качества их объемы становятся все меньше. В Западной и Центральной Европе школьные автобусы вообще не получили достаточного распространения. Причины — развитая и разветвленная система общественного автотранспорта, а также исторически сложившаяся система образования: школа находится рядом с местом проживания.

В России таких условий как не было, так и нет. Более того, качество дорог в большинстве своем не выдерживает никакой критики, а активно проводимая политика ликвидации так называемых малокомплектных школ, делает проблему групповой перевозки детей и подростков в возрасте от 6 до 16 лет все более острой. И — сложной, поскольку при этом приходится решать как минимум две транспортные задачи. Во-первых, доставлять детей из отдаленных населенных пунктов в школу; во-вторых, перевозить их по определенному маршруту.

Первую из задач в течение учебного года решают в зависимости от типа школы (общеобразовательная или школа-интернат). То есть такие перевозки могут быть либо ежедневными (исключая выходные дни), либо регулярными с определенной периодичностью (еженедельно, ежемесячно и т. п.). Причем это решение имеет, по сравнению со "взрослыми" пассажирскими перевозками, свои особенности: осуществляются в заранее определенное время суток независимо от погодных условий и времени года, в том числе по дорогам низших (III—V) технических категорий, проселочным, полевым, лесным и т. д.; выполняются они и по дорогам, для которых в периоды весенне-осенней распутицы и зимой существует очень высокая вероятность потери проходимости, а возможность оперативного получения посторонней технической помощи отсутствует, а также по дорогам, где в те же периоды посадку и высадку детей приходится осуществлять не на стационарных остановках, а в заранее оговоренных местах проезжей трассы, до которых дети добираются самостоятельно (пешком, на велосипедах, на попутном гужевом транспорте, на лыжах и т. п.); при перевозках у детей неизбежно имеются школьные ранцы, портфели, сумки со школьно-письменными принадлежностями, пакеты со сменной обувью, а в ненастную погоду — плащи, накидки и т. п.

Очевидно, что в силу специфики выполняемой транспортной задачи и условий эксплуатации транс-

портное средство, предназначенное для доставки детей к местам сбора, не может быть обычным автобусом, оно должно создаваться на базе автомобилей высокой проходимости и комплектоваться средствами самовытаскивания, иметь устройство радиосвязи. Во внутреннем же его объеме должно предусматриваться место для размещения верхней одежды и "емкостей" со школьно-письменными принадлежностями.

Решение второй задачи — перевозка организованных групп детей по определенному маршруту от места сбора к школе, экскурсионные поездки, посещение спортивных и других мероприятий в черте населенного пункта и его окрестностей, в том числе перевозка детских спортивных команд, доставка их от места сбора до вокзала при организации экскурсий в другие города с помощью иных видов транспорта (железнодорожного, водного, воздушного), междугородные перевозки детей при организации экскурсий или посещении различных мероприятий в близлежащих городах; доставка детей к местам летнего отдыха — несколько проще, поскольку реализуется по дорогам с усовершенствованным покрытием. Но и здесь есть своя специфика, которую необходимо учитывать. Это длительное пребывание детей в транспортном средстве и наличие у них ручной клади, а в большинстве случаев и багажа, спортинвентаря и т. п., для размещения которых во внутреннем помещении тоже необходимо предусматривать специальный отсек. Нужен и отсек для вешалок, на которых размещается верхняя одежда. Кроме того, там детям зачастую приходится находиться достаточно долго, поэтому такое транспортное средство целесообразно оборудовать биотуалетом.

Но при решении обеих задач необходимо учитывать одну тонкость: потребность транспортных средств для перевозки детей гораздо меньше потребности для перевозки людей вообще. Поэтому очевидно, что создавать специальные транспортные средства для перевозки исключительно детей и развивать их производство нецелесообразно. Речь может идти только о приспособлении серийно выпускающихся АТС к таким перевозкам. Следовательно, технические требования к этим АТС должны складываться из требований к транспортным средствам общественного пассажирского транспорта вообще и дополнений, связанных со спецификой перевозок данного контингента пассажиров.

Именно это и предусматривает действующий в настоящее время ГОСТ Р 51160—98 "Автобусы для перевозки детей. Технические требования". Дополнительные его требования сводятся к следующему: в автобусе должны быть только места для сиденья, причем все сиденья должны быть обращены вперед по ходу движения и снабжены ремнями безопасности, но должно быть предусмотрено место для взрослого пассажира, сопровождающего детей; высота первой ступеньки на входах от уровня дороги не может быть больше 25 см, сами входы должны быть оснащены дополнительными поручнями, причем эти поручни должны быть и в салоне; сигнализация, связывающая пассажиров с водителем, — обязательна, как и места для перевозки багажа; должно быть автоматическое устройство ограничения скорости (60 км/ч) движения транспортного средства, а также устройство, блокирующее начало движения при открытой любой из дверей, в том числе служебной.

Очевидно, что для обеспечения требуемого уровня безопасности при перевозке детей необходимо организовать серийное производство комплектующих изделий для таких автобусов, т. е. детских удерживающих систем, устройств ограничения скорости и т. д. Причем последнее — наиболее актуально: известны случаи, когда автопроизводители в качестве устройства ограничения скорости ставят упор под педалью акселератора, что недопустимо.

Следующим важнейшим фактором обеспечения безопасности при перевозке детей является повышение пассивной безопасности конструкции автобуса. В ряде стран (например, в США) в национальном стандарте, предъявляющем требования безопасности к "школьным" автобусам, оговаривается прочность его кузова при боковом ударе, для удовлетворения чего боковины (между полом и подоконным брусом) таких автобусов снабжаются продольным брусом безопасности.

В настоящее время в РФ имеется ряд различных классов автобусов для перевозки детей. Так, создан образец на базе универсального автобуса ПАЗ-32053 малого класса (рис. 1). Его вместимость благодаря удачным компоновочным решениям снизилась незначительно — до 27 детских мест. Кроме того, для работы в трудных дорожных условиях имеется полноприводная модификация автобуса ПАЗ-3206.

Уже сертифицирован автобус КАвЗ-39765-023 для перевозки детей (рис. 2), разработанный на основе удлиненного грузового шасси ГАЗ-33074. В качестве примера городского школьного автобуса большого класса (на 44 места) можно привести ЛиАЗ-525626-20 (рис. 3).

Использовать автобусы особо большого класса, особенно шарнирно-сочлененные, в качестве специализированных транспортных средств для перевозки детей нецелесообразно, так как их размерность затрудняет контроль за расположением и поведением детей при движении автобуса.

В НАМИ изготовлен опытный образец автобуса для перевозки детей (рис. 4). Одной из основных целей

Рис. 1. ПАЗ-32053-70

этой работы была проверка возможности выполнения всех требований ГОСТ Р 51160—98 на примере постройки образца автобуса особо малого класса. Анализ показал, что на тот момент в России не было серийно выпускающегося автобуса, который подошел бы для постройки на его базе школьного автобуса особо малого класса. В автобусах ГАЗ-3221 и УАЗ-2206 нельзя было предусмотреть, во-первых, отсек для перевозки багажа и кресла-коляски в сложенном состоянии, обеспечив регламентированные размеры этого отсека и ширину прохода к нему; во-вторых, их вместимость не превысила бы девять детей; в-третьих, нельзя обеспечить регулярную перевозку детей с нарушенными функциями опорно-двигательного аппарата, для которых необходим доступ в кресле-коляске. Увеличение же размеров (длины) пассажирского помещения автобусов нерационально, поскольку сопряжено с недопустимым увеличением их заднего свеса и потребовало бы полной перекомпоновки его конструкции.

Серийные автобусы малого класса (ПАЗ-32054; КАвЗ-39765) рассчитаны на перевозку 20—29 пассажиров и имеют явно завышенную размерность по отношению к параметрам школьного автобуса особо малого класса.

Таким образом, анализ показал, что в номенклатуре отечественных серийно выпускаемых автобусов общего пользования модели, которую можно было бы взять за базу для создания автобуса для перевозки 11 детей, не было. Поэтому в качестве шасси было выбрано

Рис. 2. КАвЗ-39765-023

Рис. 3. ЛиАЗ-525626-20

Рис. 4. Автобус особо малого класса для перевозки детей, разработанный в НАМИ

шасси грузового автомобиля ГАЗ-33104 "Валдай". Хотя и его размерность по отношению к поставленной задаче представляется несколько завышенной.

В результате проведенной работы стали очевидными следующие выводы.

1. Требование о возможности перевозки детей с нарушенными функциями опорно-двигательного аппарата. Для его выполнения необходимо обеспечить доступ в автобус детей, находящихся в креслах-колясках. А это в подавляющем большинстве влечет за собой необходимость переделки каркаса кузова любого базового серийного автобуса общего назначения, т. е. заставляет практически заново изготовлять кузов. Что противоречит основному тезису: создавать школьные автобусы путем переоборудования серийно выпускающихся автобусов общего назначения, а не путем развития отдельного специализированного их производства.

2. Регламентация размеров площади пола отсека для размещения багажа безотносительно к числу перевозимых детей несостоятельна. Более логична регламентация размеров отсека для багажа не путем задания его площади, а путем регламентации его объема и массы перевозимого багажа.

3. Должны быть пересмотрены нормы на ширину сидений (в сторону увеличения).

Другими словами, была показана необходимость изменения нормативных требований к конструкции автобусов для перевозки детей, т. е. ГОСТ Р 51160—98. В итоге на основании результатов, полученных специалистами НАМИ в процессе работы над опытным образцом транспортного средства для перевозки детей, а также с учетом требований ряда нормативных документов, появилась новая редакция ГОСТ Р 51160—98, в которой устранены указанные недостатки первой редакции. Поэтому есть все основания полагать, что и автобусы общего назначения, и автобусы для перевозки детей уже в ближайшем будущем по своей надежности, безопасности и комфортабельности станут вполне конкурентоспособными по отношению к аналогичным транспортным средствам зарубежного производства.

УДК 621.433

Перспективы высокотемпературного охлаждения транспортных ДВС

Канд. техн. наук В.А. ЖУКОВ

РГАТА имени П.А. Соловьева (48533. 2-64-84)

Рассматриваются перспективы высокотемпературного охлаждения автомобильных ДВС. Описано влияние высокотемпературного охлаждения на процессы теплообмена; представлен метод оценки влияния температуры охлаждающей жидкости на показатели эффективности двигателя.

Ключевые слова: *система охлаждения, температура, охлаждающая жидкость, давление, показатели эффективности.*

Zhukov V. A.

PERSPECTIVES OF HIGH TEMPERATURE COOLING FOR TRANSPORT'S INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The perspectives of high temperature cooling system for automobile's internal combustion engines are devoted. The influence of high temperature cooling on heat-changer process is described. The method for analysis of influence of cooling liquid's temperature on indexes of engine's efficiency is presented.

Keywords: *cooling system, temperature, cooling liquid, pressure, indexes of engine's efficiency.*

И теория, и опыт давно уже доказали, что система охлаждения двигателя должна обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние его деталей и узлов. То есть такой температурный уровень, при котором их материалы сохраняют максимальные прочностные свойства неизменными, моторные масла — высокую смазывающую и несущую способности, а потери теплоты через систему охлаждения минимальны. Известно, что на работе двигателя отрицательно сказывается как его перегрев, так и переохлаждение. Например, перегрев ухудшает наполнение цилиндров, вызывает неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушает условия жидкостного трения, ведет к повышенным износам, задирам трущихся поверхностей, увеличивает расход масла на угар, а переохлаждение приводит к чрезмерному повышению вязкости масла и, как следствие, росту механических потерь, снижению эффективного КПД двигателя, а также ухудшению смесеобразования и воспламенения, переносу процесса сгорания на линию расширения и повышенным расходам топлива.

Однако известно и то, что само понятие "тепловое состояние двигателя", если его рассматривать в историческом плане, не остается постоянным. Так, если взять дизель, то в 1960-е годы считалось, что оптимальная температура охлаждающей жидкости на выходе из него должна составлять 323—328 К (50—55 °С). Несколько позднее этот уровень поднялся на 10 К — до 333—338 К (60—65 °С), а когда в дизелях стали использовать сернистые топлива, появились рекомендации повысить эту температуру еще на 10 К, т. е. до 343—348 К (70—75 °С). Наконец, для современных дизелей рекомендуются еще более высокие температуры — 348—358 К (75—85 °С), а перспективными считаются высокотемпературные системы охлаждения, в которых температура охлаждающей жидкости превышает 373 К (100 °С) и достигает значений 393—403 К (120—130 °С) [1, 2]. И это не только рекомендации. В настоящее время высокотемпературные системы охлаждения уже приобрели довольно широкое распространение.

Работают такие системы либо с парообразованием внутри полостей охлаждения, либо с так называемым последующим парообразованием. В первом случае это система с развитым поверхностным кипением; во втором — с охлаждением ДВС жидкостью с температурой выше 373 К (100 °С), что возможно только при повышенном давлении в системе. Но какой бы не была система, для нее характерны высокие температуры охлаждающей жидкости. Что, естественно, требует мер по интенсификации охлаждения деталей поршневой группы, приближению охлаждающей жидкости к тепловоспринимающим поверхностям, применению более высококачественных моторных масел и т. д.

Попытаемся оценить возможности, которые может дать повышение температурного уровня системы охлаждения. Для этого рассмотрим режимы теплообмена, протекающие в полостях охлаждения ДВС.

Таких режимов может быть три (рис. 1): режим I — чисто конвективный теплообмен: фазовых переходов жидкости нет и интенсивность теплообмена в значительной мере определяется скоростью потока, формой канала и характеристиками теплоносителя, но при этом температура $t_{пов}$ теплоотдающей поверхности меньше температуры t_s насыщения жидкости; режим II — теплообмен в присутствии пристеночного кипения, при котором $t_{пов} > t_s$, а $t_{пот} < t_s$; режим III — теплообмен при кипении охлаждающей жидкости в объеме, а $t_{пов} > t_s$ и $t_{пот} > t_s$.

Первому из этих режимов соответствуют значения $t_{пот}$ до 363—368 К (90—95 °С). При этом линейно растут температуры $t_{пов}$ стенок и коэффициент теплоотдачи, но температура $t_{пот}$, в пристеночном пограничном слое не превышает температуры t_s насыщения. Второй режим обусловлен дальнейшим повышением $t_{пот}$ до уровня, превышающего температуру t_s, что приводит к появлению заторможенного кипения и более интенсивному повышению коэффициента теплоотда-

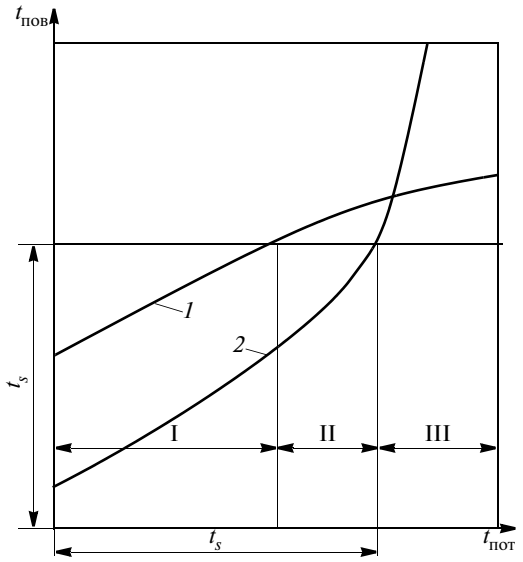


Рис. 1. Режимы охлаждения ДВС (зависимость температуры теплоотдающей поверхности от температуры потока охлаждающей жидкости):
1 — $t_{пов} = f(t_{пот})$; 2 — $t_{пот} = f(t_{пов})$

чи. Третий режим — переход заторможенного кипения в развитое пузырьковое. Он дает резкий рост коэффициента теплоотдачи от стенки в охлаждающую жидкость, поэтому имеет место некоторое замедление роста температуры $t_{пов}$ стенки (кривая *1*) с повышением температуры $t_{пот}$ охлаждающей жидкости (кривая *2*). При этом первоначальное поверхностное кипение, возникающее на режиме II в отдельных наиболее нагретых участках поверхностей деталей, может распространяться сначала на всю охлаждаемую поверхность, а затем и на весь ее объем. Такое локальное увеличение интенсивности теплоотвода приводит к искажению температурного поля деталей, что необходимо учитывать при анализе их теплового и напряженного состояний.

Очевидно, что второй и третий из перечисленных режимов наблюдаются в основном у форсированных двигателей, которые выделяют большое количество теплоты в детали цилиндропоршневой группы, что приводит, в конце концов, к преобладанию в полостях охлаждения теплообмена в присутствии поверхностного кипения, значительному увеличению коэффициента теплоотдачи и, следовательно, к чрезмерным потерям теплоты в охлаждающую жидкость. Что нежелательно. Поэтому их стараются сократить, и основной путь для этого — исключение условий для возникновения развитого кипения в полостях охлаждения, а средство — повышение давления в системе.

Теперь непосредственно об определении влияния высокотемпературного охлаждения на показатели работы ДВС. Для этого воспользуемся методикой, рассмотренной в работе [3].

При переводе двигателя с нормальной (традиционной) системы охлаждения на высокотемпературную будем считать, что площади тепловоспринимающих и теплоотдающих поверхностей, а также расход теплоносителя и толщины теплопроводящих стенок остаются неизменными. С достаточной степенью точности можно допустить и постоянство теплопередаточных функций: $П_1$ — от рабочего тела к стенке цилиндра, $П_2$ — в теплопередающей стенке, $П_3$ — от стенки к охлаждающей жидкости. Тогда изменение количества теплоты, отводимой через систему охлаждения, дает формула № 1 (табл. 1).

Уравнения *n* независимых переменных, описывающие рабочий процесс двигателя, в общем случае нелинейные, поэтому их решение может вызвать значительные трудности. Однако если кривизна поверхности рабочих параметров невелика, то поверхность можно рассматривать как плоскость, касательную к точке *A*, в области которой изучается процесс. Аналитически эта операция над системой уравнений представляет ее разложение в ряд при использовании только первых (линейных) членов. Все частные производные по *n* независимым переменным вычисляются именно в окрестностях точки *A*. И в случае изменений одного из параметров, характеризующих рабочий процесс по отношению к его значению в точке *A*, изменения, происходящие с другими параметрами, можно искать не на криволинейной поверхности, а на плоскости. Причем расчеты удобнее всего выполнять в относительных приращениях (формула № 2).

На основании уравнений, связывающих параметры рабочего цикла, были определены значения относительных изменений следующих основных параметров для четырехтактного дизеля ЯМЗ: коэффициентов наполнения ($\Delta\eta_V$) и избытка воздуха ($\Delta\alpha$), механического ($\Delta\eta_м$), индикаторного ($\Delta\eta_i$) и эффективного ($\Delta\eta_e$) КПД. При этом считалось, что перевод дизеля на высокотемпературное охлаждение не изменяет давлений начала сжатия остаточных газов, а изменение $\Delta\eta_V$ определяется только подогревом заряда на впуске, величина которого возрастает пропорционально температуре охлаждающей жидкости. Степень же подогрева рабочего заряда определяется условиями теплообмена со стенками цилиндра, массой заряда и величиной температурного напора. И так как температура $t_{пов}$ стенок цилиндра связана с температурой $t_{пот}$ охлаждающей жидкости ($t_{пов} = t_{пов}(t_{пот})$), то приращение $\Delta t_{пов}$ можно подсчитать по формуле № 3.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{Q^{в}_{охл}}{Q^{н}_{охл}} = \frac{П_1 + П_2 - П_3 t^{в}_{охл}}{П_1 + П_2 - П_3 t^{н}_{охл}}$	$Q^{в}_{охл}$, $Q^{н}_{охл}$ — теплота, отводимая через систему охлаждения при высокотемпературном и нормальном охлаждении; $t^{в}_{охл}$, $t^{н}_{охл}$ — температуры охлаждающей жидкости при тех же условиях
2	$\Delta\bar{x} = \frac{\Delta x}{x}$	Δx — приращение параметра; x — его значение в точке *A*
3	$\Delta t_{ст} = \left(\frac{\partial t_{ст}}{\partial t_{охл}}\right)_0 \left(\frac{t_{охл}}{t_{ст}}\right)_0 \Delta\bar{t}_{охл}$	Индекс 0 указывает, что параметр вычислен в окрестностях исходного режима; $\Delta\bar{t}_{охл}$ — приращение средней температуры охлаждающей жидкости
4	$(1{,}1 \div 1{,}4) \cdot 10^{-4} \frac{K_2(1-\eta_{м0})t_{ст0}}{\mu_t} > 1$	K_2 — коэффициент, характеризующий изменение механических потерь в дизеле при его переходе на высокотемпературное охлаждение; $\eta_{м0}$ — механический КПД дизеля при нормальном (обычном) режиме охлаждения; $t_{ст0}$ — средняя температура стенок цилиндра при нормальном режиме охлаждения, μ_t — динамическая вязкость масла при высокотемпературном режиме охлаждения дизеля
5	$T_s = 273 + 560\sqrt[4]{p}$	p — абсолютное давление в системе охлаждения

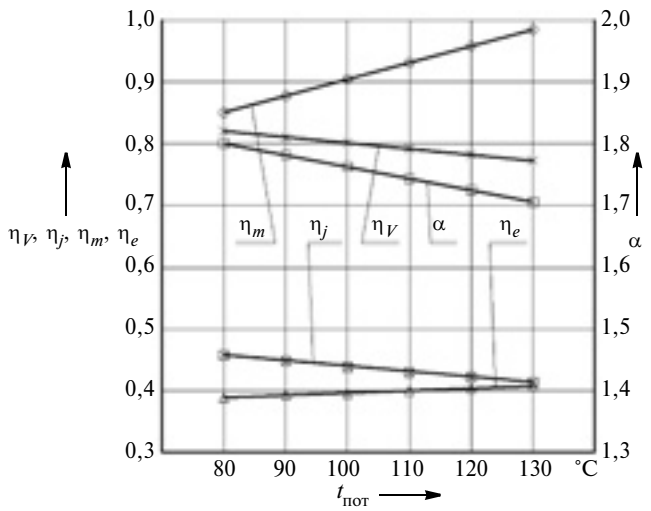


Рис. 2. Влияние температуры охлаждающей жидкости на показатели рабочего цикла ДВС

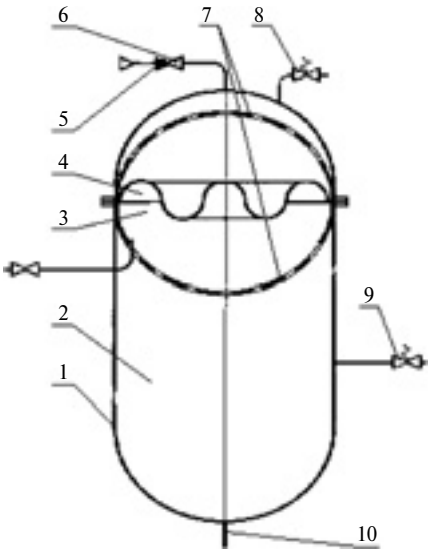


Рис. 3. Схема расширительной цистерны с регулируемым давлением охлаждающей жидкости:

1 — расширительная цистерна; *2, 3* — части цистерны; *4* — гибкая мембрана; *5* — воздушный трубопровод; *6* — обратный клапан; *7* — решетка; *8* и *9* — предохранительные клапаны; *10* — трубопровод

Расчеты, выполненные для двигателя 8ЧН14/14, позволили установить коэффициенты *C* линейных уравнений $\eta_V = C_1\Delta t_{пот}$, $\alpha = C_2\Delta t_{пот}$, $\eta_м = C_3\Delta t_{пот}$, $\eta_i = C_4\Delta t_{пот}$, $\eta_e = C_5\Delta t_{пот}$. При этом значения параметров η_V, α, $\eta_м$, η_i, η_e рабочего цикла, характерные для номинального режима работы двигателя семейства ЧН14/14 при нормальном ($t_{пот}$ = 353 К, или 80 °С) охлаждении, брались из табл. 2.

Результаты расчетов приведены в табл. 3 и на рис. 2. Они, как оказалось, хорошо согласуются с результатами исследований двигателей Ч10,5/13 и 6Ч15/18, приведенными в уже упоминавшейся работе [3]. Они говорят о том, что повышение температуры охлаждающей жидкости приводит к снижению коэффициентов наполнения (η_V) и избытка воздуха (α). Основная часть (до 70 %) механических потерь в ДВС приходится на потери трения в цилиндропоршневой группе. Причем величина этих потерь существенно зависит от динамической вязкости масла, которая, в свою очередь, определяется [4] температурой $t_{пов}$ поверхности гильзы цилиндра: при ее повышении вязкость масла резко уменьшается.

Полученная линеаризованная зависимость показывает, что рост температуры охлаждающей жидкости ведет к увеличению механического КПД, причем тем в большей степени, чем ниже механический КПД двигателя при нормальном охлаждении. Повышение же механического КПД возможно до определенной температуры, значение которой ограничивается свойствами масла, его способностью сохранять смазывающие свойства и противостоять термическому разложению.

Анализ полученных зависимостей позволяет вывести условие, при котором перевод дизеля на высокотемпературное охлаждение будет обеспечивать увеличение его эффективного КПД. Это формула № 4. Ее анализ показывает, что эффект от применения высокотемпературного охлаждения будет тем выше, чем выше средняя температура стенок цилиндра, меньше величины механического КПД дизеля и коэффициента динамической вязкости масла. Кроме того, последствием перевода дизеля на это охлаждение является перераспределение тепловых потоков: увеличиваются потери энергии с отработавшими газами и уменьшается доля потерь с охлаждающей жидкостью. Например, для дизеля Д-70 повышение температуры жидкости на выходе из двигателя с 353 до 393 К (с 80 до 120 °С) снижает долю потерь через систему охлаждения почти в 2 раза, что позволяет резко (в 3—5 раз) уменьшить размеры водяных охладителей (радиаторов) [5].

Перевод на высокотемпературное охлаждение с температурами жидкости на выходе из дизеля, незначительно превышающими 373 К (100 °С), можно осуществить за счет использования высококипящих жидкостей, например, серийно выпускаемых тосолов, температура кипения которых достигает 388 К (115 °С). Однако для более значительного увеличения температурного уровня необходимо повышать давление *p* в системе охлаждения. При этом следует руководствоваться формулой № 5, а поддерживать это давление постоянным можно, например, путем воздействия на воду сжатым воздухом (рис. 3). Как из него видно, система поддержания такого давления состоит из расширительной цистерны *1*, разделенной на две: нижнюю (*2*) и верхнюю (*3*) части, одна из которых заполнена воздухом, а вторая — охлаждающей жидкостью. Эти части для пре-

Таблица 2

η_V	α	$\eta_м$	η_i	η_e
0,82	1,8	0,850	0,447	0,389

Таблица 3

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
$-0{,}96 \cdot 10^{-3}$	$-1{,}9 \cdot 10^{-3}$	$2{,}7 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}879 \cdot 10^{-3}$	$0{,}37 \cdot 10^{-3}$

дотвращения насыщения последней кислородом разделены гибкой мембраной *4*. Пространство над мембраной через обратный клапан *6* воздушным трубопроводом *5* соединено с источником повышенного давления (например, с выходным патрубком турбокомпрессора).

Дизель с расширительной цистерной новой конструкции работает следующим образом.

Перед пуском или во время пуска двигателя воздух из пусковых баллонов после редуцирования по трубопроводу *5* через обратный клапан *6* поступает в верхнюю часть *3* расширительной цистерны. Он воздействует на гибкую мембрану *4*, максимальный прогиб которой ограничивает решетка *7*, и повышает статическое давление в высокотемпературном контуре системы теплового регулирования.

Для исключения разгерметизации системы охлаждения и обводнения масла в картере дизеля в системе предусмотрены предохранительные клапаны *8* (в воздушной части расширительной цистерны) и *9* (в полости заполнения охлаждающей жидкостью).

Расширительная цистерна связана с системой охлаждения дизеля (например, со всасывающей магистралью циркуляционного насоса высокотемпературного контура и пароотводящими трубками) трубопроводом *10*.

После выключения дизеля давление в системе охлаждения остается повышенным (0,2—0,3 МПа, или 2—3 кгс/см^2), так как обратный клапан *6* предотвращает утечку воздуха из верхней полости расширительной цистерны. Это исключает вскипание воды из-за прекращения работы циркуляционного насоса внутреннего контура.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод: перевод автомобильных двигателей на высокотемпературное охлаждение существенно повышает эффективный КПД наддувных дизелей, применяемых не только на грузовых, но и на легковых автомобилях. Особенно в случаях, когда этот перевод сочетается с применением глубокого охлаждения наддувочного воздуха; газораспределительного механизма с увеличенным числом клапанов и оптимизацией фаз газораспределения; совершенствованием принудительного охлаждения поршней, использованием новых конструкционных материалов для их изготовления; моторных масел с повышенной термостойкостью.

Литература

1. Левин М.И. Оптимальный температурный режим в системах охлаждения и требования к автоматическому регулированию температуры: сб. трудов ЦНИДИ / М.И. Левин. — М.; Л.: Машгиз, 1984. — № 26.
2. Стародомский М.В., Максимов Е.А. Оптимизация температурного состояния дизельных двигателей. — Киев: Наукова думка, 1987. — 168 с.
3. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1975. — 224 с.
4. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. — М.: Высш. школа, 1995. — 368 с.
5. Тимофеев В.Н. Температурный режим двигателей внутреннего сгорания и его регулирование. — Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2008. — 358 с.

УДК 656.186/.187.62-59

Методика анализа кинематических параметров дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе

Канд. техн. наук А.С. МЕЛЬНИКОВ, доктора техн. наук И.С. САЗОНОВ и В.А. КИМ

Белорусско-Российский университет (+ 375. 222. 26-61-00)

Рассматриваются особенности определения параметров дискового тормоза с механическим приводом, адаптивного к механической антиблокировочной системе. Приводится анализ согласования параметров, которые определяют работу АБС, интегрированной в конструкцию дискового тормоза с механическим приводом.

Ключевые слова: *определение параметров, адаптивный дисковый тормоз, антиблокировочная система, механический привод.*

Melnikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A.

TECHNIQUE OF THE ANALYSIS OF KINEMATIC PARAMETRES OF A DISK BRAKE, ADAPTIVE TO MECHANICAL ANTIBLOCKING SYSTEM

Features of definition of parameters of a disk brake with a mechanical drive, adaptive to mechanical antiblocking system are considered. The analysis of the coordination of parameters which define work ABS, integrated into a design of a disk brake with a mechanical drive is resulted.

Keywords: *definition of parametres, adaptive disk brake, antiblocking system, mechanical drive.*

Созданные в Белорусско-Российском университете дисковые тормоза (пат. № 4640, РБ), имеющие механическое нажимное устройство, как показали многочисленные эксперименты, обладают высокими надежностью и эффективностью, что позволяет устанавливать их на различные типы транспортных средств, начиная от мотоцикла ММВЗ-3.113 и кончая самосвалом БелАЗ-75570. Причем по конструктивному исполнению эти тормозные механизмы различаются лишь силовыми и кинематическими параметрами. Поэтому методика определения таких тормозных систем в комплекте с механическими же АБС должна, по мнению авторов, представлять определенный интерес. Рассмотрим эту методику.

Последовательность (алгоритм) предлагаемого расчета включает (рис. 1) шесть этапов.

Первый из них — формирование исходных данных, необходимых для определения параметров тормоза. Это тормозные моменты на переднем (M_1) и заднем (M_2) колесах мотоцикла. Они получены на основе функционального его расчета [1] для мотоцикла ММВЗ и составляют: M_1 = 397,1 Н · м, M_2 = 348,6 Н · м. Им соответствует нажимное (осевое) усилие N = 6523 Н, нормированное усилие на рукоятке переднего тормоза Q = 196 Н, а также передаточное число приводной рукоятки или педали i = 3,46.

На втором этапе расчета определяются кинематические параметры нажимного устройства тормоза: шаг P резьбы, число Z заходов, ход S и угол β ее подъема. (Такая очеред-

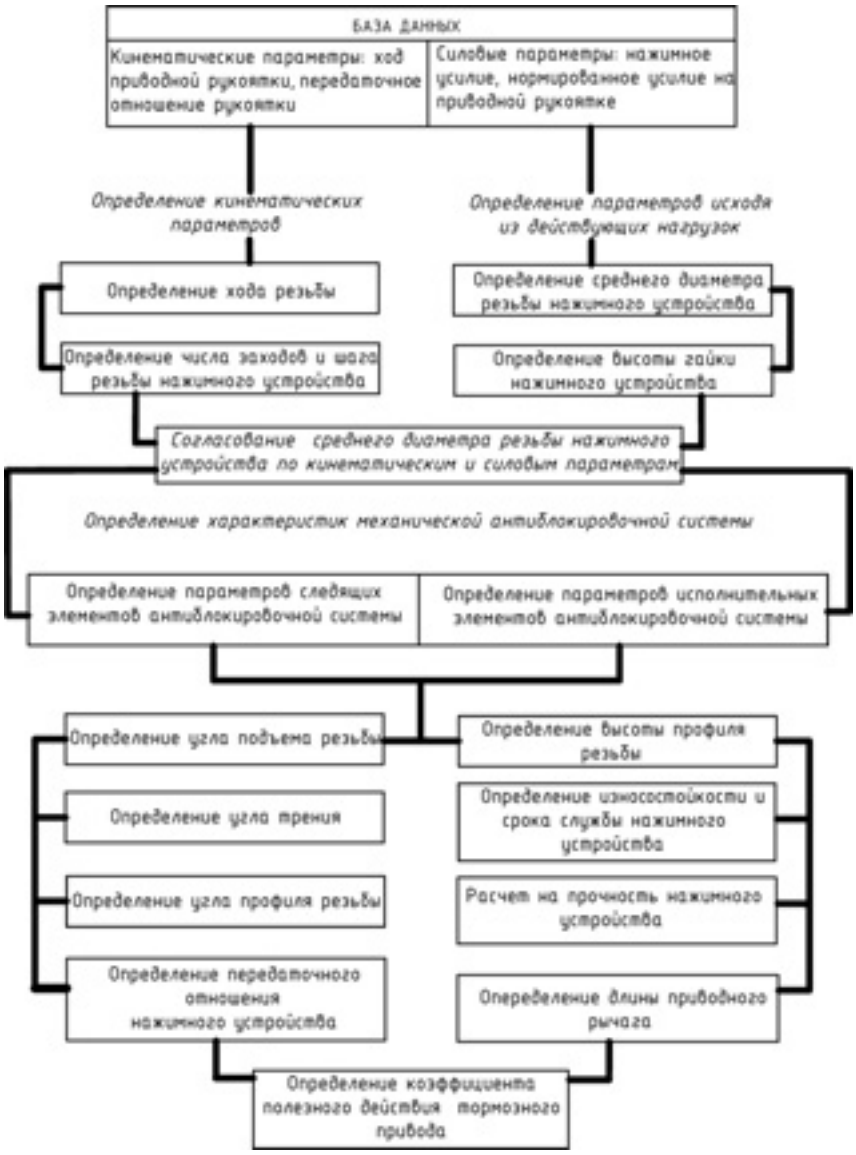


Рис. 1. Алгоритм расчета параметров дискового тормоза с механическим приводом, адаптивного к механической АБС

ность их расчета объясняется тем, что возникает необходимость кинематического согласования перемещения (0,1—0,3 мм) тормозных колодок к тормозному диску с нормированным перемещением приводного рычага, расположенного на руле, и его передаточным отношением.)

Перемещение рычага винта, создающего нажимное усилие, зависит от хода S резьбы, который, в свою очередь, зависит от ее шага и числа заходов. Расчетное значение S, обеспечивающее необходимое прижатие тормозных колодок к диску при заданном угле поворота рычага и передаточном отношении приводной рукоятки, для мотоцикла ММВЗ составляет 7,2 мм при числе заходов $Z = 3$ и шаге резьбы $P = 2{,}4$ мм.

Третий этап — определение среднего диаметра резьбы ($d_{ср}$) винтового нажимного устройства: от его значения в значительной степени зависит износостойкость винтового нажимного устройства. Потому можно сказать, что на этом этапе рассчитывается износостойкость нажимного устройства.

Но, к сожалению, существующая методика[1] не позволяет точно подсчитать величину $d_{ср}$. Например, если находить $d_{ср}$ согласно рекомендациям, приведенным в известных источниках, то его необходимо выбирать по коэффициенту ψ высоты гайки. Однако рекомендуемые значения ψ находятся в достаточно широких пределах: от 1,2 до 2,5. А это означает, что определить однозначно значение $d_{ср}$ в принципе невозможно: оно окажется либо заниженным, либо завышенным на 28—56,7 %. Кроме того, при использовании традиционной методики возникает необходимость повторения расчетов до тех пор, пока значение $d_{ср}$ будет удовлетворять условию износостойкости резьбы.

Авторы доработали традиционную методику определения $d_{ср}$. Суть этой доработки — обоснованное предварительное определение $d_{ср}$ и коэффициента ψ по графику зависимости $d_{ср}$ от осевой силы N при различной высоте профиля резьбы h (рис. 2). И делается это довольно просто. Рассчитывается осевая сила N, затем задается значение h и определяется $d_{ср}$. Например, нажимному усилию (осевой силе) $N = 4000$ Н при рабочей высоте h профиля резьбы, равной 1,45 мм, соответствует (кривая *2*) $d_{ср} = 12{,}9$ мм, а для $N = 5000$ Н при той же рабочей высоте h профиля резьбы — уже 16,1 мм.

Для мотоцикла ММВЗ, где в качестве материала для винтовой передачи используется пара "сталь—бронза", допускаемое $[p]$ контактное давление в резьбе составляет 20 МПа (200 кгс/см^2). Расчет фактического контактного давления для полученного значения среднего диаметра резьбы дал цифру 17,5 МПа (175 кгс/см^2). Это означает, что изно-

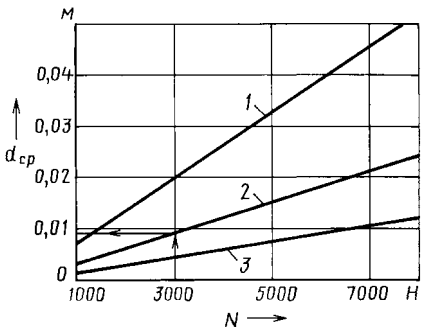


Рис. 2. Зависимость среднего диаметра резьбы от осевой силы и высоты профиля резьбы:
1 — $h = 7$ мм; *2* — $h = 14{,}5$ мм; *3* — $h = 30$ мм

[1] Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г.И. Мамити, М.С. Льянов; Под общей редакцией доктора техн. наук, проф. Г.И. Мамити. — Владикавказ: Рухс, — 2002. — 218 с.: ил.

состойкость пары находится в допустимых пределах (17,5 МПа < 20 МПа).

Когда кроме величины нажимного усилия N изменяются рабочий профиль резьбы и число Z ее заходов, то $d_{ср}$ винтовой передачи нажимного устройства уточняется по зависимостям, которые приведены на рис. 3. Причем уточняется по числу $Z_з$ витков, находящихся в зацеплении.

Таким образом, разработанная методика позволяет определить $d_{ср}$ винтовой передачи нажимного устройства дискового тормоза нового типа при различных значениях нажимных усилий N, рабочей высоты профиля резьбы h и числа Z ее заходов. Расчетные диапазоны изменения этих параметров для мотоцикла ММВЗ: $N = 1000 \div 8000$ Н, $h = 0{,}003 \div 0{,}023$ м и Z соответствует оптимальным значениям дискового тормоза с винтовым нажимным устройством.

После предварительного определения $d_{ср}$ значение ψ уточняется. Затем передача заново проверяется на износостойкость по контактному напряжению.

Метод позволяет получить более точные результаты расчета среднего диаметра резьбы винтовой передачи, уменьшая вероятность значительного разброса его размеров.

Четвертый этап — согласование значения $d_{ср}$ с кинематическим расчетом параметров. В его ходе определяется угол β подъема резьбы в зависимости от значения $d_{ср}$. Величина этого угла должна удовлетворять одновременно нескольким требованиям, в том числе гарантировать заданное нажимное усилие N при нормированном ходе приводной рукоятки или педали тормозного привода, а также исключить эффект заклинивания. Например, для мотоцикла ММВЗ-3.1135 $\beta = 23°$. (Зависимость момента трения M дискового тормоза от угла β подъема резьбы при различных значениях среднего радиуса трения $R_{ср}$ тормозных колодок дана на рис. 4).

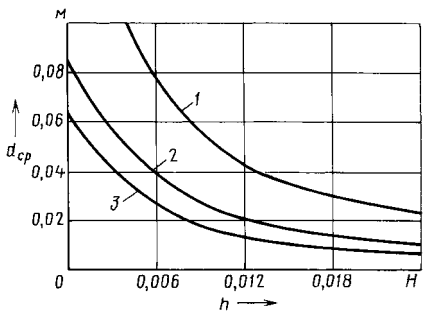


Рис. 3. Зависимость среднего диаметра резьбы от высоты ее профиля и числа витков, находящихся в зацеплении:
1 — $Z_з$ = 1,5; 2 — $Z_з$ = 3,375; 3 — $Z_з$ = 5

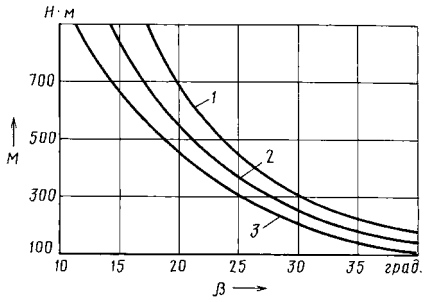


Рис. 4. Зависимость момента трения дискового тормоза от угла подъема резьбы и среднего радиуса трения:
1 — $R_{ср}$ = 38 мм; 2 — $R_{ср}$ = 210 мм; 3 — $R_{ср}$ = 182 мм

Далее, исходя из материалов винтового нажимного устройства, определяются угол φ трения в резьбе, передаточное отношение нажимного устройства и привода в целом, а также еще раз уточняются значения $d_{ср}$, h и $H_г$ (высота гайки).

Пятый этап — согласование параметров тормозного механизма с параметрами элементов механической АБС, включенной в конструкцию тормозного механизма, и оценка возможности ее функционирования. При этом полученные на предыдущих этапах расчета значения параметров тормозного механизма ($d_{ср}$, P, Z, S и β) согласовываются с такими параметрами механической АБС, как усилие возвратной пружины, а также углы поворота корпуса тормозного механизма и тормозной скобы относительно этого корпуса: углы поворота его корпуса и тормозной скобы должны обеспечивать растормаживание колес, а усилие возвратной пружины — поворот корпуса и тормозной скобы при действующих в тормозном механизме усилиях.

Шестой этап — окончательный выбор согласованных параметров тормозного механизма, определение длины приводного рычага, расчет на износостойкость и прочность нажимного устройства, а также КПД привода этого механизма (так же, как и для тормозных механизмов любых других типов).

Опыт проектирования дисковых тормозов с механическим приводом, адаптивных к механической же АБС, показал, что по рассмотренной выше методике можно более точно, чем по традиционно применяемым методикам, определять кинематические параметры механического нажимного устройства, величину приводного усилия. А это в целом существенно уменьшает материалоемкость проектируемого тормозного механизма и дает возможность избегать ошибок при проектировании, приводящих к отказам тормозного механизма. Что же касается механической АБС, созданной на основе разработанных в Российско-Белорусском университете методов проектирования, то она гораздо проще по конструкции, в несколько раз дешевле электронно-гидравлической АБС. И отличается высочайшей надежностью.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 629.113/.115

КПД автомобиля или "эффективный КПД автомобиля"?

Вот уже более трех десятков лет на страницах "АП" (и не только) ведется, то стихая, то обостряясь, дискуссия о коэффициенте полезного действия автомобиля. За эти годы опубликовано столько статей на эту тему, сколько, пожалуй, ни на одну другую отдельно взятую. Тем не менее новые статьи в редакцию продолжают поступать. Причин тому, на наш взгляд, как минимум две. Первая: все участники дискуссии еще со школьной скамьи твердо усвоили, что КПД — наиболее точный и физически "прозрачный" показатель оценки энергетической эффективности машин и механизмов. Вторая: отсутствие или неодинаковое понимание сути этого показателя для автомобиля.

Чтобы разобраться в сложившемся положении, редакция еще раз обратилась к собственным публикациям на данную тему. И установила много любопытного.

Во-первых, то, что в научной среде сложилось, если говорить о главном в подходах участников дискуссии, два взгляда на КПД автомобиля. Согласно первому, этот КПД не совсем обычный, поскольку автомобиль — машина специфическая: он не только перевозит грузы, но и одновременно самого себя. Согласно второму, КПД автомобиля с точки зрения физики ничем не отличается от КПД любого механизма: он есть отношение энергии на выходе механизма к энергии на его входе.

Во-вторых, база, используемая для доказательства своей правоты, у сторонников обеих точек зрения, в общем-то, одна и та же: автомобиль они представляют в виде четырех блоков ("топливо—двигатель—трансмиссия—ведущие колеса"), взаимодействующих с внешней средой. Три последние из них представляют собой, по сути, преобразователи энергии первого.

В-третьих, общий у них и подход к терминам: и те, и другие в случае двигателя говорят об **эффективном** его КПД, но в случае, скажем, трансмиссии — просто о ее КПД.

Потеря слова "эффективный", хотя оно "завуалировано" и сохраняется в математических выкладках, небезобидна. Думается, она и есть причина сохраняющегося до сих пор несовпадения точек зрения участников дискуссии. Одни из них считают, что вся энергия, передаваемая колесам автомобиля, есть полезно используемая, вторые — что полезно используется только та ее часть, которая тратится на перемещение груза. Причем логика у сторонников второй точки зрения довольно проста. По их мнению, полезной можно и нужно считать только ту функцию механизма (машины), для которой он изначально предназначен. В частности, назначение любого транспортного средства, будь то самолет, корабль, железнодорожный состав, автомобиль или запряженная в телегу лошадь, одно — перевозка груза из точки А в точку Б. Это понимали еще во времена Д. Уайта: когда он предложил английским промышленникам свою паровую машину, те задали ему лишь один вопрос: сколько лошадей заменит его изобретение? Чтобы ответить на него, пришлось проводить, как известно из истории науки, натурный эксперимент, а затем подсчитывать и сравнивать затраты на покупку и содержание лошадей, а также аналогичные затраты на машину. К счастью для человечества, затраты на лошадей оказались больше затрат на автомобили. (Кстати, и в настоящее время, когда на рынке есть механические средства любого назначения, слоны в Индии по-прежнему работают, значит их эффективный КПД в ряде случаев оказывается выше, чем у механических средств.)

Конечно, вторая точка зрения, так сказать, не совсем "уютна": очень уж незначительным по величине получается эффективный КПД автомобиля. Например, один из постоянных авторов "АП", П.П. Евсеев, подсчитал, что средний КПД ($\eta_{па}$), характеризующий затраты энергии на перемещение автомобиля ГАЗ-24, равен 0,161. Следовательно, его эффективный КПД (произведение $\eta_{edв}$, $\eta_{etр}$, $\eta_{па}$) при $\eta_{edв} = 0{,}23$, $\eta_{etр} = 0{,}9$ будет составлять $\eta_{ea} = 0{,}03$. Иначе говоря, 97 % энергии топлива, потребляемого ГАЗ-24 при полной его загрузке, расходуется, если оценивать с точки зрения основной его функции, впустую. Правда, у грузовых автомобилей КПД несколько больше: у многих из них грузоподъемность равна или больше снаряженной их массы, т. е. КПД, характеризующий затраты энергии на перемещение автомобилем самого себя, равен или больше 0,5. Тогда при тех же значениях $\eta_{edв}$ и $\eta_{etр}$, что и у ГАЗ-24, их $\eta_{ea} = 0{,}14$ и более. Но и в данном случае до 86 % топлива с точки зрения перевозочного процесса представляют собой чистые потери.

У сторонников первого подхода картина получается более благоприятной, поскольку они принимают $\eta_{па} = 1$ всегда. Следовательно, у ГАЗ-24 КПД равен 0,21, а у грузовых — 0,27 и более. Что уже "смотрится". Но в интересах дела так поступать нельзя!

Поэтому формула для расчета эффективного КПД автомобиля должна иметь такой вид: $\eta_{ea} = \eta_{edв}\eta_{etр}\eta_{па}$, где η_{ea} — эффективный КПД автомобиля; $\eta_{edв}$ — эффективный КПД двигателя; $\eta_{etр}$ — эффективный КПД трансмиссии; $\eta_{па}$ — КПД перемещения самого автомобиля.

Таковы выводы, вытекающие из анализа опубликованных в "АП" материалов.

Редакция надеется, что специалисты отзовутся на сделанные ею выводы и, наконец, превратят этот многострадальный показатель из объекта дискуссии в инструмент, которым сможет пользоваться не только теоретик — исследователь, но и практики — конструкторы, эксплуатационники, потребители АТС.

УДК 629.3.027.4

Безопасное автомобильное колесо

Д-р техн. наук В.И. СТОЛБОВ, Д.Т. АХМЕДЬЯНОВ
Тольяттинский ГУ (8482. 48-14-75)

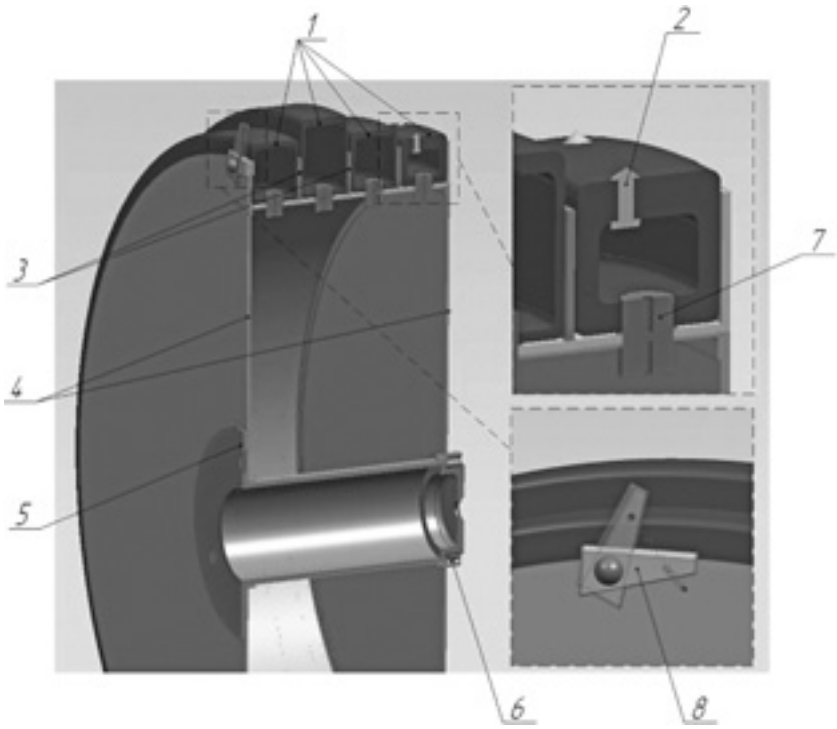
Предлагается новая конструкция колеса, которая позволяет повысить проходимость автомобиля в различных дорожных условиях, удобство эксплуатации, а также исключает вероятность изменения траектории движения автомобиля при разрушении шин.
Ключевые слова: *колесо, шина, безопасность движения, несущий диск, пневмоклапан.*

Stolbov V.I., Akhmedianov D.T.
SAFE AUTOMOBILE WHEEL

The new design of a wheel is presented. It allows to increase the passability of a car in different road conditions, the convenience of exploitation, and besides, it excludes the probability of changing the movement trajectory of a car in the process of tyres destruction.
Keywords: *wheel, tyre, traffic safety, bearing disk, pneumovalve.*

Колесо — одно из тех важнейших устройств автомобиля, от которых напрямую зависит безопасность дорожного движения: через него осуществляется связь с дорогой, обеспечивается самодвижение и изменение направления движения автомобиля, а также его подрессоривание (благодаря шине, работающей как упругая опора).

Вариантов исполнения автомобильных колес — много: их различают по конструкции, технологии изготовления и размерам, размерам и типам возможных для применения на них шин. Тем не менее сказать, что современное автомобильное колесо гарантирует полную безопасность движения, к сожалению, нельзя: статистика ДТП говорит о том, что данному устройству до этого еще очень далеко. Потому поиск все новых и новых вариантов колес продолжается. И одним из направлений такого поиска, по мнению авторов, может стать универсальное колесо, обеспечивающее автомобилю безопасность движения и высокую проходимость в различных дорожных условиях эксплуатации (при движении по асфальту, проселочной дороге, снежной целине, сыпучим пескам, болотам и т. д.). Оно должно отличаться от существующих колес хорошей устойчивостью, бесшумностью качения, более высокими демпфирующими свойствами, небольшой массой, надежным сцеплением с опорной поверхностью при крутых поворотах, в гололед и т. п.



Безопасное автомобильное колесо:
1 — шины; *2* — шипы; *3* — ребра жесткости; *4* — диски; *5* — фланец крепления оси колеса; *6* — гайка крепления колеса; *7* — клапаны регулирования давления воздуха в шине; *8* — башмак

Такое колесо авторы уже разработали (пат. № 2301155, РФ). Оно (см. рисунок) состоит из двух или нескольких несущих дисков, объединенных в каркасную цилиндрическую конструкцию с несколькими герметичными секциями, на внешней стороне которых смонтированы малоразмерные по высоте пневматические шины разной, в зависимости от функционального назначения автомобиля, конструкции. Другими словами, авторы традиционный несущий элемент колеса, диск, превратили в несколько дисков, изготовленных за одно целое. Это позволило существенно увеличить жесткость изделия и снизить его массу, применить малоразмерные легкие пневматические шины, которые, как известно, функциональнее, чем шины больших размеров, при преодолении небольших препятствий (камней, выбоин), так как, во-первых, чем меньше площадь контакта, тем ниже вероятность ее встречи с препятствием; во-вторых, при чрезмерной деформации контактирующей с дорожным полотном шины нагрузку принимают на себя стальные ребра жесткости, установленные между шинами. Важно и то, что малоразмерные шины не только дешевле, но и значительно удобнее при обслуживании.

Металлический сварной цилиндр колеса, на котором размещаются диски, предназначен также для запаса воздуха, обеспечивающего опе-

ративное регулирование давления в шинах в автоматическом или ручном режиме, что гарантирует надежный контакт колеса с любой опорной поверхностью и, следовательно, улучшает управление автомобилем.

Для радикального решения проблемы пробуксовки на наружной боковой поверхности по всей окружности одного из наружных дисков установлены башмаки Г-образной формы, прижимаемые к поверхности диска пружиной. При движении автомобиля задним ходом под воздействием сопротивления грязи, снега, песка и пр. башмак поворачивается до упора своего короткого конца в диск, тогда длинный его конец обеспечивает гарантированное сцепление колеса с дорогой. При смене направления вращения колеса башмаки под действием пружин занимают исходное положение.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.331

Диагностирование состояния деталей цилиндро-поршневой группы дизелей ЯМЗ

Д-р техн. наук Б.С. АНТРОПОВ, В.В. ПТИЦЫН, Д.Б. ГЕЙВАНДОВ, И.С. БАСАЛОВ

Ярославский ГТУ (4852. 44-63-94)

Рассмотрены методы диагностирования состояния деталей ЦПГ двигателей ЯМЗ, работающих в составе автомобилей МАЗ.

Ключевые слова: *детали ЦПГ, износ деталей, дефекты деталей, расход масла, компрессия, расход картерных газов, дымность выпускных газов.*

Antropov B.S., Ptitsin V.V., Geivandov D.B., Basalov I.S.

DIAGNOSIS OF PISTON-CYLINDER UNIT ELEMENTS ENGINES YMP

The article describes the methods of diagnosing the state of parts CPG engines YMP serving in trucks MAZ.

Keywords: *details CPG, wear details, defect in parts, oil flow, compression, flow of crankcase gases, opacity of exhaust gases.*

Гильзы, поршни, поршневые кольца — наиболее нагруженные детали ЦПГ любого ДВС, в том числе, разумеется, и дизеля ЯМЗ. И уже в силу этого определяющие его ресурс. Но не только. Их неисправности еще до выработки ресурса приводят к таким нежелательным явлениям, как увеличение расхода масла и топлива, ухудшение пусковых качеств дизеля, снижение его мощности, рост выброса картерных газов, потеря свойств картерного масла, повышение дымности отработавших газов и др. Причем все эти проявления хотя и обнаруживаются довольно легко, но служить надежным инструментом диагностирования состояния деталей ЦПГ, к сожалению, не могут, так как зависят, как правило, от многих факторов. Например, на пусковые качества дизеля влияет не только степень изношенности и какие-то другие дефекты деталей ЦПГ, но и неисправности системы электрооборудования (аккумуляторной батареи, стартера), а также разрегулированность топливной аппаратуры (увеличение угла опережения впрыскивания топлива, уменьшение пусковой подачи или подачи подкачивающего насоса и т. п.). И в повышенном (более 1,5 % расхода топлива) расходе масла детали ЦПГ тоже виноваты не всегда. Нередко это элементарное подтекание через сальники и плохо затянутые стыки масляных магистралей или систем очистки воздуха.

Поэтому при обнаружении перечисленных выше проявлений выявить конкретную их причину удается только при комплексном подходе. Другими словами, проверяя все факторы, от которых зависит тот или иной внешний признак неисправности дизеля.

Методов такой проверки (диагностирования) известно много: от простого к сложному; последовательного приближения; половинного разбиения и т. д. Но при диагностировании состояния деталей ЦПГ лучше всего, как подсказывает опыт, подходит первый из них, который в полнообъемном его варианте включает три этапа: диагностирование до разборки дизеля, диагностирование после съема головки цилиндров и диагностирование после полной разборки ЦПГ.

Первый этап, что тоже доказано практикой, необходимо начинать с выявления (опроса водителя АТС) условий работы двигателя, качества и объема проведенных на нем ТО и ТР, оценки вероятности его перенагруженности в процессе эксплуатации (путевой расход топлива, тепловой режим, наличие шума или стуков при работе, самовыключение по неустановленным причинам, частота долива картерного масла и изменение его внешнего вида и т. п.).

Вторая операция — пуск, если это возможно, и прослушивание работы дизеля в процессе его выхода на режим холостого хода и прогрева.

Третья — осмотр штор бумажного элемента полнопоточного масляного фильтра, а также фильтра центробежной очистки масла с целью оценки количества отложений и наличия металлической стружки на них.

Четвертая обязательная операция — отбор пробы масла из картера и отправка ее в лабораторию на предмет определения физико-химических показателей масла (вязкость, щелочное число, количество нерастворимых осадков, наличие воды в масле, диспергирующие свойства и др.).

Однако такое субъективное диагностирование дает возможность выявить лишь явные неисправности (точ-

нее, их признаки). Более трудоемки, но зато гораздо эффективнее методы инструментального (приборного) диагностирования. Например, измерение давления в цилиндре в конце такта сжатия ("компрессии"). Причем здесь возможны два варианта: при прокрутке коленчатого вала стартером и при работе дизеля на режиме минимальной частоты холостого хода.

С точки зрения трудозатрат они примерно равноценны, но по точности диагностирования — второй предпочтительнее, так как она выше за счет поддержания определенного скоростного режима дизеля (например, для дизелей ЯМЗ — 8000 мин$^{-1}$). В этом случае величина давления p_c сжатия должна составлять 3,0—3,5 МПа (30—35 кг/см^2), а его разность по цилиндрам — не превышать 0,1 МПа (1 кгс/см^2). Такое сравнение позволяет найти цилиндр с дефектными деталями ЦПГ. Однако по результатам измерения "компрессии" определить конкретного "виновника" ненормальной работы невозможно. Они дают лишь групповой "адрес". Ведь причиной низкой "компрессии" могут быть и прогар поршня, и поломка компрессионного кольца, и закоксовывание колец, и задиры поршней, и негерметичность клапанов ГРМ. Причем во всех случаях давление в цилиндре обычно снижается до 2,0—2,1 МПа (20—21 кг/см^2). И чтобы локализировать дефект, приходится переходить к следующей операции диагностирования — осмотру неисправного цилиндра с помощью мотоскопа через отверстие в головке под форсунку. С помощью этого прибора можно проверить состояние стенок цилиндра, днища поршня и самого поршня (по его повреждениям), клапанов ЦПГ, выявить наличие задиров на поверхности гильзы, установить уровень ее износа (по ступеньке на поверхности в зоне останова первого компрессионного кольца в ВМТ) и закоксования колец (по следам прорыва газов, имеющимся на гильзе), а также неисправность клапанов (по наличию трещин и прогаров и количеству отложений на них).

Инструкции по эксплуатации дизелей рекомендуют с помощью расходомера определять расход $Q_{кг}$ картерных газов. Считается, что по такому измерению можно судить о состоянии деталей ЦПГ и ГРМ. Но эта рекомендация верна лишь теоретически. Дело в том, что значения $Q_{кг}$ неодинаковы даже у новых дизелей, а у изношенных — тем более. Однако измерять $Q_{кг}$ все-таки следует, так как установлено: если на дизеле ЯМЗ значение $Q_{кг} > 1{,}4$ м^3/(ч · цил), то это признак наличия одного или нескольких перечисленных выше дефектов деталей ЦПГ.

Дополнительную информацию о состоянии деталей ЦПГ можно получить, как уже упоминалось, с помощью физико-химического и спектрального анализов картерного масла. Обычно при дефектах деталей ЦПГ в масле увеличивается содержание нерастворимых осадков, снижается щелочное число и резко увеличивается содержание таких элементов-индикаторов износа этих деталей как: железо, хром, молибден и кремний. Особенно при нарушении системы очистки воздуха, потребляемого дизелем.

Так что без следующего этапа диагностирования, съема головки цилиндров, чаще всего обойтись невозможно.

После ее снятия диагностирование нужно начинать с проверки утопания поршней в положении ВМТ относительно верхнего бурта гильз (поверхность *А* на рис. 1). Если оно у одного или нескольких поршней больше, чем у других, то это свидетельствует об изгибе шатуна из-за попадания постороннего предмета или охлаждающей жидкости в камеру сгорания.

Далее необходимо осмотреть днища поршней, чтобы определить, контактируют ли поршни с клапанами (это хорошо видно по отпечаткам клапанов на днищах поршней), попал ли посторонний предмет в камеру сгорания, есть ли обгорания и трещины на кромках клапанов и камеры.

Затем выявляется наличие натиров, задиров (рис. 2) и темных пятен (последние свидетельствуют о прорыве газов в камеру сгорания из-за зависания или поломки поршневых колец) на рабочих поверхностях гильз, а также следов коррозии на зеркалах гильз, что гово-

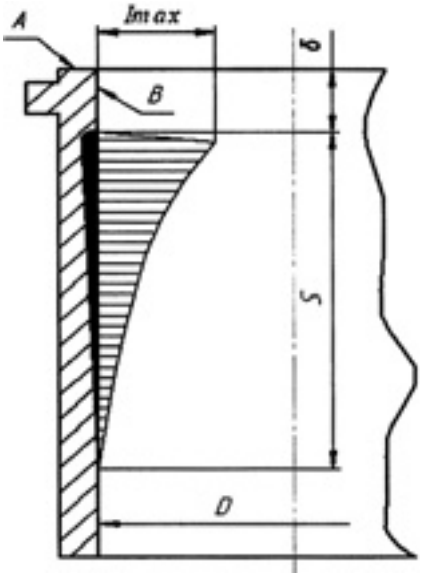


Рис. 1. Эпюра износа гильзы цилиндра двигателей ЯМЗ размерности D × S = 1130 × 140 мм (D — диаметр гильзы, S — ход поршня, δ = 28 мм — пояс максимального износа гильзы, I_{max} — максимальный износ гильзы по диаметру)

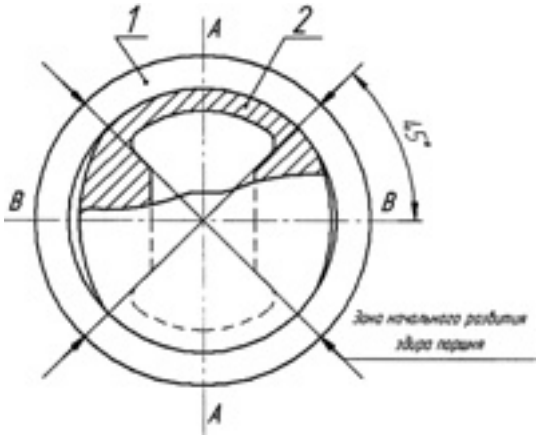


Рис. 2. Схема начала задира поршня при перегреве двигателя:
1 — гильза цилиндра; *2* — поршень; *АА* — плоскость качания шатуна; *ВВ* — ось кольца

Состояние деталей ЦПГ	Возможные причины дефектов	Примечания
Задир цилиндрической части поршня с переносом его материала на поверхность гильзы	1. Неправильно установлен зазор в системе поршень—гильза (меньше или больше рекомендуемого)	—
	2. Перегрев двигателя в процессе эксплуатации	Задир начинает развиваться на участках поршня, расположенных под углом 45° к оси пальца (см. рис. 2)
	3. Зависание (закоксовывание) колец в канавках из-за недопустимо большой наработки картерного масла или использования масла, марка которого не соответствует заводской инструкции по эксплуатации	Задир может быть только на головке или на всей поверхности юбки поршня
	4. Увеличена цикловая подача топлива секций ТНВД	Проверить и отрегулировать ТНВД на стенде
	5. Превышение номинальной частоты вращения коленчатого вала (более 2100 мин$^{-1}$) из-за неисправности регулятора ТНВД	Проверить и отрегулировать максимальную частоту вращения ТНВД на стенде
Обрыв поршня по бобышкам поршневого пальца	Задир и заклинивание поршня в гильзе	Наблюдается чаще всего на многоцилиндровых дизелях
Обгорание днища поршня	Увеличение угла опережения впрыскивания топлива, повышение цикловой подачи секций ТНВД	Проверить регулировки ТНВД на стенде
Закоксовывание (зависание) компрессионных колец	Недопустима большая наработка масла или использование масла, не соответствующего заводской инструкции по эксплуатации	—
Износ маслосъемных колец вплоть до срабатывания хромированного покрытия	Низкое качество фильтрации картерного масла	Проверить состояние масляного фильтра и его перепускного клапана
Повышенный износ колец, канавок поршня и гильз	Низкое качество фильтрации воздуха, поступающего в цилиндры двигателя	Проверить состояние воздухоочистителя и герметичность впускного тракта
Поломка поршневых колец, разрушение межкольцевых перемычек поршня частями разрушенного кольца	Чрезмерный износ деталей ЦПГ из-за низкого качества фильтрации воздуха или негерметичность впускного тракта	Проверить состояние воздухоочистителя и герметичность впускного тракта

рит о попадании охлаждающей жидкости в цилиндры или о длительной стоянке неработающего двигателя, приведшей к конденсации паров жидкости на рабочих поверхностях гильз.

По величине "ступеньки" в зоне останова первого компрессионного кольца в ВМТ определяется максимальный износ $I_{мах}$ гильзы по ее диаметру относительно верхней неработающей ее поверхности B (см. рис. 1). Для дизелей ЯМЗ он не должен превышать 0,20—0,25 мм.

Значительные твердые углеродистые отложения на днище и огневой поверхности головки поршня в отдельных цилиндрах являются признаком большого расхода масла, вызванного чрезмерным изнашиванием деталей или закоксовыванием поршневых колец.

Далее необходимо проверить состояние прокладки головки цилиндров с целью определения мест возможных ее прогаров, прорывов газов из цилиндров или течи охлаждающей жидкости через нее.

Большего съем головки дать не может. Чтобы получить полную информацию о причинах выхода из строя деталей ЦПГ, дизель надо разбирать так, как это делается при капитальном ремонте. После такой разборки ответ на вопрос "каково состояние деталей ЦПГ и в чем причины их дефектов?" находят всегда. Причем большую помощь в этом деле, по мнению авторов, может оказать приведенная здесь таблица.

Как видим, возникновение неисправностей деталей ЦПГ дизелей ЯМЗ обусловлено в основном несоблюдением правил их эксплуатации. И прежде всего — системы воздухоочистки. Причем это особенно актуально для стран СНГ, где запыленность воздуха даже на дорогах с бетонным и асфальтовым покрытиями достигает 0,003 г/м^3, что в 5 раз выше, чем на дорогах Западной Европы, а на грунтовых дорогах — в десятки раз выше 0,003 кг/м^3. Кроме того, надо иметь в виду, что на многих популярных у потребителей моделях дизелей ЯМЗ до сих пор используются воздухоочистители устаревшей конструкции (инерционно-масляные), которые пропускают в двигатель пыли в 10—15 раз больше, чем воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами (воздухоочистители сухого типа).

Тем не менее факт остается фактом: и в таких неблагоприятных условиях детали ЦПГ рассматриваемых дизелей при соблюдении условий, оговоренных заводом-изготовителем (соблюдение оптимального теплового режима, удовлетворительная фильтрация воздуха, соответствие применяемых масел, надлежащее исполнение инструкции по эксплуатации, своевременное ТО узлов, обеспечивающих наполнение цилиндров свежим зарядом и выпуск отработавших газов, обеспечение герметичности системы охлаждения), вырабатывают установленный для них ресурс без отказов, а во многих случаях — и без неисправностей.

УДК 629.4.067.4

Устройство, временно повышающее проходимость автомобиля

Кандидаты техн. наук В.И. РАССОХА и В.Т. ИСАЙЧЕВ

Оренбургский ГУ (+7. 3532. 77-66-35)

Приведено описание конструкции и принципа действия устройства, позволяющего временно использовать стояночную тормозную систему автомобиля как противобуксовочную за счет индивидуального затормаживания буксующего колеса заднего ведущего моста.

Ключевые слова: *автомобиль, стояночная тормозная система, противобуксовочное устройство.*

Rassokha V.I., Isaichev V.T.

A DEVICE, TEMPORARY INCREASING CAR PASSABILITY

It is given the description of a construction and the principle of device, allowing to use temporary the parking brake of a car as antitow on account of individual towing wheel braking of rear axle.

Keywords: *car, parking brake, antitow device.*

В России водители очень часто попадают в дорожные условия, в которых возникает буксование ведущих колес автомобиля. Чтобы выйти из этой ситуации, придумано много соответствующих приспособлений (цепи, манжеты или ленты, надеваемые на колесо, электрические или ручные лебедки и т. д.). Однако все они требуют дополнительных денежных средств на их приобретение, а также затрат труда и времени на их монтаж и демонтаж. Некоторые из них занимают много места в багажнике, а главное — применимы не для всех дорожных условий (подъем в гору, канава и т. д.), так как в большинстве случаев для их установки нужно поднимать автомобиль домкратом. Причем автомобили, оснащенные АБС, в этом смысле не исключение: эта система при скорости движения, равной нулю, не работает.

Конечно, если на автомобиле, кроме АБС, есть еще и ПБС, то картина другая. Но АБС — система сложная конструктивно, следовательно, дорогостоящая. Да и ее надежность пока что оставляет желать лучшего. Поэтому появляются все новые и новые предложения по оснащению АТС достаточно простыми противобуксовочными устройствами. Например, в а. с. № 542669 РФ рассматривается механическое устройство, встраиваемое в штатный привод тормозной системы АТС.

Состоит это устройство из дополнительных силовых цилиндров, поршни которых при нажатии на тормозную педаль через привод соединяются с двигателем, который обеспечивает противофазную пульсацию рабочего тела в двухконтурной тормозной системе АТС, в результате чего ведущие колеса затормаживаются попеременно. Очевидно, что в момент затормаживания буксующего ведущего колеса крутящий момент передается только на колесо небуксующее и проходимость АТС повышается.

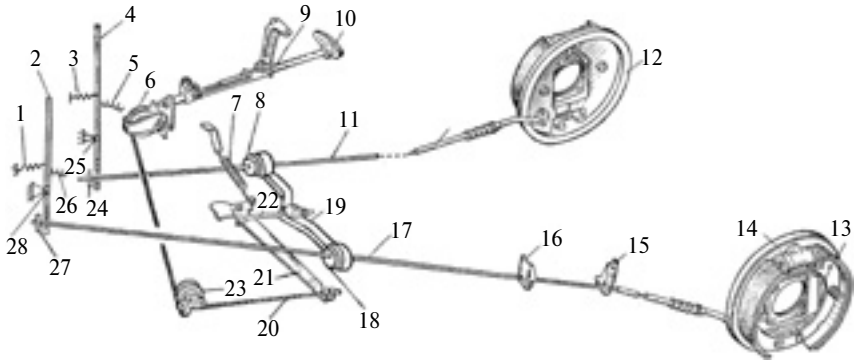


Рис. 1. Общая схема устройства для временного повышения проходимости буксующего автомобиля:

1 и *3* — возвратные пружины; *2* и *4* — рычаги индивидуального управления торможением ведущего колеса; *5* и *26* — храповики; *6* и *23* — ролики; *7* — пружина рычага штатного стояночного тормоза; *8*, *18*, *24* и *27* — шайбы, закрепленные на тросах; *9* — тяга штатного стояночного тормоза; *10* — рукоять; *11* и *17* — тросы; *12* — тормозной барабан; *13* — рычаг привода тормозной колодки; *14* — тормозной механизм; *15* и *16* — муфты крепления тормозного троса; *19* — уравнитель; *20* — трос рычага штатного стояночного тормоза; *21* — рычаг штатного стояночного тормоза; *22* — тяга; *25* и *28* — оси

Предлагаемая идея сама по себе правильная, однако ее реализация сильно усложняет конструкцию тормозов. Кроме того, периодически затормаживается не только буксующее, но и небуксующее ведущее колесо, а это отрицательно оказывается на проходимости АТС. Другими словами, рассмотренное выше устройство данную проблему решает лишь частично. Поэтому авторы разработали и предлагают вниманию читателей противобуксовочное устройство, которое, по их мнению, должно решить проблему буксования колес более простым способом.

Суть заложенной в ней идеи — временное использование стояночной тормозной системы в качестве противобуксовочной. При этом тоже предусматривается индивидуальное затормаживание одного из буксующих колес заднего ведущего моста. Но — только его.

Реализуется эта идея следующим образом (рис. 1 и 2). К штатной стояночной системе добавлены два (*2* и *4*) двуплечих рычага управления. Каждый из них снабжен возвратной пружиной *1* (*3*) и храповым механизмом *5* (*26*) и может поворачиваться на горизонтальной оси *25* (*28*). Через отверстие в их нижней части пропущен трос *11* (*17*) привода тормозных колодок ведущего колеса АТС. На конце троса установлена шайба *24* (*27*). Такие же шайбы (*8* и *18*) закреплены на тросах перед уравнителем *19*.

При буксовании ведущего колеса водитель плавно перемещает на себя рычаг *2* (*4*) индивидуального тормоза этого колеса. Его усилие через тормозной трос *11* (*17*) и приводной рычаг *13* прижимает тормозные колодки к барабану, в результате возникающий в этой паре тормозной момент приостанавливает буксующее колесо. Крутящий момент, передаваемый от двигателя, "сосредоточивается" на стоящем ведущем колесе. Если силы сопротивления движению не превысят суммарную тяговую силу на ведущих колесах, автомобиль начинает движение. Если же превышает, то применяется

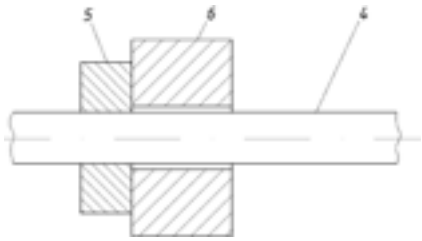


Рис. 2. Разрез соединения "уравнитель—тормозной трос—шайба":
1 — шайба тормозного троса; *2* — уравнитель; *3* — тормозной трос

общеизвестный метод "раскачки" автомобиля.

После начала нормального движения рычаг *2* (*4*) переводится в исходное (нейтральное) положение. При обычном использовании стояночного тормоза он управляется рукоятью *10*. При этом передний конец тормозного троса *11* (*17*) может свободно перемещаться в цилиндрическом отверстии нижнего конца рычага *2* (*4*).

Таким образом, предлагаемое устройство позволяет затормозить только буксующее колесо и обеспечить возможность начала движения АТС за счет временного повышения его проходимости. Причем оно может быть применено и на переднем ведущем мосту.

Как видим, его конструкция предельно проста. Значит его достаточно легко можно изготовить даже в гаражной мастерской.

Читатель предлагает

УДК 629.067

Скорость автомобиля и безопасность движения

Б.Ф. ЛАПТЕВ

УНИПТИМАШ

Статистика показывает: на дорогах России ежегодно гибнет до 30 тыс. человек, а получают травмы различной тяжести — в 10 раз больше. Только их лечение обходится в сотни млрд рублей. По этому поводу конструктор космических кораблей, известный уфолог В.А. Чернобров в своей книге "Тайны и парадоксы времени" сравнивает обстановку на наших автодорогах с Бермудским треугольником: "Тысяча погибших в этом треугольнике за четверть века — это много. Но представьте себе, что на участке суши той же площади в России за то же время на автодорогах погибло в 15 раз больше. И такое сравнение вполне правомочно: ибо через указанный район Атлантики проходит огромнейшее число авиа- и морских трасс, а по количеству пассажиро-километров он не уступит целой сети автодорог".

Сейчас большинство людей понимают, что основная причина массовой аварийности на автодорогах — высокие скорости движения, при которых водитель теряет власть над автомобилем. Достаточно привести такой пример: во Франции в период 1960—1972 гг. из-за отсутствия ограничения скорости на дорогах число жертв дорожных происшествий увеличилось вдвое.

Вождение автомобиля на высоких скоростях по целому ряду причин опасно и для самого водителя, и для пассажиров, и для других участников дорожного движения. Потому, что, во-первых, перемещающийся на большой скорости автомобиль обладает огромной кинетической энергией, которая при наезде на любое препятствие превращается в сокрушительную силу, убивающую водителя, пассажиров и делающую из самого автомобиля груду металлолома.

Так, наезд при скорости 50 км/ч равноценен падению с крыши пятиэтажного дома, а при скорости 90 км/ч энергии выделяется столько же, что и при падении с 40-метровой высоты. Это следует из всем известной формулы $E = \frac{mv^2}{2}$, в которой E — энергия движущегося автомобиля, m — его масса, v — скорость.

Во-вторых, экспериментально доказано, что при движении автомобиля со скоростью выше 100 км/ч по дороге, загруженной автотранспортом, психофизиологическое состояние любого водителя становится адекватным тому, которое он испытывает при движении по сложной горной дороге: управление автомобилем носит явно выраженный нервно-эмоциональный оттенок. В результате спустя очень короткое время у него нарушается координация движений, наступает упадок физических сил, и он физически не успевает осмыслить, принять решение на маневр, позволяющий

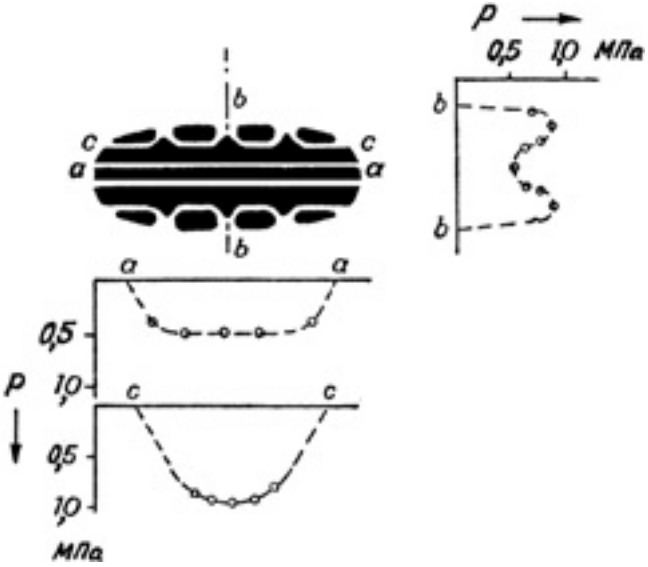


Рис. 1. Отпечаток протектора шины стоящего на дороге автомобиля

избежать ДТП при внезапно изменившейся дорожной ситуации (например, появление пешехода на проезжей части дороги).

В-третьих, на больших скоростях движения автомобиль ведет себя совершенно иначе, чем на малых. Чтобы убедиться в этом, обратимся к рис. 1, на котором показаны пятно контакта шины с опорной поверхностью и эпюры давлений в сечениях шин для неподвижного автомобиля.

Известно, что сила F, обеспечивающая сцепление шины с дорожным полотном, равна произведению φpS, где φ — коэффициент сцепления, p — давление в пятне контакта, S — площадь этого пятна. Так вот, давно уже экспериментально доказано, что все перечисленные сомножители в процессе движения не остаются постоянными. Например, коэффициент φ зависит от скорости движения (с ее ростом он падает) и состояния опорной поверхности (табл. 1). Давление p тоже нестабильно: как правило, с увеличением скорости оно на передних (управляемых!) колесах становится ниже (аэродинамический эффект). Площадь же пятна

Таблица 1

Дорожное покрытие	Состояние дорожного покрытия	Коэффициент сцепления
Асфальт (бетон)	Сухой Мокрый Покрытый грязью Покрытый слоем снега, толщиной ~5 см	0,7—0,8 0,5—0,6 0,25—0,45 0,2—0,4
Булыжное покрытие	Сухое	0,6—0,7
Грунтовая дорога	Сухая Увлажненная В период распутицы	0,50—0,60 0,20—0,40 0,15—0,30
Целина	Песок влажный Песок сухой	0,40—0,50 0,20—0,30
Суглинок	Сухой Увлажненный до пластического состояния Увлажненный до текучего состояния	0,40—0,50 0,20—0,40 0,15—0,25
Луговина, болотистый луг	Покрытие дерном Рыхлый снег Уплотненный снег (укатанная дорога) Гладкий лед	0,10—0,40 0,20—0,40 0,30—0,50 0,05—0,10

Таблица 2

Скорость движения автомобиля, км/ч	Площадь отпечатка шины, см^2	Сокращение площади отпечатка, %
0	432	
10	352	81,5
20	319	73,8
30	291	67,4
40	279	64,6
50	263	61,0
60	251	58,1
70	242	56,1
80	234	54,1
90	222	51,4
100	206	47,7

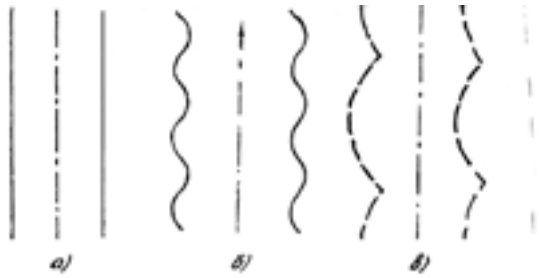


Рис. 2. Схема следов шин управляемых колес автомобиля при скорости движения до 50 км/ч (а), от 50 до 80 км/ч (б), 100 км/ч и выше (в)

контакта по мере роста скорости всегда уменьшается (табл. 2).

В-четвертых, при движении автомобиля на больших скоростях во много раз увеличиваются вообще все факторы отрицательного воздействия на управляемые колеса: усиливают свое влияние неровности дорожного полотна, зазоры в системе рулевого управления, возникают вибрации и стремление к повороту этих колес от так называемого явления шимми. И если схематично изобразить след от воздействия всех перечисленных факторов, то получится рис. 2, из которого видно: при движении автомобиля со скоростью до 50 км/ч след представляет собой две параллельные линии, соответствующие колее автомобиля; на скоростях до 50—80 км/ч колеса, наезжая на неровности дороги, начинают вибрировать и подпрыгивать; на 80 км/ч и выше колеса отрываются от полотна дороги, их следы становятся все более прерывистыми. И с увеличением скорости более 100 км/ч колеса, отрываясь от полотна дороги, находятся над ней больше времени, чем на ней, и автомобиль постепенно теряет управление.

В-пятых, желание водителя двигаться на повышенной скорости по загруженной дороге вынуждает его совершать обгоны, которые опасны не только потому, что для обгона нужно существенно увеличивать скорость движения, но и потому, что при повороте габаритная ширина обгоняющего автомобиля увеличивается на довольно значительную величину Δ, пропорциональную разнице радиусов поворота управляемых колес.

В-шестых, большинство ДТП начинается с потери поперечной устойчивости автомобиля на повороте или торможении. Скорость, при которой она наступает, можно рассчитать по формуле: $v_{\text{а ср}} = \sqrt{\frac{gRB}{2h}}$, где g — ускорение свободного падения; R — радиус поворота автомобиля, B — его колея; h — высота его центра масс, при этом максимально допустимую скорость движения $v_{\text{а max}}$ обычно берут равной $0{,}85v_{\text{а кр}}$, но и ее можно определить расчетом: $v_{\text{а max}} = \sqrt{\varphi gR}$. (Здесь φ — коэффициент сцепления.)

Учитывая сказанное выше, нельзя не придти к выводу о том, что перед автомобилестроителями России стоит очень непростой вопрос: нужно ли создавать модели, рассчитанные, как и в большинстве стран мира, на максимально допустимые скорости движения в

пределах 120—130 км/ч, или же ориентироваться на 200—250 км/ч и выше?

Конечно, в первую очередь, на этот вопрос должны ответить наши законодатели. Но чтобы облегчить им задачу, очевидно, неплохо бы провести всероссийский опрос водительского состава. Это позволит создать в стране атмосферу гражданской ответственности водителей за все, что делается на наших дорогах. Неплохо бы и обратиться к опыту других стран. Например, во Франции в свое время проводили исследования скоростей движения на автомагистралях, в результате чего ее специалисты пришли к выводу: для решения проблемы гибели людей на дорогах *необходимо* изменить *психологию* водителей.

Чтобы этого добиться, там уже сделано многое. В частности, разработан "Кодекс поведения водителя", в котором четко определено, как должен вести себя водитель в самых различных часто встречающихся в пути, на отдыхе, при ДТП и т. п. ситуациях. Кроме того, Франция одной из первых внедрила информационную систему оповещения о ДТП на дорогах страны, которая представляет собой электронные табло, информирующие участников дорожного движения о числе убитых и раненных в ДТП за сутки, неделю, месяц и год. При этом за основу для расчетов последнего принят так называемый "индекс погибших", т. е. число погибших, приходящееся на каждые 100 млн километров пробега всех автомобилей страны за год. Но главное — на дорогах Франции ограничена максимальная скорость движения. В результате "индекс погибших" снизился до 5,3.

Аналогичная картина и в других странах. Например, в ФРГ "индекс погибших" равен 4,7; в Италии — 4,5; в Великобритании — 2,6. Но особенно интересны с этой точки зрения США и Япония.

Так, в США, где ежегодно в ДТП гибло в среднем 55 тыс. человек, общее для страны снижение скорости до 55 миль (88,5 км/ч) позволило уменьшить этот индекс до <2 несмотря на то, что эффективному обеспечению безопасности дорожного движения во многом мешает федеральный строй США, где каждый штат издает свои законы, в том числе и по правилам дорожного движения.

Что же касается Японии, то здесь с 1960 по 1978 г., т. е. всего за восемь лет, сумели снизить "индекс погибших" с 9,6 до 2,8 — почти в 3,5 раза. Вот что пишет по этому поводу в своей книге "Безопасность движения: прошлое, настоящее, будущее" французский исследователь К. Жирендо: "Однако не следует думать, что японцы изобрели некое чудодейственное средство против дорожно-транспортных происшествий. Просто они досконально изучили разработанные в других странах меры и стали их строго применять... Никакого чуда не произошло в стране восходящего солнца, разве что там методично, серьезно и разумно внедряли известные решения. Изучая достижения других стран, Япония вышла вперед во многих отраслях промышленности. Точно так же она поступила в области обеспечения безопасности дорожного движения...".

У нас всеми этими вопросами занимаются пока мало. Что очень опасно: автомобилизация страны идет ускоренными темпами, причем автомобили становятся все мощнее, динамичнее, и если не предпринять системных мер, то на дорогах может наступить полнейший хаос, а гибель людей в ДТП превратится в эпидемию. И порядок нужно наводить, прежде всего, именно в скоростях движения: их следует ограничить повсеместно; наказывать нарушителей скоростного режима гораздо суровее, чем за любые другие нарушения ПДД; внедрять, причем как можно быстрее, все то передовое в области обеспечения безопасности движения, что оправдало себя за рубежом.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.9.02

Геометрия инструмента и эффективность деформирующего протягивания

Д-р техн. наук В.А. КУЗНЕЦОВ, Т.Д. ТИМОФЕЕВА

МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23 доб. 1219)

Рассматривается воздействие на обрабатываемый материал — холодным пластическим деформированием, а также расположение деформирующих элементов в инструменте и их функции.

Ключевые слова: *исследование, влияние, протяжка, протяжной инструмент, цель, деформирующее протягивание, внутренний, за чей-либо счет.*

Kyznetsov V. A., Timofeeva T.D.

THE GEOMETRY TOOL AND EFFICIENT OF DEFORMING BROACHING

The deformation broaching is process cold plastic deformation and the arrangement deformation tool elements and their functions.

Keywords: *research, influence, broache, the deformation broaching, purpose, internal, at the expense.*

В настоящее время все большее внимание уделяется методам экономии, рационального и эффективного использования материальных и энергетических ресурсов. И один из таких методов — деформирующее протягивание цилиндрических поверхностей осесимметричных деталей. Он обеспечивает заданные параметры качества обработки при минимальной технологической себестоимости и высокой производительности. Что вполне объяснимо.

Энергоемкость процесса срезания слоя металла — функция создаваемого в нем напряженно-деформированного состояния, а метод деформирующего протягивания придает изделию такое состояние при сравнительно небольших энергетических затратах, поэтому и получает все более широкое признание. Хотя многое в нем, к сожалению, изучено еще не до конца. В частности, это касается закономерностей формирования на-

пряженно-деформированного состояния материала детали при различных геометрических параметрах инструмента. Например, чтобы сформировать поверхностный слой заданного качества после обработки отверстия деформирующим элементом, необходимо знать, как ведет себя металл поверхностного слоя по мере продвижения элемента вдоль очага деформации.

Чтобы получить эту информацию, рассмотрим механизм пластического течения поверхностного слоя отверстий осесимметричных деталей, обрабатываемых деформирующим элементом протяжки. При этом примем следующие допущения: обрабатываемый металл представляет собой жесткое пластическое тело; в исходном состоянии он по своим физико-механическим свойствам изотропный; обработанная деталь осесимметрична; и эти его свойства не зависят от деформирующего элемента инструмента. Будем также считать, что деформирующий элемент представляет собой инструмент, имеющий рабочий и обратный конусы, соединенные цилиндрической ленточкой, а его материал абсолютно жесткий.

Зададимся и условиями исследования. Так, для изучения пластического течения металла поверхностного слоя выделим его единичный объем и будем наблюдать, как формируется его напряженно-деформированное состояние при движении инструмента вдоль очага деформации. Причем размеры этого объема должны быть существенно меньше размеров деформирующего элемента — с тем, чтобы можно было проследить изменение его размеров при контакте с различными точками деформируемого элемента.

Теперь обратимся к существу дела.

Обработка круглых отверстий деформирующим протягиванием сплошными деформирующими элементами вызывает в зоне обработки осесимметричную деформацию материала. Причем этот процесс можно отнести к стационарным и сплошным, т. е. очаг деформации в процессе продвижения инструмента относительно обрабатываемой детали остается неизменным (исключение — вход деформирующего элемента в обрабатываемое отверстие и выход из него). Однако направление главных осей деформации и соотношение приращений главных ее компонентов вдоль очага меняется, и путь деформации представляет собой прямую линию. Иначе говоря, процесс деформации обрабатываемого металла связан с непрерывным изменением положения материальных точек деформируемого слоя, а изменения напряженно-деформированного состояния любого единичного объема тела в окрестностях некоторой точки в текущий момент времени полностью определяется изменением размеров этого объема по осям координат.

Практически это выглядит следующим образом.

Частицы обрабатываемого единичного объема металла вступают в контакт с рабочим конусом деформирующего элемента, и начинается неустановившееся течение металла: он перемещается перед рабочим конусом, образуя волну внеконтактной деформации. Одновременно металл течет и за счет увеличения радиуса деформируемых его объемов. И так продолжается до тех пор, пока в волне внеконтактной деформации наступит равновесие между внутренними силами и силами воздействия деформирующего элемента на обрабатываемый материал. С этого момента уже идет установившееся течение обрабатываемого металла, а волна внеконтактной деформации стабилизируется и получает постоянные форму и размеры (рис. 1).

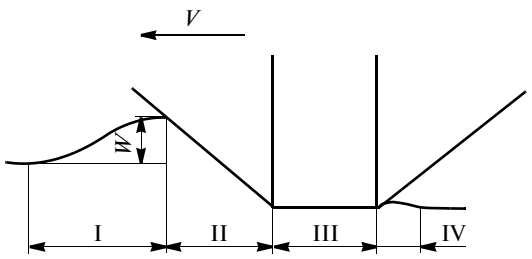


Рис. 1. Схема взаимодействия деформирующего элемента с обрабатываемым материалом

Анализируя рис. 1, легко увидеть, что единичный объем в различных его точках должен иметь различное напряженно-деформированное состояние. Поэтому рассматривать его напряженно-деформированное состояние только в случаях необработанного и окончательно обработанного металла — недостаточно. Необходимо выделить еще и участки очага деформации, в которых будет происходить монотонное изменение напряжений и деформаций.

Таких зон четыре (I—IV).

Первая из них — внеконтактная, находящаяся перед деформирующим элементом. Здесь единичный объем обрабатываемого материала увеличивает свои радиальные размеры и уменьшает осевые, происходит его сдвиг в сторону движения деформирующего элемента.

Во второй зоне, контактирующей с рабочим конусом инструмента, радиальные размеры единичного объема, наоборот, постепенно уменьшаются, а осевые — увеличиваются. То есть происходит резкий сдвиг данного объема в начале контакта рабочего конуса с обрабатываемым материалом и в месте перехода рабочего конуса в ленточку.

В третьей зоне, контактирующей с цилиндрической ленточкой дорна, сдвиг единичного объема, полученный ранее при практически постоянных его радиальных и осевых размерах, несколько уменьшается.

Четвертая зона, как и первая, — внеконтактная. Она располагается после деформирующего элемента и характеризуется незначительным обратным течением обрабатываемого металла.

Чтобы подтвердить это, авторы исследовали очаг деформации при обработке круглых отверстий деформирующими элементами с помощью метода делительных сеток. Этот метод, как известно, позволяет получить достоверную картину напряженно-деформированного состояния в зоне обработки детали, поскольку дает возможность непрерывного наблюдения за изменением формы и размеров ячейки делительной сетки, нанесенной на меридиональном сечении обрабатываемой детали (рис. 2).

При осесимметричном протягивании металл, очевидно, деформируется по трем осям — оси R, совпадающей с радиальным направлением отверстия; оси Z, совпадающей с осью отверстия; оси θ, совпадающей с тангенциальным направлением. Причем в направле-

нии θ значения деформаций в единичных объемах, имеющих одинаковый радиус и расстояние по оси *Z*, будут равными. Следовательно, достаточно рассмотреть плоскую задачу, т. е. по изменению линейных и угловых размеров в меридиональном сечении обрабатываемой детали (рис. 3) можно судить о трех компонентах деформации.

Решая ее, авторы в качестве переменных измеряемых величин использовали текущее расстояние *R* узловой точки, принимаемой за центр ячейки, от оси симметрии обрабатываемой детали; текущее расстояние *B* между узловыми точками по обе стороны от выбранного центра ячейки вдоль одной из линий сетки, проходящей через центр ячейки, которая в недеформированном состоянии совпадает с осью *R*; угол δ между пересекающимися в центре ячейки линиями сетки; угол ν между подвижной (*XY*) и стационарной (*RZ*) системами координат, который находится между осями *X* и *Z*. При этом подвижная система координат в деформированной *n*-й ячейке строилась так, что ось *X* совпадала с линией сетки, проходящей через центр ячейки и параллельной оси *Z* до деформации, а ось *Y* была перпендикулярна оси *X* и направлена в сторону оси отверстия.

Для расчета и анализа напряженного состояния в очаге деформации использовался метод конечных разностей. При этом считалось, что обрабатываемый материал находится в состоянии идеальной пластичности, при котором удовлетворяются уравнения пластичности и равновесия, а упругие свойства у материала и инструмента отсутствуют. В качестве комплексного показателя, оценивающего разрушение поверхностного слоя отверстия после обработки его деформирующим элементом, был принят коэффициент ψ использования запаса пластичности — показатель, широко применяемый для оценки качества обработанного материала при обработке металлов давлением.

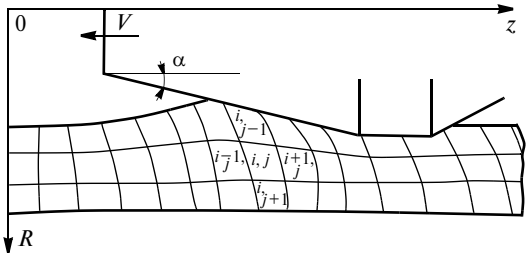


Рис. 2. Делительная сетка, нанесенная на меридианальное сечение осесимметричной детали

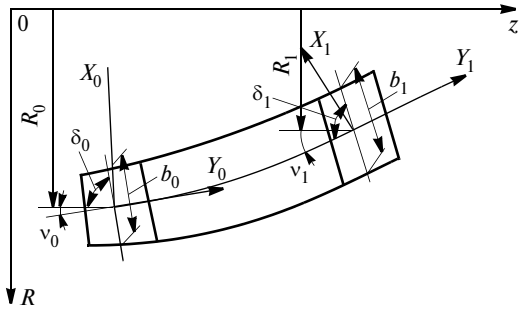


Рис. 3. Изменение формы и размеров ячейки делительной сетки

Разрушение обрабатываемого материала при холодном пластическом деформировании идет непрерывно с начала деформации и по мере ее развития происходит его "разрыхление" — в нем образуются поры и трещины. Причем в некоторый момент времени процесс приобретает лавинообразный характер, т. е. трещины теряют устойчивость и начинают быстро расти, в поверхностном слое детали появляются видимые глазом дефекты.

Таким образом, чтобы определить напряженное состояние в поверхностном слое, обработанном деформирующим элементом, знать напряженно-деформированное состояние очага деформации при деформирующем протягивании, начиная от необработанных участков до полностью обработанных, действительно, необходимо. И такое знание дает вычисление ψ_i в каждой *i*-й ячейке делительной сетки: на любой глубине от поверхностей узнаем степень использования запаса пластичности материала поверхностного слоя после его обработки.

Анализ литературных источников показал, что применительно к обработке отверстий деформирующими элементами интенсивность контактных явлений можно оценивать по коэффициенту трения, который напрямую зависит от напряженно-деформированного состояния в зоне контакта деформирующего элемента с обрабатываемым материалом. В свою очередь, этот показатель оценивается по изменению касательных и нормальных напряжений в той же зоне контакта. Зная же этот показатель, не представляет труда рассчитать износ рабочих поверхностей деформирующего элемента.

Изучение литературных источников, посвященных критериям оценки качества и механике взаимодействия деформирующего элемента с обрабатываемым материалом [1, 2], позволило также выявить технологические факторы, влияющие на эти критерии. Ими являются натяг на деформирующий элемент; относительная толщина стенки обрабатываемой детали; геометрия деформирующего элемента; угол рабочего конуса; угол обратного конуса; ширина цилиндрической ленточки; физико-механические свойства обрабатываемого материала; параметры качества заготовки. Причем влияние перечисленных факторов неодинаково: наиболее "сильные" из них — угол рабочего конуса деформирующего элемента, натяг на деформирующий элемент, относительная толщина стенки обрабатываемой детали. Остальные же (угол обратного конуса деформирующего элемента и ширина его цилиндрической ленточки и т. д.) существенного влияния на напряженно-деформированное состояние материала в зоне обработки практически не оказывают.

На основе выполненных экспериментальных исследований методом делительных сеток авторы получили аналитические зависимости изменения компонент тензора скоростей деформаций, интенсивности и степени деформации сдвига, а также компонент тензора напряжений, интенсивности напряжений, гидростатического давления и показателя напряженного состояния вдоль очага деформации при различных значениях технологических факторов. Кроме того, на основе характеристик напряженно-деформированного состояния выведены зависимости изменения степени использования запаса пластичности и коэффициента трения

вдоль очага деформации при обработке отверстия деформирующим элементом для различных значений технологических факторов.

Удалось сделать и многое другое. Например, экспериментально установлена связь напряженно-деформированного состояния очага деформации с его геометрией, определяемой высотой волны внеконтактной деформации, которая перемещается перед деформирующим элементом, а также угол наклона профиля в зоне контакта с рабочим конусом деформирующего элемента; получены эмпирические зависимости для различных обрабатываемых материалов; исследован износ деформирующих элементов по ширине цилиндрической ленточки и режущих зубьев по задней поверхности в зависимости от значений технологических факторов; доказано, что изменение интенсивности износа рабочих элементов напрямую связано с напряженно-деформированным состоянием в зоне контакта; исследована связь напряженно-деформированного состояния в зоне обработки и коэффициента трения для различных значений технологических факторов, а также параметров качества поверхностного слоя, полученных после обработки отверстия деформирующим элементом с различными технологическими параметрами, и силы последующего резания со степенью использования запаса пластичности этого слоя.

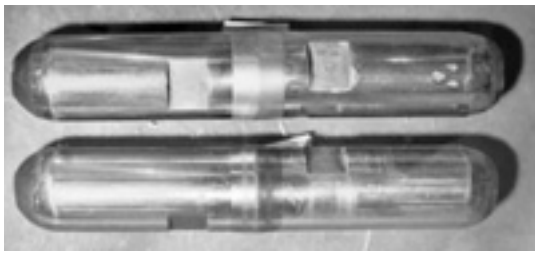


Рис. 4. Однозубый дорн с деформирующим элементом, выполненным из быстрорежущей стали Р6М5

Результаты исследований были использованы при разработке конструкции дорна (рис. 4) для обработки поршневых пальцев автомобильных дизелей. Для снижения адгезионных явлений уменьшен угол заборного конуса дорна до 3°. Кроме того, была модернизирована деформирующе-режущая прошивка для обработки коромысел клапана двигателей: угол ее заборного конуса увеличен с 5 до 7°, что позволило уменьшить износ режущих зубьев прошивки до 2 раз.

Литература

1. Колмогоров В.Л. Напряжения, деформации, разрушение. — М.: Металлургия, 1970. — 230 с.
2. Самилкин Д.В. Повышение эффективности деформирующе-режущего протягивания на основе совершенствования схемы обработки. — МАМИ, 1989. — 169 с.

УДК 574

Снижение вредного влияния сжатого воздуха на окружающую среду при эксплуатации пневмосистем технологического оборудования

Канд. техн. наук Н.С. ЧЕРНОВ, В.П. МУРАНОВСКИЙ

Тольяттинский ГУ, ВАЗ (8 8482 53-93-33)

Рассматривается проблема снижения вредных выбросов в атмосферу при работе пневмосистем технологического оборудования.

Ключевые слова: *вредные выбросы в атмосферу, пневматические системы.*

Chernov N.S., Muranovsky V.P.

DECREASE IN THE ADVERSE EFFECT OF COMPRESSED AIR ON ENVIRONMENT AT OPERATION OF PNEUMATIC

The problem of decrease in harmful emissions in atmosphere is considered at work of pneumatic systems of the process equipment.

Keywords: *harmful emissions in atmosphere, pneumatic systems.*

Промышленные предприятия — очень крупные потребители сжатого воздуха. Он применяется практически во всех технологических процессах — механообработке, сборочных производствах, на участках контроля и т. д. Но самое массовое его использование — в исполнительных механизмах технологического оборудования, т. е. в устройствах, которые в большинстве случаев требуют смазывания. Наиболее распространенный способ — сжатым воздухом с распыленным в нем смазочным материалом. Что, естественно, приводит к загрязнению этими материалами воздуха, окружающего оборудование. Иначе говоря, ухудшает экологическое состояние производственных помещений. И не только. Более того, масляный туман в ряде случаев (например, при сварке кузовных деталей автомобилей), оседая на свариваемых поверхностях, снижает качество швов. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для надежности изделий в эксплуатации.

Специалистам предприятий, занятых выпуском пневмооборудования, это хорошо известно. Поэтому они ищут пути и средства перехода на другие способы смазки его пар трения. Причем небезуспешно. Например, практически вся пневмоаппаратура и все пневматические исполнительные механизмы, предлагаемые рынком в настоящее время, работают без распыления смазочных материалов в сжатый воздух: теперь они в процессе изготовления закладываются в узлы трения, обеспечивая их работоспособность на протяжении всего срока службы.

Однако такое решение породило, как это нередко бывает, новую проблему — потребовало ужесточения требований к качеству сжатого воздуха, используемого для работы пневмоагрегатов. В частности, к его осушке до точки росы не выше 276 К, или +3 °С, и очистке (фильтрации) от твердых примесей размерами до 40 или до 5 мкм в зависимости от конкретного потребителя.

Для полного удаления влаги и загрязнений пневмосистемы на входе в технологическое оборудование на ВАЗе разработана система, схема которой приведена на рисунке. Как из него видно, на входе в цех воздушная магистраль снабжена мощным осушителем *1* воздуха. Затем осушенный воздух через клапан *2*, магистральный фильтр *21* и водоотделитель *20* поступает в фильтр каж-

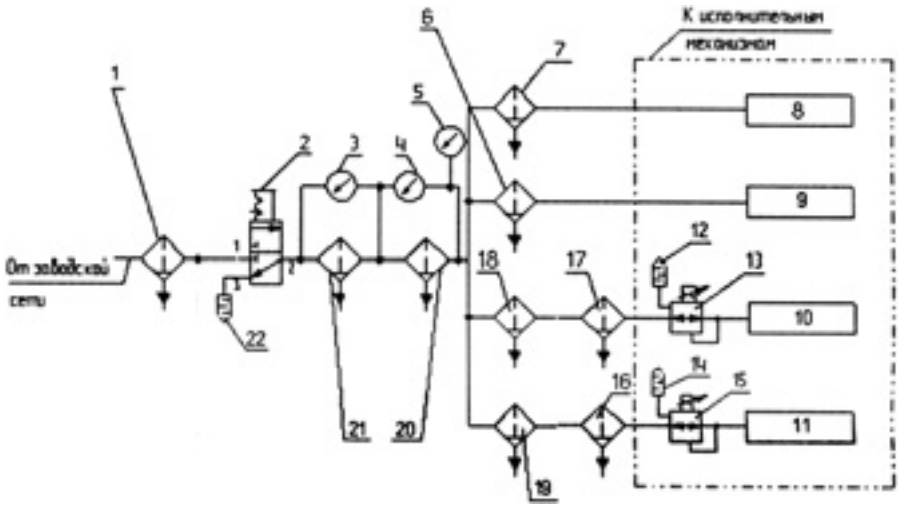


Схема очистки и осушки сжатого воздуха:
1 — осушитель; *2* — клапан; *3*, *4*, *5* — манометр; *6*, *7*, *18*, *19*, *21* — магистральные фильтры; *8*, *9*, *10*, *11* — исполнительные механизмы технологического оборудования; *12*, *14*, *22* — пневмоглушители; *13*, *15* — редукционные клапаны; *16*, *17*, *20* — влагоотделители

дой единицы пневмооборудования (фильтр *7* оборудования *8*, фильтр *6* оборудования *9* и т. д.).

Таким образом, воздух, отбираемый от заводской воздушной сети, проходит две ступени очистки от загрязнений и одну — от влаги. Причем водоотделитель установлен после магистральных фильтров, благодаря чему достигается максимальная эффективность его очистки: твердые частицы, масло и основная часть влаги задерживаются магистральным фильтрами *21*, *6*, *7*, *18*, *19*, а основная часть влаги — водоотделителем *20*. Для тех же потребителей, которым нужен очень сухой воздух (например, для линий автоматической сварки), предусмотрены вторые водоотделители (*16*, *17*).

Основные характеристики предлагаемой схемы следующие: температура сжатого воздуха — 292—293 К (19—20 °С); максимальное его рабочее давление — 1,2 МПа (12 кгс/см^2); минимальное его рабочее давление — 0,05 МПа (0,5 кгс/см^2); диапазон рабочих температур — 278—333 К (+5—60 °С); тонкость фильтрации — 3 мкм; содержание масла на выходе из магистрального фильтра — не более 5 мг/нм^3; степень водоотделения — 99 %.

Из сказанного следует, что рассмотренная система довольно надежно защищает пневмооборудование от неблагоприятных факторов, создаваемых общезаводской системой сжатого воздуха. Однако в этом оборудовании существуют и внутренние факторы, вызывающие загрязнение воздуха, прошедшего очистку и осушку. Это ржавчины и другие продукты окисления и химических реакций элементов пневмосистемы, обусловленные наличием паров и конденсата воды. Например, опыт показывает, что ржавчина и окалина составляют 90—98 % общих загрязнений, попадающих в пневмосистемы оборудования, и что основное количество твердых загрязнений образуется при перемещении сжатого воздуха именно по трубопроводам и трубопроводной аппаратуре. И здесь может быть только одно решение — освоение производства трубопроводов и трубопроводной арматуры из полимеров и других материалов, не подверженных окислению и обладающих высокой эксплуатационной надежностью. И оно понятно: в настоящее время на ВАЗе в качестве жестких трубопроводов используются исключительно оцинкованные трубы и арматура к ним, а в остальных случаях (при диаметрах меньше 15 мм) — трубопроводы, выполненные из полиуретана или полиамида, а трубопроводные соединения (быстроразъемными с цанговыми зажимами) — из полимеров, нержавеющей стали или никелированной латуни.

Приведенные выше технические решения позволили обеспечить безотказную работу технологического оборудования, улучшить качество сварки кузовов и подготовку их поверхностей под окраску и, самое главное, — исключить вредные выбросы при выхлопе сжатого воздуха в атмосферу.

УДК 621.01-192

Комбинированный метод расчета надежности вала при нечетких и случайных базовых параметрах

Д-р техн. наук В.С. УТКИН

Вологодский ГТУ (81-72. 75-59-20)

На примере вала привода ременной передачи рассматривается новый (комбинированный) метод расчета надежности механических систем на стадии их эксплуатации, учитывающий изменчивость параметров предельного состояния по критерию усталостной прочности.

Ключевые слова: *надежность, элемент, деталь машины, усталостная прочность, вал, ременная передача, комбинированный метод.*

Utkin V.S.

CALCULATION OF INDIVIDUAL SHAFT RELIABILITY BY THE COMBINED METHOD AT INDISTINCT AND ACCIDENTAL BASE PARANETERS

Problem statement of mechanical systems calculation reliability and the new combined method of reliability calculation on example of individual shaft of belt transmission at exploitation stage with accounting variability of parameters in mathematical model of limiting state accordihg to thecriterion of fatigue durability are considered.

Keywords: *reliability, element, machine element, fatigue durability, shaft, belt transmission, combined method.*

С 1 сентября 2010 г. введен в действие ГОСТ Р 27.004—2009 "Надежность в технике. Модели отказов", положения которого распространяются на изделия любых видов техники и предусматривают решение задачи прогнозирования безотказности на всех стадиях их жизненного цикла и особенно — на стадии эксплуатации. Кроме того, уже действуют ГОСТ Р 27.403 и ГОСТ 27.404—2009, которые регламентируют планы испытаний при контроле вероятности безотказной работы и коэффициента готовности изделий.

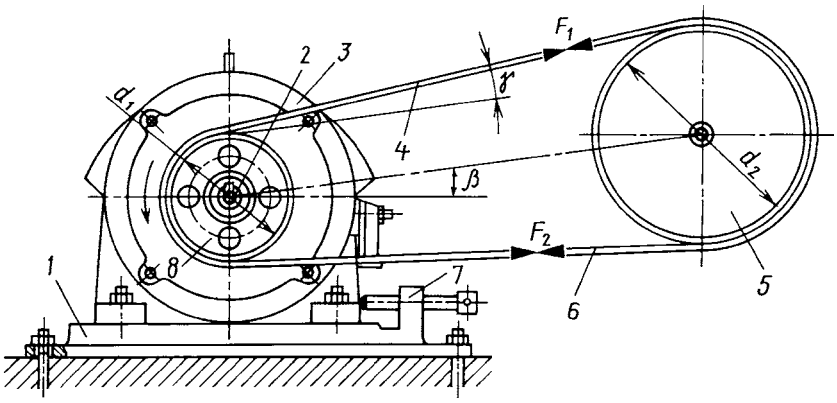


Рис. 1. Схема ременной передачи:
1 — салазки; *2* — вал электродвигателя; *3* — электродвигатель; *4*, *6* — элементы приводного ремня; *5, 8* — шкивы; *7* — устройство

Их появление, в принципе, не вносит существенных изменений в сложившуюся практику. Например, вероятность отказа и другие показатели надежности элемента (детали) изделия (машины) и изделия в целом по-прежнему определяются либо экспериментально, либо экспериментально-теоретически с использованием математического аппарата вероятностно-статистического метода расчета надежности, для которого необходима полная статистическая информация о базовых параметрах в математических моделях предельных состояний — состояний, при которых дальнейшая эксплуатация объекта недопустима или нецелесообразна.

Названные выше документы ничего нового здесь не вносят. В них при оценке надежности системы рекомендуется начинать работу с определения вероятности отказа (или безотказной работы) именно отдельного ее элемента, поскольку надежность любой механической (и не только) системы определяется надежностью отдельных ее элементов и структурной схемой. Причем явное предпочтение отдается методам экспериментально-теоретическим, в частности — вероятностно-статистическим.

Однако при этом возникает серьезная проблема: для реализации таких методов необходима полная статистическая информация о параметрах расчетной модели, т. е. наличие известных исследователю функций (законов) распределения параметров — случайных величин и зависимостей между ними. Что на практике, как правило, отсутствует. Поэтому расчеты на надежность данными методами, несмотря на их широкую известность, так и не получили распространения среди эксплуатационников. И вряд ли этому помогут перечисленные выше нормативные документы.

Сгладить хоть в какой-то мере давно сложившееся противоречие пытались многие. И главное направление их работы состояло и состоит в том, чтобы неполноту статистической информации компенсировать математическими методами. И надо сказать, что определенные успехи здесь уже есть. Например, разработанная теория [1] возможностей с нечеткими переменными, которая, будучи взятой в терминах теории вероятностей, дает неплохие результаты при расчетах надежности систем и их элементов. Но результаты расчетов получаются несколько "размытыми", что лишний раз доказывает: никакие математические ухищрения не могут заменить недостающую статистическую информацию о параметрах предельных состояний технических изделий без потери точности получаемых результатов.

Здесь, очевидно, нужны какие-то другие подходы. И они есть. На практике встречаются ситуации, при которых одни параметры любой математической модели имеют неполную информацию, их называют нечеткими переменными, а другие, в терминах теории вероятностей, имеющие полную статистическую информацию, — случайными. Благодаря комбинации параметров и учету дополнительной информации о случайных величинах появилась возможность существенного повышения информативности результатов расчета надежности и, соответственно, облегчения принятия решения в отношении безопасности и целесообразности дальнейшего использования изделия.

Как это делается, рассмотрим на примере одной из самых простых, распространенных в машиностроении и в то же время самых ответственных деталей — валов. Их применяют в различных передачах (ременных, зубчатых, фрикционных и т. д.), но в нашем случае возьмем ведущий вал ременной передачи (рис. 1), поскольку с ее эксплуатационной надежностью связана работоспособность других систем — двигателя, электрооборудования с валами, ремнями и шкивами.

Математическая модель предельного состояния вала этой передачи с приводом от электродвигателя по критерию усталостной прочности, по четвертой энергетической теории прочности, с учетом изменчивости параметров (в формулах отмечаем ее волнистой линией над символами) имеет вид формулы № 1 (см. таблицу). Очевидно, что для ведомого вала формула будет такой же.

Для конкретности расчетов надежности примем, что вал — консольный, его длина равна $l_р$ и что известны предел выносливости $\sigma_{-1д}$ его материала с учетом коэффициента концентрации напряжений (k_σ) в его галтелях, его обработки (β) и масштабного фактора (ε_σ) [2]. При этом предел выносливости $\sigma_{-1д}$ можно рассматривать как детерминированную величину. А если учесть деградацию материала в процессе работы и влияние некоторых других факторов на нее, то $\sigma_{-1д}$ целесообразно определять непосредственно на валу и считать его величиной, изменяющейся в процессе эксплуатации. Предлагается определять ее косвенно. Например, методом царапания [3], т. е. по твердости материала. Для этой цели пригодны эмпирические формулы № 2. Но в силу ограниченности объема и неточности измерений твердости H_u в реальных условиях эксплуатации передачи $\sigma_{-1д}$ будем рассматривать как нечеткую переменную, а число измерений передаваемой валом мощности и частоты вращения — на представительных выборках, необходимых для выявления вероятностных законов распределения, что позволяет считать их случайными величинами. При этом можно приближенно принять [2], что $F_1 = F_0 + 0{,}5F_t$ и $F_2 = F_0 - 0{,}5F_t$, где F_0 — предва-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\tilde{\sigma}_{экв} = \sqrt{\tilde{\sigma}_и^2 + 3\tilde{\tau}_к^2} \leqslant \tilde{\sigma}_{-1д}$	$\tilde{\sigma}_и = \tilde{M}_и / 0{,}1 d_1^3$; $\tilde{\tau}_к = \tilde{M}_к / 0{,}2 d_1^3 = 9554 \tilde{N} / 0{,}2 d_1^3 \tilde{n}_1$; $\tilde{N}$ — мощность на валу электродвигателя; n_1 — частота вращения этого вала; $\tilde{\sigma}_{-1д}$ — предел выносливости материала вала
2	$\sigma_{-1} = (0{,}4 \div 0{,}5)\sigma_в$; $\sigma_{-1д} = \dfrac{\sigma_1 \varepsilon_b \beta}{K_б}$	$\sigma_в = 0{,}26 H_ц - 71$; $H_ц = 3{,}78 F_{ин}/b^2$; $F_{ин} = 80$ Н — усилие, с которым ножка индентора прижимается к поверхности вала; b — ширина царапины
3	$\sigma_и = \dfrac{(F_1 + F_2) l_p \cos\gamma}{0{,}1 d^3} = \dfrac{2 F_0 l_p \cos\gamma}{0{,}1 d^3}$	γ — угол наклона ремня относительно оси, соединяющей оси валов
4	$\sigma_{-1д} = \sqrt{\left(\dfrac{2 F_0 l_p \cos\gamma}{0{,}1 d^3}\right)^2 + 3\left(\dfrac{9554 \tilde{N}}{0{,}2 d^3 \tilde{n}_1}\right)}$	—
5	$\pi_{\sigma_{-1д}} = \exp\left\{-\left[\dfrac{\sigma_{-1д} - a_{\sigma_{-1д}}}{b_{\sigma_{-1д}}}\right]^2\right\}$	$a_{\sigma_{-1д}} = (\sigma_{-1дmax} + \sigma_{-1дmin})/2$; $b_{\sigma_{-1д}} = (\sigma_{-1дmax} - \sigma_{-1дmin})/2\sqrt{-\ln\alpha}$; $\alpha \in [0, 1]$ — уровень среза; $\sigma_{-1дmax}$ и $\sigma_{-1дmin}$ берутся из вариационного ряда результатов измерений $\sigma_{-1д}$; значение уровня среза задают
6	$\left.\begin{aligned} m_\sigma^2 &= \left(\dfrac{2 m_{F_0} l_p \cos\gamma}{0{,}1 d_1^3}\right)^3 + 3\left(\dfrac{9554 m_N}{m_n 0{,}2 d_1^3}\right) \\ S_\sigma^2 &= \left(\dfrac{\partial\sigma}{\partial F_0}\right)_m^2 S_{F_0}^2 + \left(\dfrac{\partial\sigma}{\partial N}\right)_m^2 S_N^2 + \left(\dfrac{\partial\sigma}{\partial n}\right)_m^2 S_N^2 \end{aligned}\right\}$	—
7	$\rho(\sigma) = \dfrac{1}{\sqrt{2\pi} S_\sigma} e^{-\frac{(x - m_\sigma)^2}{2 S_\sigma^2}}$	$x = \sigma$ — обозначение значения случайной величины $\tilde{\sigma} = \tilde{\sigma}_{экв}$
8	$\left.\begin{aligned} \underline{P} &= 1 - \int_0^\infty \rho_X(x) \overline{P}_Y(x) dx \\ \overline{P} &= 1 - \int_0^\infty \rho_X(x) \underline{P}_Y(x) dx \end{aligned}\right\}$	—
9	$\left.\begin{aligned} \underline{P} &= 1 - \int_0^\infty \rho_X(x) \pi_Y(x) 1 dx \\ \overline{P} &= 1 - \int_0^\infty \rho_X(x)(1 - \pi_Y(x)) dx \end{aligned}\right\}$	—
10	$\underline{P} = 1 - \int_0^\infty \dfrac{1}{\sqrt{2\pi} S_\sigma} e^{-\frac{(x - m_\sigma)^2}{2 S_\sigma^2}} e^{-\left(\frac{x - a_Y}{b_Y}\right)^2} dx - \int_0^\infty \dfrac{1}{\sqrt{2\pi} S_\sigma} e^{-\frac{(x - m_\sigma)^2}{2 S_\sigma^2}} dx$ $\overline{P} = 1 - \int_0^\infty \dfrac{1}{\sqrt{2\pi} S_\sigma} e^{-\frac{(x - m_\sigma)^2}{2 S_\sigma^2}} \left(1 - e^{-\left(\frac{x - a_Y}{b_Y}\right)^2}\right) dx$	—
11	$Q = e^{-\beta^2}$	—

рительное натяжение ремня, которое можно определить по стреле его провисания при отсутствии внешней нагрузки, и F_t — окружное усилие.

Рассматриваемый вал изгибается силами F_1 и F_2 в двух плоскостях (рис. 2). Но влиянием их составляющих $F_i \sin\gamma$ при малых углах γ можно пренебречь — в силу их противоположного воздействия. Однако в других случаях их можно учесть. Но в статье для сокращения ее объема рассматривается упрощенный вариант, при котором напряжения $\sigma_и$ от изгиба вала дает формула № 3, а формула № 1 с учетом изменчивости $\tilde{N}$, $\tilde{n}$, $\tilde{F}_0$ и $\tilde{\sigma}_{-1д}$ принимает вид формулы № 4.

Теперь рассмотрим технологию расчета надежности вала по критерию усталостной прочности при условии, что $\tilde{F}_0$, $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ — случайные величины, а $\tilde{\sigma}_{-1д}$ — нечеткая переменная с функцией распределения возможностей, описываемая формулой № 5.

По принципу линеаризации [4] для левой части уравнения № 2 найдем, предполагая независимость между F_0, N и n, значения математического ожидания m_σ и среднего квадратического отклонения S_σ. Для этого случайные величины F_0, N и n заменим математическими ожиданиями m_{F_0}, m_N и m_n, а для определения S_σ используются их средние квадратические отклонения S_{F_0}, S_N и S_n. В итоге получаем формулы № 6.

Далее. Известно: если аргументы случайной функции подчиняются нормальному закону распределения, то можно считать, что и функция от случайных аргументов с достаточно

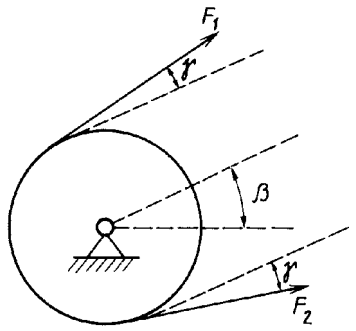


Рис. 2. Расчетная схема шкива передачи

большой вероятностью подчиняется этому закону. Отсюда следует: если $\tilde{F}_0$, $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ распределены по нормальному закону, то с достаточной для практики расчетов точностью можно считать, что $\tilde{\sigma}_{экв}$ тоже распределено по нормальному закону с математическим ожиданием m_σ и средним квадратическим отклонением S_σ. Соответственно плотность $\rho_\sigma(x)$ вероятности распределения при обозначении $\sigma_{экв} = x$ и $\tilde{\sigma}_{экв} = \sigma$ примет вид формулы № 7.

В работе [4] рассмотрена теория расчета надежности в ситуации, когда нагрузка X задана функцией плотности $\rho_X(x)$ вероятности распределения, а обобщенная прочность Y — функцией распределения $P_Y(y) = P_Y(x)$ (рис. 3). В той же работе приведена формула вероятности P безотказного функционирования, которую можно преобразовать в формулу № 8. При этом плотность $\rho_\sigma(x)$ вероятности нагрузки $\tilde{\sigma}_{экв}$ и функция распределения возможностей нечеткой переменной $\tilde{\sigma}_{-1д}$ прочности считаются известными.

И еще. В работе [1] для описания нечеткой переменной Y дается множество функций вероятностей $P_Y(x)$, которые по условию согласованности отвечают требованиям $P_Y(x) \le P_Y(x) \le \bar{P}_Y(x)$, где $\underline{P}_Y(x)$ и $\bar{P}_Y(x)$ — нижняя и верхняя функции вероятностей. Эти функции приведены на рис. 4, только в них $\sigma_{-1д}$ заменена на Y.

Соответственно распределениям $\underline{P}_Y(x)$ и $\bar{P}_Y(x)$ в рассматриваемом расчете надежности вала будем иметь два значения вероятности безотказной работы вала (формулы № 8). И совершенно очевидно, что истинное значение надежности находится в интервале $[\underline{P}, \bar{P}]$, т. е. в зоне, которая на рис. 4 заштрихована. При этом из рис. 4 видно, что

$$\underline{P}_Y(x) = \begin{cases} 0, \text{ если } x \le a_Y \\ 1 - \pi_Y(x), 1 \text{ если } x > a_Y \end{cases}$$

$$\text{и } \bar{P}_Y(x) = \begin{cases} \pi_Y(x), \text{ если } x \le a_Y \\ 1{,}1 \text{ если } x > a_Y \end{cases}.$$

Тогда расчетные формулы для значений вероятности безотказной работы вала можно записать в виде формул № 9. Затем, используя формулы № 5 и 9, находим окончательные формулы № 10 для определения $\underline{P}$ и $\bar{P}$.

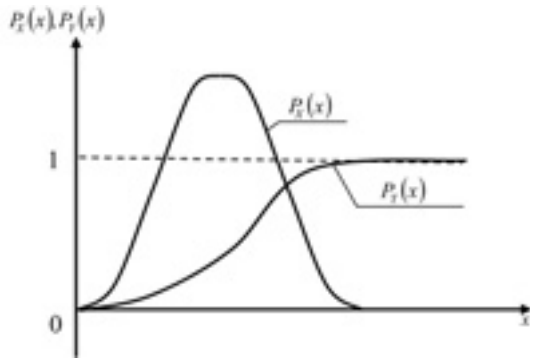


Рис. 3. Функции распределения и плотности $F_Y(x)$ распределения $P_X(x)$

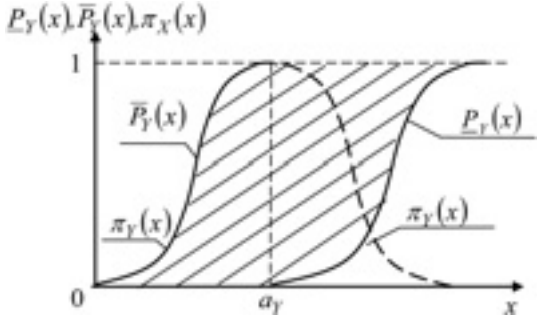


Рис. 4. Функции границ распределения вероятностей $\underline{P}_Y(x)$, $\bar{P}_Y(x)$ и возможностей $\pi_X(x)$

Приведем конкретный пример расчета.

Пусть для вала ременной передачи известны m_σ, S_σ, $a_x = a_{\sigma_{-1д}}$ и $b_x = b_{\sigma_{-1д}}$ (m_σ = 500 МПа, S_σ = 50 МПа, a_x = 600 МПа, b_x = 47,6 МПа). Случайные величины $\tilde{F}_0$, $\tilde{N}$, $\tilde{n}$ изменяются по нормальному закону распределения, а $\tilde{\sigma}_{-1д}$ — нечеткая переменная с параметрами a_x и b_x. Тогда по формуле № 10 получаем: $\underline{P}$ = 0,877; $\bar{P}$ = 0,999. То есть истинное значение показания надежности вала находится в интервале [0,877, 0,999].

Теперь повторим решения этого примера возможностным методом. Для этого будем считать случайную величину $\tilde{\sigma} = \tilde{\sigma}_{1д}$ нечеткой переменной с функцией распределения возможностей, соответствующей формуле № 5, и a_σ = 500 МПа, b_σ = 50 МПа.

Исходя из принципа обобщения теории возможностей [1] и формирования нечеткой функции $Z(z) = \frac{\tilde{\sigma}}{\sigma_{-1д}} \le 1$, имеем: $z = \frac{r - b_\sigma \beta}{a_{\sigma_{-1д}} + b_{\sigma_{-1д}}\beta} = 1\frac{500 - 50\beta}{600 + 47{,}6\beta} = 1$. Отсюда $\beta = -0{,}976$.

Возможность Q отказа дает формула № 11. Подсчитанное по ней Q = 0,38. Тогда необходимость N безотказной работы вала должна составлять $(1 - Q)$ = 0,62. Но так как $\sigma_{экв}$ = 500 МПа < $a_{\sigma_{-1д}}$ = 600 МПа, то возможность R безотказной работы равна единице. Следовательно, показатель надежности вала будет находиться в интервале 0,62—1.

Как видим, оценка надежности вала при расчете возможностным методом получилась более "размытой", чем при расчете комбинированным методом, в котором была учтена дополнительная информация о пределе выносливости материала вала как для случайной величины.

В заключение следует подчеркнуть, что комбинированный метод можно использовать для расчета надежности не только валов, но и любых других деталей машин.

Литература

1. Дюбуа Д., Прад А. Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике: Пер. с фр. — М.: Радио и связь, 1990. — 288 с.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. Учебник. — М.: Машиностроение, 1988. — 368 с.
3. Патент на изобретение № 2308018 Рос. Федерации: Устройство для определения твердости материалов методом царапания.
4. Ржаницын А.Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность. — М.: Стройиздат, 1978. — 239 с.

УДК 621.822

Учет слоя смазки при расчете зубчатого зацепления передач с изменяемым межосевым расстоянием на контактную прочность

Д-р техн. наук Г.Д. ДРАГУНОВ, канд. техн. наук П.В. ЯКОВЛЕВ

Южно-Уральский ГУ (351.267-94-41)

Рассматриваются три этапа процесса переключения зубчатой передачи с изменяемым межосевым расстоянием в раздаточной коробке автомобиля типа "Урал". Приведены методики гидродинамического расчета зубьев шестерен для наиболее нагруженных этапов переключения.

Ключевые слова: *раздаточная коробка, подвижные оси, переключение, контактная гидродинамика, методика расчета.*

Dragunov G.D., Yakovlev P.V.

ACCOUNTING FOR LUBRICATION IN THE CALCULATION ON THE CONTACT RESISTANCE GEAR IN THE TRANSMISSION WITH A VARIABLE CENTER DISTANCE

Three stages of switching gear in the transfer case Vehicle Type "Ural" with variable center distance are considered. For the most loaded phases are switching methods hydrodynamic calculation of gear teeth.

Keywords*: transfer case, moving the axis, switching, contact hydrodynamics, the method of calculation.*

Надежность и долговечность трансмиссий колесных машин определяется в основном их нагрузочными режимами. При этом среди множества деталей, входящих в узлы и агрегаты трансмиссий, в особую группу обычно выделяют детали, непосредственно передающие крутящий момент от двигателя к ведущим колесам (или наоборот), т. е. зубчатые колеса, подшипники опор, валы и фрикционные элементы. Однако и среди них наибольший интерес представляют зубчатые колеса, выход из строя которых в большинстве случаев вызван выкрашиванием контактирующих поверхностей, а также поломкой зубьев. Поэтому в дальнейшем речь будет идти именно о зубчатых колесах. Тем более что, несмотря на накопленный опыт по расчету и эксплуатации закрытых хорошо смазываемых зубчатых передач, многие авторы отмечают: сущность явлений, происходящих в контакте зубьев при наличии разделяющего их масляного слоя во многом еще не ясна.

Авторы статьи на протяжении ряда лет проводили расчетные и экспериментальные исследования схем ступенчатых механических редукторов с безостановочным переключением передач. В частности, исследовали раздаточную коробку автомобиля "Урал", передачи в которой переключаются именно за счет изменения межосевого расстояния сопрягаемых пар шестерен (рис. 1).

Эта схема переключения имеет, по сравнению с другими схемами, ряд несомненных преимуществ: у нее высокое быстродействие, отсутствие необходимости в синхронизаторах, легкость автоматизации процесса переключения на всех трех его этапах: включение повышенной передачи — водило зафиксировано (рис. 2, *а*); включение "нейтрали" — водило освобождено и поворачивается под действием внутренних сил в зацеплении и внешних сил, приложенных к рычагу водила в направлении включаемой передачи (рис. 2, *б*); включение пониженной передачи — водило зафиксировано (рис. 2, *в*).

В ходе исследований было установлено, что, несмотря на экстремальные динамические (ударные) нагрузки, возникающие в контактирующих парах зубьев при переключении передач путем изменения межосевого расстояния, главенствующую роль в процессе разрушения шестерни в условиях хорошей смазки играют все-таки усталостные явления. Но, главное, анализ показал, что даже значительные усилия от одной движущейся упругой поверхности к другой передаются через промежуточный смазочный слой. Другими словами, слой смазки между контактирующими поверхностями зубьев есть всегда.

Поэтому и возникла необходимость учета влияния этого слоя на величину напряжений, возникающих на контактирующих поверхностях в процессе первого и третьего из перечисленных выше этапов переключения передач. И вот что при этом выяснилось.

На первом этапе зубчатая передача нагружается равномерно. Потому что в смазке, вовлекаемой в движение, возникают гидродинамические давления, равнодействующая которых уравновешивается внешней нагрузкой. Величины и распределение этих давлений зависят от формы зазора между контактирующими поверхностями, образующегося в результате упругих деформаций зубьев, а вязкость смазки в зазоре — от местного давления. В связи с чем вязкость может возрастать внутри зоны контакта до величин, превышающих жесткость стальных деталей.

Чтобы решить поставленную задачу, т. е. учесть влияние смазки, заменим эвольвенты зубьев на два цилиндра, перекатывающиеся и скользящие один относительно другого (рис. 3) со скоростями U_1 и U_2 соответственно. Допустим, далее, что

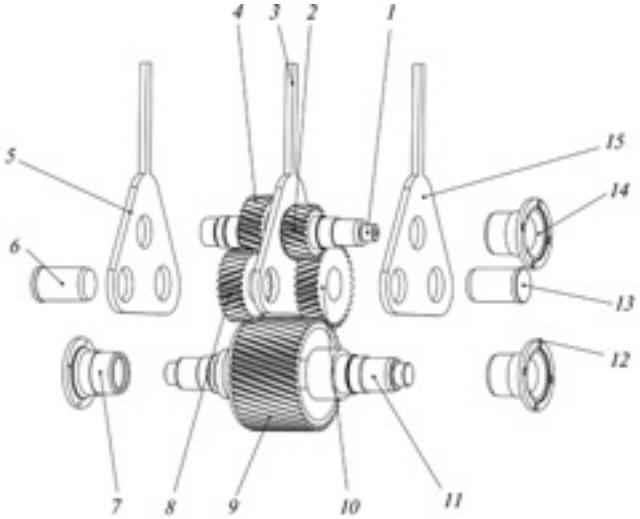


Рис. 1. Схема РК с изменяемым межосевым расстоянием:
1 — ведущий вал; *2* — ведущая шестерня пониженной передачи; *3*, *5*, *15* — пластины водила; *4* — ведущая шестерня повышающей передачи; *6*, *13* — оси паразитных шестерен; *7* — фланец привода заднего моста; *8*, *10* — паразитные шестерни повышенной и пониженной передачи соответственно; *9* — коронная шестерня межосевого дифференциала; *11* — выходной вал; *12* — фланец привода переднего моста; *14* — фланец привода от двигателя

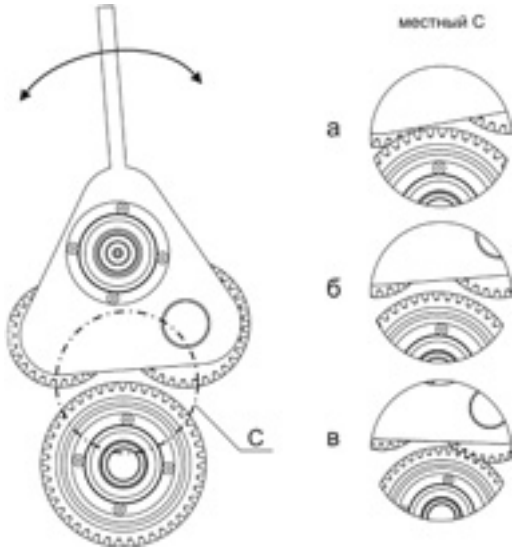


Рис. 2. Схема предлагаемого способа переключения передач

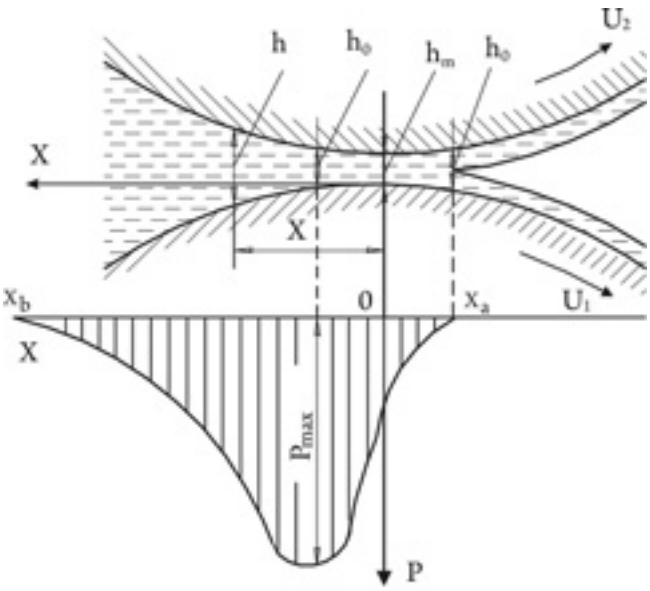


Рис. 3. Схема контакта двух цилиндров

вязкость μ масла зависит от давления p по формуле Баруса [1] (формула № 1 в таблице). И воспользуемся уравнением Рейнольдса (формула № 2).

Это промежуточный этап решения задачи. После его выполнения получаем профиль зазора h (рис. 4). Но если к нему прибавить значение деформации υ_1 в каждой точке, то, очевидно, получится профиль зазора h_1 до деформирования при любом поперечном смещении Δ профилей.

Из рис. 4 следует формула № 3. Входящий в нее зазор h_1 между двумя цилиндрами до деформирования на узком участке зоны контакта с высокой степенью точности может быть описан квадратичной параболой (формула № 4).

Теперь предположим, что деформация υ_1 пропорциональна локальному давлению p (формула № 5). Тогда, подставив ее значение в формулу № 4, получим уравнение контактной гидродинамики (формула № 6).

Таким образом, второй этап решения задачи сводится к совместному решению уравнений № 2 и 6. Причем для упрощения расчетов и сокращения числа независимых расчетных параметров эти уравнения лучше всего привести к безразмерному виду. Для этого обозначим размерные параметры через соответствующие безразмерные величины: $x = B_1 z$, $p = Bk$, $h = h_0 H$ (z — безразмерная координата в направлении, обратном движению поверхностей трения; k — безразмерное давление в смазочном слое; H — безразмерная толщина смазочного слоя). Но можно пойти и дальше: определить из формул № 2 и 6 параметры B и B_1 таким образом, чтобы, по возможности, упростить и безразмерные уравнения. И реально, если учесть, что в месте обрыва смазочного слоя $z = z_a$, $h = h_o$, $p = k = 0$, $H = 1$ (z_a — безразмерная координата конца области трения) из формулы № 6 вытекает формула № 7.

Примем, далее, что $B_1 = \sqrt{2h_0\rho_{пр}}$, а $B = 6\frac{\mu_0 U_\Sigma}{h_0^2} B_1$. В результате получим два безразмерных уравнения приближенной контактно-гидродинамической задачи (формулы № 8).

В этой системе дифференциальных уравнений две неизвестных функции (k и H) и два независимых параметра (C и $B\alpha$). Чтобы их определить, нужно знать значение параметра z_a. И его легко найти из граничных условий. Для чего систему уравнений № 8 интегрируем с конца ($z = z_a$) до начала ($z = z_в$) области трения и, задавшись таким значением z_a, при котором $k(z_b) \approx 0$, решение граничной задачи сводим к решению задачи Коши.

Затем методом итераций определяем параметр z_a и вычисляем нагрузку $q_н$ на единицу длины контакта (формула № 9). А перейдя к безразмерным параметрам, получаем формулу № 10.

Третий этап переключения передачи с изменяемым межосевым расстоянием начинается с касания головок зубьев включаемой пары шестерен, продолжается входом головки зуба во впадину и завершается при расположении шестерен на расчетном межосевом расстоянии фиксацией водила. При этом кинематическая схема раздаточной коробки структурно перестраивается: водило теряет дополнительную степень свободы (способность поворачиваться), появляется разность угловых скоростей вращения, что приводит к удару зубьев включенных шестерен, разделенных слоем смазки. Удар же вызывает в этом слое гидродинамические давления, которые через него деформируют поверхности зубьев.

Образующаяся в результате этих деформаций, а также взаимных перемещений деталей форма зазора определяет распределение гидродинамических давлений, в свою очередь влияющее на деформации и перемещения поверхностей.

Такова "физика". Однако резко выраженная взаимозависимость гидродинамических и контактных явлений затрудняет решение поставленной задачи: во-первых, ее математическое описание весьма трудоемко, так как его необходимо привести к нелинейным интегродифференциальным уравнениям; во-вторых, экспериментальное исследование также затруднительно, поскольку рассматриваемые явления происходят в малых объемах (толщина смазочного слоя измеряется единицами микрон), но при значительных давлениях, изменяющихся на малом участке от нуля до тысяч МПа. Тем не менее в работах различных авторов методики оценки удара через слой жидкости приводятся. Например, В.П. Рындин предлагает [2] свой вариант расчета характеристик ударного импульса (правда, не зубьев шестерен, а дробильного инструмента) и делает вывод: "наличие разделяющего слоя жидкости приводит к изменению спектральных характеристик ударного импульса и "срезу" высокочастотных составляющих импульса, что способствует снижению шума от вибрации ударной штанги". Авторы статьи тоже предлагают вариант расчета, который основан на рассмотренном выше динамическом взаимодействии поверхностей зубчатых шестерен в присутствии смазки.

В чем его суть, рассмотрим на примере того же третьего этапа переключения передач изменением межосевого расстояния. Причем для начальной простоты расчетов возьмем плоскую квадратную пластину A, которая движется с постоянной скоростью υ_0 и ударяется о массивное тело B такого же сечения через слой h жидкости (рис. 5).

Очевидно, что по мере сближения этих тел жидкость вытесняется через переменный торцевой зазор в направлении, нормальном к их перемещению. Скорости пластины (υ_0) и жидкости ($\upsilon_ж$) связаны зависимостью, записанной в виде формулы № 11, из которой следует, что непосредственный контакт произойти не может, при $h = 0$ скорость жидкости должна увеличиться до бесконечности. Что не может не отра-

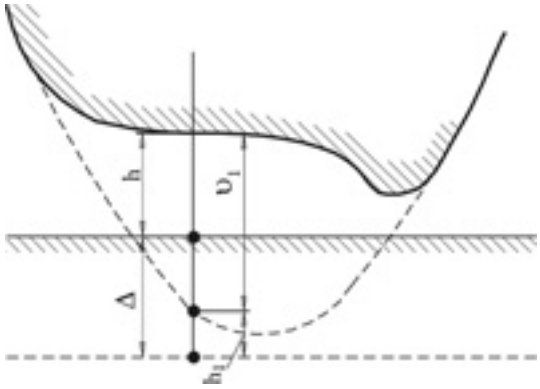


Рис. 4. Профиль зазора до и после деформации

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p)$	μ_0 — кинематическая вязкость масла при атмосферном давлении; α — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала; p — гидродинамическое давление в смазочном слое
2	$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 u_\Sigma \frac{h_0 - h}{h^3} e^{\alpha p}$	x — координата в направлении, обратном движению поверхностей трения; u_Σ — суммарная скорость качения в контакте; h_0 — толщина смазочного слоя в точке, в которой градиент давления равен нулю; h — толщина смазочного слоя в рассматриваемой точке; e — абсолютный эксцентриситет осей цапфы и вкладыша
3	$h = h_1 + \upsilon_1 - \Delta$	—
4	$h_1 = h_{m1} + x^2/(2\rho_{пр})$	h_{m1} — минимальная толщина смазочного слоя до деформирования; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны поверхностей трения
5	$\upsilon_1 = \frac{A'}{E} p$	A' — коэффициент пропорциональности; E — модуль упругости первого рода деформируемых поверхностей
6	$h_1 = h_{m1} + \frac{x^2}{(2\rho_{пр})} + \frac{A'}{E} p - \Delta$	—
7	$(h_{m1} - \Delta)/h_0 = 1 - z_a^2$	—
8	$\frac{dk}{dz} = \frac{1 - H}{H^3} e^{Bak}$; $H = 1 - z_a^2 + z^2 + Ck$	$C = A'B/(Eh_0)e^{Bak}$
9	$q_н = \int_{x_a}^{x_b} p dx$	x_a, x_b — размерные координаты конца и начала области трения
10	$q_н = 12 \frac{\mu_0 u_\Sigma \rho_{пр}}{h_0} K$	$K = \int_{z_a}^{z_b} k dz$
11	$v_{max} = \frac{v_0 L}{4h}$	v_0 — скорость пластины A перед ударом; h — зазор между пластиной A и телом B; L — длина стороны пластины
12	$Q = \frac{h^3 \Delta p H_щ}{12\mu L}$	Δp — перепад давления в зоне "щель—внешнее пространство"; $H_щ$ — ширина (длина) щели; μ — динамический коэффициент вязкости
13	$Q_2 = \frac{L^2}{4} u = \frac{h^3 \Delta p}{3\mu}$	—
14	$\Delta p = \frac{1}{4} \frac{L^2 \mu}{h^3} u$	—
15	$m\frac{d^2x}{dt^2} + F = m\frac{d^2x}{dt^2} + \Delta p L^2 = 0$	—
16	$\Delta p = \frac{1}{4} \frac{L^2 \mu}{h^3} \frac{dx}{dt}$	—
17	$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{4} \frac{L^4 \mu}{h^3 m} \frac{dx}{dt} = 0$	—
18	$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{1}{4} \frac{L^4 \mu}{m(a-x)^3} \frac{dx}{dt} = 0$	—
19	$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{(a-x)^3} \frac{dx}{dt} = 0$	—
20	$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{du}{dt}\frac{dx}{dt} = \frac{du}{dx} u$; $u\frac{du}{dx} - u\frac{K}{(a-x)^3} = u\left[\frac{du}{dx} - \frac{K}{(a-x)^3}\right] = 0$	—

Окончание таблицы

№ формулы	Формула	Примечания
21	$\frac{du}{dx} + \frac{K}{(a-x)^3} = 0$	—
22	$du = -\frac{K}{(a-x)^3}dx$	—
23	$u = -K\int\frac{dx}{(a-x)^3} = -K\int\frac{du}{u^3} = \frac{K}{2u^2} + C$	—
24	$u = -\frac{K}{2(a-x)^2} + C$	—
25	$u_0 = -\frac{K}{2(a-x_0)^2} + C$	—
26	$C = u_0 + \frac{K}{2(a-x_0)^2}$	—
27	$u = u_0 + \frac{K}{2}\left[\frac{1}{(a-x_0)^2} - \frac{1}{(a-x)^2}\right]$	—
28	$u = u_0 + \frac{K}{2}\left(\frac{1}{h_0^2} - \frac{1}{h^2}\right)$	—
29	$\frac{u}{u_0} = 1 + \frac{K}{2u_0h_0^2} - \frac{K}{2u_0h^2}$	$\beta^2 = K/2u_0$
30	$\frac{u}{u_0} = 1 - \left(\frac{h}{\beta}\right)^{-2}$	—

зиться на формировании ударных импульсов, поскольку упругие свойства жидкости значительно отличаются от свойств материала соударяющихся твердых тел.

Чтобы показать, как именно отразится, составим дифференциальное уравнение движения пластины вдоль оси x, учитывая, что жидкость вытесняется через торцевой зазор шириной h равномерно. Кроме того, для упрощения расчетов будем считать, что: жидкость — вязкая и несжимаемая; ее давление равномерно распределено по соударяющимся поверхностям, а вязкость и температура не меняются; плоскости соударения параллельны.

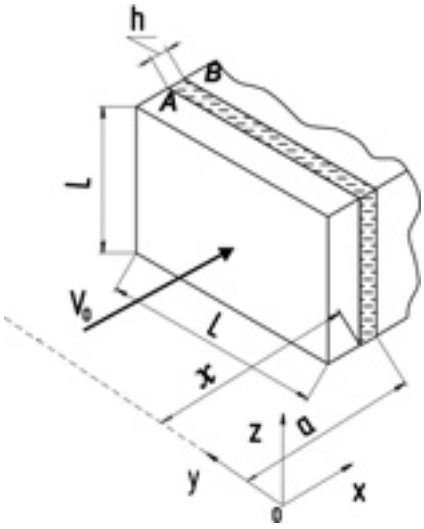


Рис. 5. К расчету влияния слоя жидкости на удар

При этих допущениях расход Q жидкости через зазор h можно определить по известной [3] формуле № 12.

Чтобы определить входящую в эту формулу разность (перепад) Δp давлений, найдем сначала объем Q_2 жидкости, вытесняемый пластиной, движущейся со скоростью u за 1 с. Если исходить из условия неразрывности потока ($Q_1 = Q_2$), то этот объем можно подсчитать по формуле № 13. Тогда значение Δp даст формула № 14.

С другой стороны, дифференциальное уравнение движения пластины — формула № 15. Кроме того, формулу № 14 можно записать в виде формулы № 16. Следовательно, и формулу № 15 — в виде формулы № 17.

Далее. Как видно из рис. 5, $h = a - x$, где a — абсцисса положения ударного торца тела B. Тогда, подставив значение h в формулу № 17, получаем нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка (формула № 18).

Попытаемся решить это уравнение в координатах x, u. Для чего перепишем его, обозначив буквой k отношение $\frac{L^4\mu}{4m}$ (формула № 19), и преобразуем в уравнение с разделяющимися переменными (формулы № 20).

Очевидно, если $u \neq 0$, то можно записать формулу № 21, а из нее получить значение du (формула № 22).

Обозначим далее $a - x = u$, тогда $dx = -du$. И, проинтегрировав формулу № 22, выводим формулу № 23, из которой и определяется значение u (формула № 24).

В последней формуле одна неизвестная — постоянная C. Ее можно вычислить из начальных условий: $t = 0$, $x = x_0$, $u = u_0$. То есть формула № 24 приобретает вид формулы № 25, откуда и находится C (формула № 26). В свою очередь, из формул № 22 и 26 получаем формулу № 27. Или, если разницу (a—x_0) обозначить через h, — формулу № 28.

В безразмерной же форме это будет формула № 29. Но если погрешность формулы № 29 увеличить не более чем на 1 %, то для значений $h_0 \geq 10\beta$, можно записать формулу № 30.

Параметр β измеряется в единицах длины и при $h = \beta$ скорость u пластины равна нулю. Следовательно, величина β по своему физическому смыслу соответствует зазору между соударяющимися телами, когда их относительная скорость равна нулю. Иначе говоря, величину β, по аналогии с [2], можно назвать толщиной невытесняемого слоя жидкости.

Резюмируя все сказанное выше, заметим, что рассмотренная методика расчета ударного взаимодействия зубьев шестерен через слой смазки на различных этапах переключения передач с изменяемым межосевым расстоянием, в отличие от применяемых до сих пор методов расчета (контактных или гидродинамических) зубчатого зацепления с "классическим" переключением за счет осевого переключения зубчатых муфт, более полно учитывает особенности физических явлений, имеющих место в зоне контакта зубьев, и значительно ближе к действительности. При исследовании переключения с изменяемым межосевым расстоянием это дает возможность лучше использовать результаты стендовых испытаний и обеспечить работу шестерен с более близкими к оптимальным соотношениями между конструктивными и режимными параметрами. Кроме того, нельзя не отметить, что наличие смазочного слоя в наиболее нагруженной зоне линии зацепления и управление истечением этого слоя через боковые зазоры — перспективный путь снижения нагруженности зубьев шестерен.

Литература

1. Коднир Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д.С. Коднир, Е.П. Жильников, Ю.И. Байбородов. — М.: Машиностроение, 1988. — 159 с.
2. Рындин В.П. Удар тел, разделенных слоем жидкости // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — Кемерово, 2000. № 6. — С. 27—29.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машгиз, 1963.

УДК 629.4.077

Итерационный метод расчета антиблокировочного цикла

Канд. техн. наук М.П. МАЛИНОВСКИЙ

МАДИ (ГТУ) (499. 155-08-20)

Рассматривается применение итерационного метода для расчета тормозного пути АТС, оснащенного антиблокировочной системой. Приведены алгоритм расчета и сравнение его результатов с традиционным методом расчета тормозных параметров.

Ключевые слова: *антиблокировочная система, итерационный метод, расчет тормозных параметров.*

Malinovsky M.P.

ITERATION METHOD OF ANTI-LOCK BRAKING CYCLE CALCULATION

The article says about application of iteration method for calculation of braking distance of a vehicle equipped with anti-lock braking system. The algorithm of calculation and comparison to the traditional method of braking parameters calculation are shown.

Keywords: *anti-lock braking system, iteration method, braking parameters calculation.*

Для многих практических целей значительный интерес, как известно, представляют результаты сравнительного расчета тормозных показателей АТС при его торможении с блокировкой колес и при работе АБС. Методов такого расчета существует много. Однако ни один из них, к сожалению, не учитывает неизбежное при торможении перераспределение сил по осям. В связи с чем автор предлагает еще один метод такого расчета, позволяющий оценить точность данных методов и заключающийся в разложении суммарного времени t торможения на элементарные промежутки dt. Сводится он к определению параметров движения в начале (t_n) и конце (t_{n+1}) шага дифференцирования по dt, а управляющими воздействиями считаются приращения dP_{Ti} тормозных сил на колесах соответствующей оси АТС.

Предлагаемый метод предусматривает три следующие допущения: закон изменения тормозной силы $P_Т$ на колесе — линейный; продольным смещением ΔX центра тяжести подрессорных масс под действием силы $P_и$ инерции, ввиду его незначительности, можно пренебречь; коэффициент φ сцепления шины с опорной поверхностью постоянен во времени и одинаков по величине у всех колес АТС ($\varphi = \varphi_0 = \text{const}$). В качестве исходных данных для расчета приняты: полная масса $m_а$, база L автотранспортного средства, расстояние от центра масс до первой (a) и второй (b) осей, высота h относительно дорожного покрытия, угол ψ продольного уклона (спуска) дороги, коэффициент φ сцепления, номинальное время $t_{ном}$ срабатывания тормозного механизма и число n осей. Исходя из этого, начальные условия расчета, т. е. при $t_n = t_0 = 0$, будут такими: координата x_n выбранной точки АТС по оси движения — $X_n = X_0 = 0$; скорость v_n движения при начале торможения — $v_n = v_0$; тормозные силы на колесах первой (P_{T1n}) и второй (P_{T2n}) осей — $P_{T1n} = 0$ и $P_{T2n} = 0$; его замедление $j_n - j_n = 0$.

Алгоритм расчета тормозных показателей приведен на рисунке.

Как видим, этот алгоритм включает девять этапов.

1. По формуле № 1 (табл. 1) определяется номинальная скорость $dP_{Тном}$ изменения тормозного усилия на i-й оси АТС. При этом принимается, что $\varphi_{ном} = 0{,}7$, для которого в случае гидравлического тормозного привода время $t_{Сном}$ срабатывания тормозного механизма составляет [1] 0,35 с, а в случае пневматического — 0,6 с. Таким образом получается, что для гидравлического тормозного привода $dP_{Тном} = 9{,}81m$, Н/с, для пневматического — $5{,}72m$, Н/с.

2. Следующий этап расчета — определение (формула № 2) закона изменения тормозной силы P_{Tin} на i-й оси АТС за время dt. Для чего процесс торможения колеса с антиблокировочным циклом раскладывается на фазы (табл. 2), в зависимости от которых задается значение параметра R, индивидуальное для каждой оси и каждого шага dt. Далее антиблокировочный цикл повторяется, пока скорость $v_а$ транспортного средства снизится до 3÷5 км/ч, после которой следует блокировка колеса до полной остановки АТС ($t_{ост}$).

3. Третий этап — расчет изменения текущих параметров торможения за время dt, а именно: достигнутых за это время величины тормозной силы $P_{Ti(n+1)}$ (формула № 3), пройденного пути dS (формула № 4), новой координаты X_{n+1} (формула № 5) и приобретенной АТС скорости v_{n+1} (формула № 6).

4. Далее следует переход к следующему ($n + 1$) шагу дифференцирования.

5. В зависимости от значения параметра Q, подсчитанного по формуле № 7 и показывающего соотношение тормозного момента и момента сцепления, реализуемое по условиям сцепления колес с дорогой, определяется тормозная сила P_{TPin} — либо по формуле № 8 (если $Q \le 0$), либо по формуле № 9 (если $Q > 0$).

6. По формуле № 10 рассчитывается суммарное тормозное усилие $P_{T\Sigma n}$ на колесах АТС.

7. Из уравнения сил по продольной оси АТС (формула № 11) находится его фактическое замедление j_n в момент времени t_n (формула № 12).

8. Из системы уравнения моментов относительно точек контакта колес каждой оси с поверхностью дороги (формулы № 13) находятся нормальные реакции на передней и задней осях АТС (формулы № 14).

9. Определяется предел по сцеплению, т. е. максимальная тормозная сила $P_{\varphi in}$, возможная по условиям сцепления колес с дорогой (формулы № 15).

10. Если оказывается, что $v_n > 0$, следует возврат к п. 4; если $v_n < 0$, то цикл завершается и начинается расчет показателей тормозной эффективности — тормозного пути $S_{АБС}$ (формула № 16) и эквивалентного замедления $j_{АТС}$, под которым понимается среднее замедление при торможении без АБС, соответствующее равенству тормозного пути при торможении с АБС и без АБС ($S_{АБС} = S_{блок}$). Кроме того, определяется число C_i антиблокировочных циклов, выполненных каждой осью, и время $t_{Бi}$ от начала торможения до блокировки колес каждой оси.

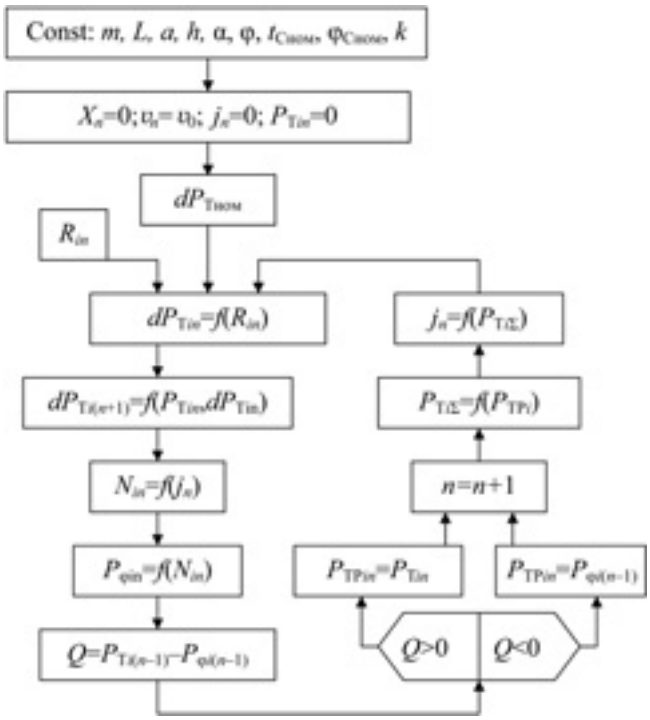


Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$dP_{\text{Тном}} = \frac{P_{\text{Тном}}}{t_{\text{Сном}}k} = \frac{m_{\text{а}}g\varphi_{\text{ном}}}{t_{\text{Сном}}k}$	$dP_{\text{Тном}}$ — номинальная скорость изменения тормозного усилия на оси; $m_{\text{а}}$ — полная масса АТС; g — ускорение свободного падения; $t_{\text{Сном}}$ — номинальное время срабатывания тормозного механизма при номинальном коэффициенте сцепления ($\varphi_{\text{ном}} = 0{,}7$); $k = 2$ — число осей АТС
2	$dP_{\text{T}in} = dP_{\text{Тном}}dtR_{in}$	R_{in} — параметр регулирования ($R_{in} = 0$ при выдержке тормозного усилия, $R_{in} = 1$ и $R_{in} = -1$ — при его увеличении и уменьшении соответственно)
3	$P_{\text{T}i(n+1)} = P_{\text{T}in} + dP_{\text{T}i}$	$P_{\text{T}in}$ — текущее тормозное усилие на i-й оси; $dP_{\text{T}i}$ — приращение тормозного усилия за шаг дифференцирования dt
4	$dS = v_n dt - \frac{j_n(dt)^2}{2}$	—
5	$X_{n+1} = X_n + dS$	—
6	$v_{n+1} = v_n - j_n dt$	—
7	$Q = sign(P_{\text{T}i(n-1)} - P_{\varphi i(n-1)})$	$P_{\text{T}i(n-1)}$ — тормозное усилие на i-й оси, $P_{\varphi(n-1)}$ — предел по сцеплению на предыдущем шаге дифференцирования
8	$P_{\text{TP}in} = P_{\text{T}in}$	—
9	$P_{\text{TP}in} = P_{\varphi i(n-1)}$	—
10	$P_{\text{T}\Sigma n} = P_{\text{TP1}n} + P_{\text{TP2}n}$	$P_{\text{TP1}n}$ — тормозное усилие, реализуемое по условиям сцепления колес с дорогой, на первой оси; $P_{\text{TP2}n}$ — на второй оси АТС
11	$F_{Xn} = 0 = mj_n + mg\sin\alpha - P_{\text{T}\Sigma n}$	α — угол продольного уклона (спуска) дороги
12	$j_n = \frac{P_{\text{T}\Sigma n}}{m} - g\sin\alpha$	—
13	$\begin{cases} Ga\cos\alpha - N_{2n}L - Gh\sin\alpha - mj_n h = 0 \\ Gb\cos\alpha - N_{1n}L + Gh\sin\alpha + mj_n h = 0 \end{cases}$	L — база АТС; a — расстояние от центра масс до первой оси; b — расстояние от центра масс до второй оси; h — высота центра масс от дорожного покрытия
14	$\begin{cases} N_{2n} = \frac{m}{L}(ga\cos\alpha - gh\sin\alpha - j_n h) \\ N_{1n} = \frac{m}{L}(gb\cos\alpha + gh\sin\alpha + j_n h) \end{cases}$	—
15	$P_{\varphi 1n} = N_{1n}\varphi$; $P_{\varphi 2n} = N_{2n}\varphi$	—
16	$S_{\text{АБС}} = \sum_{t=0}^{t_{\text{ост}}} dS = X_{\text{ост}} - X_0$	X_0 — координата АТС в начальный момент времени t_0; $X_{\text{ост}}$ и $t_{\text{ост}}$ — соответственно координата и время при достижении АТС $v_n = 0$
17	$j_{\text{ср}} = \frac{v_0^2}{2S_{\text{блок}}}$	$S_{\text{блок}}$ — тормозной путь при торможении без антиблокировочного цикла
18	$j_{\text{экв}} = \frac{v_0^2}{2S_{\text{АБС}}}$	—
19	$S_{\text{C}} = v_0 t_{\text{C}} - \frac{j_{\text{уст}}t_{\text{C}}^2}{6}$	$j_{\text{уст}}$ — установившееся замедление при торможении без АБС; t_{C} — время срабатывания тормозного механизма
20	$v_{\text{У}0} = v_0 - \frac{j_{\text{уст}}t_{\text{C}}}{2}$	—
21	$j_{\text{уст}} = \frac{P_\varphi - m_{\text{а}}g\sin\alpha}{m}$	P_φ — предел по сцеплению
22	$t_{\text{У}} = v_{\text{У}0}/j_{\text{уст}}$	—
23	$S_{\text{У}} = \frac{v_{\text{У}0}^2}{2j_{\text{уст}}} = \frac{v_{\text{У}0}t_{\text{У}}}{2}$	—
24	$S_{\text{T}} = S_{\text{C}} + S_{\text{У}}$	—
25	$j_{\text{ср}} = \frac{v_0^2}{2S_{\text{T}}}$	—
26	$t_{\text{T}} = t_{\text{C}} + t_{\text{У}}$	—

Рассмотренный метод, как видим, действительно позволяет рассчитать параметры торможения автотранспортного средства без АБС с учетом перераспределения сил на колесах, получить среднее замедление (формула № 17) и сравнить его с эквивалентным замедлением $j_{экв}$ (формула № 18). Следовательно, дает возможность оценить погрешность традиционного метода расчета тормозных показателей при торможении без АБС [2], согласно которому тормозной путь $S_С$ рассчитывается по формуле № 19, приобретенная скорость за время нарастания давления в рабочих тормозных цилиндрах $v_{У0}$ — по формуле № 20, установившееся замедление $j_{уст}$ при торможении с максимальным тормозным усилием, возможным по условиям сцепления (формула № 21), время $t_У$ установившегося торможения (формула № 22) и тормозной путь $S_У$ при установившемся замедлении $j_{уст}$ (формула № 23), суммарный тормозной путь $S_Т$ (формула № 24), среднее замедление $j_{ср}$ (формула № 25) и суммарное время $t_Т$ торможения до останова АТС (формула № 26).

Таблица 2

Фаза	Период	$S1$	$S2$	R	$P_Т...P_\varphi$	ε	ω
Запаздывание тормозного привода		1	0	0	$P_Т = 0$	0	+
Срабатывание тормозного механизма	$t_{Ф1}$	1	0	1	$P_Т < P_\varphi$	—	+
Достижение предела по сцеплению снизу		1	0	1	$P_Т = P_\varphi$	—	►0
Реакция ЭБУ	$t_{Ф2}$	1	0	1	$P_Т > P_\varphi$	0	0
Закрытие впускного соленоида $S1$	$t_{Ф3}$	►0	0	1	$P_Т > P_\varphi$	0	0
Верхний экстремум силы $P_Т$		0	0	0	$P_Т > P_\varphi$	0	0
Открытие выпускного соленоида $S2$	$t_{Ф4}$	0	►1	−1	$P_Т > P_\varphi$	0	0
Опорожнение тормозного контура	$t_{Ф5}$	0	1	−1	$P_Т > P_\varphi$	0	0
Достижение предела по сцеплению сверху		0	1	−1	$P_Т = P_\varphi$	+	►+
Выдержка ЭБУ	$t_{Ф6}$	0	1	−1	$P_Т < P_\varphi$	+	+
Закрытие выпускного соленоида $S2$	$t_{Ф7}$	0	►0	−1	$P_Т < P_\varphi$	+	+
Нижний экстремум $P_Т$		0	0	0	$P_Т < P_\varphi$	0	+
Открытие впускного соленоида $S1$	$t_{Ф8}$	►1	0	1	$P_Т < P_\varphi$	—	+
Наполнение тормозного контура	$t_{Ф9}$	1	0	1	$P_Т < P_\varphi$	—	+
Возврат к точке фазового перехода А							

Примечание: 0 — закрытый соленоид "S", 1 — открытый, ε — угловое ускорение колеса, ω — его угловая скорость.

Таблица 3

Метод расчета тормозных параметров	S, м	j, м/с^2	t, с
Торможение с антиблокировочным циклом итерационным методом	$S_{АБС} = 33,69$	$j_{экв} = 5,936$	$t_{ост} = 3,18$
Торможение без антиблокировочного цикла итерационным методом	$S_{блок} = 33,05$	$j_{ср} = 6,051$	$t_{ост} = 3,12$
Торможение без антиблокировочного цикла традиционным методом	$S_Т = 32,59$	$j_{ср} = 6,137$	$t_Т = 3,09$

В табл. 3 приведены (в качестве примера) результаты расчета тормозных параметров двухосного АТС при следующих исходных данных: $m_а = 1020$ кг; $L = 2,4$ м; $a = 1,15$ м; $h = 0,6$ м; $\alpha = 0$; $\varphi = 0,7$; $t_С = 0,35$ с; $t_{Ф2} = 0,01$ с; $t_{Ф3+Ф4} = t_{Ф7+Ф8} = 0,02$ с; $t_{Ф6} = 0,02$ с; $v_0 = 72$ км/ч = 20 м/с; $C_2 = 23$; $C_1 = 21$; $t_{Б2} = 0,25$ с и $t_{Б1} = 0,49$ с. Установлено, что и при этих, и при любых данных погрешность традиционного метода, связанная с учетом перераспределения силы веса на переднюю ось при торможении, составляет 1—2 %. Это означает, что пользоваться предлагаемым методом можно.

Литература

1. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Технико-юридический анализ причин ДТП и причинно-действующих факторов: Учебное пособие. — М.: ПРИОР, 1998. — 112 с.
2. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория / Под ред. Г.И. Гладова. — М.: ИКЦ "Академкнига", 2006. — 215 с.: ил.

УДК 629.11.012.5

Новые рецептуры резиновых смесей для протектора шин и их влияние на эксплуатационные качества АТС

Кандидаты техн. наук В.Н. ЗАДВОРНОВ и С.И. МЕДВЕДИЦКОВ,
канд. хим. наук Н.В. КОНОВАЛОВА

НИЦИАМТ "НАМИ" (8.495. 994-99-07), ОАО "Белшина"
(8.103 75. 225-41-17-90),
ОАО "Ярославский шинный завод" (8.4852. 79-18-99)

Рассмотрено наиболее перспективное направление создания прогрессивных рецептур резиновых смесей протектора автомобильных шин на основе силики и современная технология их изготовления. Проведены дорожные испытания по оценке влияния шин на основные эксплуатационные качества АТС со стандартной и вновь разработанной рецептурой протектора. Выявлена положительная оценка влияния новой рецептуры протектора с силикой на эксплуатационные качества автобусов и грузового автомобиля.

Ключевые слова: *пневматическая шина, критерии "шинного треугольника", конфликтов целей, протектор, рецептура, резиновая смесь, преимущества силики, технология изготовления, автотранспортные средства, дорожные испытания, эксплуатационные качества, оценка влияния.*

Zadvornov V.N., Medveditskov S.I., Konovalova N.V.

NEW FORMULATIONS OF RUBBER COMPOUNDS FOR TIRE TREAD AND THEIR IMPACT ON PERFORMANCE VEHICLES

The most promising direction of improvement of tires — the creation of advanced formulations of rubber compounds for a new generation of tire tread on the basis of silica. The comparative road tests to assess the impact of tires on the main performance tires on the main performance vehicles with the standard and the newly developed formulation of the tread. The positive assessment of the impact of the new formulation of the tread with silica on the basic performance of buses and trucks.

Keywords*: pneumatic tire, the criteria for tire Triangle, conflict goals, tread, compounding rubber, the advantages of silica, manufacturing technology, vehicles, road tests, performance, impact assessment.*

Шины автомобиля во многом определяют такие его эксплуатационные свойства, как эффективность торможения, максимальная скорость движения, устойчивость и управляемость, сопротивление движению, топливная экономичность, уровень внешнего шума, гарантийный пробег (ресурс) и др. Однако производителям шин чрезвычайно сложно и ощутимо дорого одновременно удовлетворить бесчисленные и разносторонние требования, предъявляемые к современным шинам. Поэтому каждый из них, разрабатывая новую шину, вынужден принимать компромиссные решения, удовлетворяющие

только трем основным противоречивым критериям "шинного треугольника": высокие сцепные свойства с опорной поверхностью; низкое сопротивление качению; высокая износостойкость протектора (срок службы). Достижение сбалансированности этих качеств — настоящий технологический прорыв. Но, как правило, производители шин ставят во главу угла какое-то одно из трех свойств, а два других доводят до удовлетворительного уровня. Вот типичные тому примеры.

НИИШП всегда стремился создавать шины с большим сроком службы (ресурсом). При этом главной стороной "треугольника" считал высокую износостойкость протектора. И надо признать, что его специалисты и ученые достигли многого. Например, в начале 1970-х годов они разработали самые современные для тех времен грузовые шины размером 9.00R20 (260R508), ресурс которых на дорогах с усовершенствованным покрытием составлял 200 тыс. км пробега, так как стояла задача приблизить ресурс шин к ресурсу автомобиля. Однако, конечно же, эти шины обеспечивали АТС не самые лучшие показатели по топливной экономичности и сцепным свойствам. И неудивительно, ведь шина, повторяем, — это компромисс: улучшение одних свойств, как правило, происходит за счет ухудшения других.

Есть производители, которые при разработке своих шин в качестве главного направления выбирают другую сторону "треугольника". Скажем, низкое сопротивление качению. Иначе говоря, создают шины, обеспечивающие АТС низкие расходы топлива. Но при этом им приходится принимать компромиссное решение по сцепным качествам и износостойкости. Такие шины, независимо от того, какая фирма их выпускает (французская, немецкая, итальянская и др.), имеют надпись "Энергия".

Шины с логотипом "Спорт" соответствуют третьей жизненно важной стороне "треугольника", так как реализуют высокие сцепные свойства шин с опорной поверхностью при компромиссе двух других свойств.

Шина — довольно сложный высокотехнологичный продукт (более 200 компонентов). Конструкция же шины, как известно, состоит из борта (основания), боковины, каркаса, брекера и протектора. И все эти элементы в связи с ростом скоростей движения и энерговооруженности автомобилей, а также улучшением дорожных покрытий непрерывно совершенствуются. Причем усовершенствования, по мнению ученых и специалистов, будут осуществляться последовательно и традиционно, т. е. и революционно, и эволюционно. Пример первого — создание и внедрение радиальной конструкции шины в 1950-х годах, что сравнимо разве что с изобретением самой пневматической шины Д. Бойдом Данлопом в 1888 г. Пример второго — непрерывное изменение внешних геометрических размеров и соотношений (уменьшение наружного диаметра и увеличение ширины профиля шин, а также уменьшение отношения высоты их профиля к ширине). Но главные усовершенствования шин в настоящее время, по мнению специалистов, направлены на внедрение современных технологий: создание рецептов резиновых смесей нового поколения для протектора и шины в целом; уменьшение содержания резины в конструкции шины; снижение слойности каркаса и брекера; улучшение их связи с резиновой смесью; повышение прочности корда (металлокорда); разработка новых материалов и технологий.

Все верно. Однако наиболее перспективным, по мнению авторов, направлением, считается применение более высококачественных, чем в настоящее время, рецептов резиновых смесей для протектора и современной технологии их изготовления. Потому что именно протектор — тот элемент конструкции шины, который непосредственно контактирует с дорогой и вместе с другими элементами решает задачу реализации сил в пятне контакта в продольном и боковом направлениях. При этом самый внешний наружный рабочий слой протектора в наибольшей степени должен соответствовать всем трем предъявляемым к нему требованиям. А именно: быть достаточно шероховатым и мягким (способным реализовать силы сцепления); жестким и гладким — обеспечивающим незначительное сопротивление качению, а значит, низкие показатели расхода топлива, уровня шума АТС и выхлопа вредных веществ; твердым и стойким против истирания. И здесь решающим фактором является именно резиновая смесь, ее рецепт. Причем надо сказать, что отечественная шинная промышленность с этой точки зрения достаточно конкурентоспособна.

Во-первых, качество резиновых смесей, изготовляемых российскими заводами, такое же, как и смесей, из которых делают более дорогую импортную продукцию, поскольку используются одни и те же ингредиенты. Во-вторых, многие наши заводы оказались в более выгодном положении, так как переоборудованы лишь два-три года назад, в то время как большинство зарубежных шинных лидеров переоснащали свои производства в середине 1990-х годов. Иными словами, технологически выпуск шин, не соответствующих предъявляемым к ним требованиям, у нас практически исключен. Важно лишь правильно подобрать состав смеси, ее дозировку и распределять ее составляющие в шинных компонентах.

Но давно уже очевидно, что одни только каучуки не делают резиновую смесь пригодной для изготовления перспективных шин, так как не обладают устойчивостью против истирания. Поэтому в смесь всегда вводится классический технический углерод (сажа), который традиционно получают из нефти и газа, сжигаемых при дефиците воздуха.

Кроме сажи, в смесь обязательно вводится рапсовое или другое масло — компонент, который оказывает благоприятное воздействие на устойчивость шины против сдвига. Но следует иметь в виду, что масло делает смесь очень мягкой и тем самым негативно влияет на точность управления автомобилем и ходимость (ресурс) шин.

Применяются также и другие химические добавки — вещества, облегчающие хорошее смешивание компонентов; ускорители вулканизации; замедлители старения резины; активаторы; светозащитные средства; сера, которая при вулканизации способна обеспечивать взаимное переплетение длинных цепочек молекул каучука, т. е. получение эластичной резины из пластично-клейкого материала и др.

Но среди применяемых ингредиентов особое место начала занимать еще в начале 1990-х годов очень серьезный конкурент сажи — силика, производное кремния (кремниевая кислота). Она, как оказалось, в сочетании со специальными сортами каучука позволяет заметно снизить сопротивления качению шины и в то же время улучшить ее сцепные характеристики, особенно на мокрой и скользкой дороге. Причем не ухудшая показатели износостойкости протектора.

С силикой разработчикам шин стало значительно легче разрешать противоречивые критерии "шинного треугольника". Однако технология изготовления смесей пока очень "деликатна" и дорогая. Тем не менее осваивать новый прогрессивный наполнитель уже стали такие зарубежные шинные фирмы как "Мишлен" и "Континенталь": они выпустили свои первые серийные шины с силикой еще в 1992—1993 гг. Теперь же на рынок вышли такие шины и других производителей, в том числе российских.

Так, последние научные исследования ОАО "СИБУР—Русские шины" позволили разработать совместно с ведущими учеными России и США смеси нового поколения, благодаря которым шины имеют более высокое качество. Например, силика в комбинации с новыми типами каучуков и масел на 15—20 % повышает, по сравнению с шинами, где используется классический технический углерод и традиционные типы каучуков, сцепление шины на мокрой дороге. При этом потери на качение уменьшаются на 8—10 %. И достичь этого удалось не только благодаря использованию нового типа сырья, но и за счет применения современной технологии резиносмешения.

Такие шины имеют значительные преимущества и в настоящее время ставятся на производство в ОАО "Ярославский шинный завод", в модернизацию производства легковых шин которого за последние два года вложено свыше 40 млн амер. долл.

Очень интересен с этой точки зрения белорусский опыт. Здесь ОАО "Белшина" провело специальные исследования, в ходе которых отрабатывалась рецептура протектора с силикой (разумеется, что сам рецепт является "ноу-хау" и поэтому не приводится) и оценивалось ее влияние на "выбег" — показатель, характеризующий сопротивление движению АТС (или сопротивление качению шин) — и тормозные качества автомобиля.

Испытания проводились в два этапа. На первом в качестве эталонной была взята шина 215/75R17,5 модели LSR производства фирмы "Континенталь", а в качестве исследуемой — сначала опытная шина 215/75R17,5 модели Бел-169 со стан-

Показатели	Требование НТД	Модель шины		Разница показателей шин Бел-159 с доработанной рецептурой и шин Бел-159 со стандартной рецептурой
		Бел-159 со стандартной рецептурой	Бел-159 с доработанной рецептурой	
Выбег с 50 до 0 км/ч, м (%)	—	908 (100,0)	964 (106,2)	56 (6,2)
Разгон с 40 км/ч до 60 км/ч, с (%)	—	25,4 (100)	25,4 (100)	0 (0)
Осредненный расход топлива в диапазоне скоростей 40—80 км/ч, л/100 км (%)	—	13,49 (100)	13,24 (98,1)	0,25 (1,9)
Тормозной путь, м (%)	ГОСТ Р 41.13			
на сухом покрытии с 60 км/ч	36,7	25,92 (100)	25,54 (98,5)	0,38 (1,5)
на мокром покрытии с 50 км/ч	—	20,57 (100)	19,80 (96,1)	0,77 (3,9)
Устойчивость и управляемость, км/ч (%) при выполнении маневра:	ГОСТ Р 52302			
"переставка"				
на сухом покрытии	59,0	60,0 (100)	59,5 (99,2)	0,5 (0,8)
на мокром покрытии	—	55,5 (100)	57,5 (103,6)	2,0 (3,6)
"поворот"				
на сухом покрытии	50,0	59,0 (100)	59,0 (100)	0 (0)
на мокром покрытии	—	54,0 (100)	56,0 (103,7)	2,0 (3,7)
Внешний шум, накат со скорости 50 км/ч, дБ(А)	—	74,1	73,3	629.11.012.50,8

дартной рецептурой протектора, затем — та же опытная шина, но с новой рецептурой. Результаты этих испытаний показали, что доработка рецептуры резиновой смеси протектора позволила улучшить тормозные качества автобуса "Радзіміч" на 1,9 % на сухом покрытии и на 1,3 % — на мокром, оставив при этом практически неизменным показатель "выбег". Но "проба пера" хотя и не дала ощутимых результатов, однако наметила направления работ по созданию хорошей, отвечающей современным требованиям рецептуры резиновой смеси для протектора.

Поэтому исследования были продолжены. Правда, на шинах другого типоразмера — 245/70R19,5 модели Бел-168, а в качестве эталона была взята шина 245/70R19,5 модели FR 3 фирмы "Матадор". И испытывали их на другом автобусе — МАЗ-206060. Но технология испытаний была точно такой же, как и в предыдущем случае. В данном случае доработка рецептуры смеси для протектора оказалась более удачной: она улучшила топливно-скоростные свойства автобуса МАЗ-206060 по выбегу на 7,8 %, а по осредненному расходу топлива — на 6,4 %.

Более полные аналогичные исследования специалисты ОАО "Белшина" провели на шинах размера 235/75R17,5 модели Бел-159 двух рецептур на грузовом автомобиле МАЗ-437041. Результаты этих испытаний представлены в таблице, из которой наглядно видно, что и здесь тоже очень четко проявились преимущества применения наполнителя силики: уменьшились сопротивление движению автомобиля на 6,2 %, осредненный расход топлива — на 1,9 % и внешний шум — на 0,8 дБ (А); улучшились тормозные качества на мокром покрытии на 3,6 % и устойчивость, управляемость на мокром покрытии — на 3,6—3,7 %. Что же касается сухого покрытия, то изменение показателей тормозных качеств, устойчивости и управляемости в данном случае не превысило 1,5 % (шины равноценны).

В целом же можно сказать, что для того повышения активной безопасности АТС (тормозные качества, устойчивость и управляемость), которое дала силика, у шин с классическим техническим углеродом и традиционными типами каучуков потребовалось бы увеличивать размеры продольных и поперечных канавок для отвода воды, изменяя тем самым рисунок протектора и снижая его насыщенность. А это значит вступить в противоречие с показателями износостойкости, сопротивления качению, расхода топлива и внешнего шума.

Таким образом, результаты испытаний показывают, что применение рецептур резиновых смесей для протектора шин, изготовленных при участии силики и на основе современной технологии, действительно позволяет улучшить топливные качества АТС и, что особенно важно, обеспечить более высокую их активную безопасность на мокром покрытии.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 629.046

Современные способы повышения вибрационной безопасности и акустического комфорта легкового автомобиля

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ

НИЦИАМТ НАМИ (495. 994-99-05)

От автомобиля потребитель сегодня ожидает не только топливной экономичности и хороших экологических свойств, но и комфортабельности, в том числе и виброакустической. Решение этой проблемы рассматривается на примере оптимизации легковых автомобилей "Даймлер".

Ключевые слова: *автомобиль, вибрации, колебания, виброакустика, внешний и внутренний шум, безопасность, комфортабельность.*

Grushnikov V.A.

MODERN WAYS OF INCREASE VIBRATING SAFETY AND ACOUSTIC COMFORT OF CARS

From car the consumer expects today not only economic consumption of fuel and the improved ergonomic properties, but also the and safety and comfortableness associates including vibroacoustical. The decision of this problem is considered on an example of optimization of cars of German concern Daimler.

Keywords: *car, vibrations, fluctuations, vibroacoustic, external and internal noise, safety, comfortableness.*

Проблема вибрационной и акустической безопасности, на первый взгляд, кажется не такой уж и значимой и даже несколько надуманной. Тем не менее только вибрация нормируется предписаниями 34 международных стандартов ИСО и шести европейских норм, а шум — восемью Правилами ЕЭК ООН.

И это вполне оправданно. Результаты биодинамических исследований и эпидемиологических обследований населения

показывают, что, например, у человека, постоянно подвергающегося воздействию интенсивной общей вибрации, резко возрастает вероятность повреждений поясничного отдела позвоночника и связанных с ним нервных окончаний, а локальная вибрация может нарушить потоки крови в периферических сосудах, неврологические функции кисти и всей руки (синдром "белых пальцев"). Общая и локальная вибрации, как и шум, могут даже стать причиной массовых аварий и несчастных случаев в общественных зданиях и сооружениях, на транспорте, в местах массового скопления людей.

Вместе с тем нельзя не отметить, что, несмотря на множество нормопредписаний, единого подхода к оценке воздействия вибрации и шума на организм человека, а также к выявлению и устранению их источников до сих пор, к сожалению, нет: при расчетах используются самые различные показатели. К примеру, некоторые разработчики ориентируются на индекс динамического отклика (*DRI*), который основан на теоретической предпосылке о протекании вибрации в неизолированной системе с единственной степенью свободы.

В данной системе резонансная частота ω определяется по формуле $\omega_p = \sqrt{C/m}$, где C — жесткость, а m — масса системы. При этом принимается, что возбуждение системы внешней силой F_{max} приводит к ее зависящему от жесткости отклонению δ_{max} и пику нагрузки σ_{max}. Сам же индекс рассчитывается по формуле $DRI = \omega^2\delta_{max}$.

Очевидно, что он не учитывает сглаживание или демпфирование вибраций, следовательно, при коротких импульсах вибрации дает значительное его завышение по отношению к фактическому значению.

Второй вариант — оценка по среднеквадратичным значениям корректированного виброускорения a_ω и эквивалентной дозы *eVDV* вибрации за период времени, равный длительности ее воздействия, — применяется чаще, потому что дает возможность количественно оценить накопленную за определенный период и ощущаемую человеком вибрацию. При этом ускорение a_ω подсчитывается по формуле $a_\omega = \left(\int_{t=0}^{T} a_{\omega_i}^2 dt\right)^{1/2}$ или $a_\omega = \left(\int_{t=0}^{T} a_{\omega_i}^4 dt\right)^{1/4}$, а эквивалентная доза при длительности T воздействия — по формуле $eVDV = 1{,}4 a_\omega T^{1/4}$. Изменяемый во времени сигнал ускорений a_ω после фильтрации представляется в области частот 1—32 Гц, которые, как известно, считаются наиболее опасными. По величине он делится на три области опасности.

Так, если значение a_ω располагается ниже зоны предупреждения на графике его зависимости от времени воздействия, то очевидного влияния такой вибрации на состояние здоровья нет; если в самой зоне — риск такого внедрения уже появляется; если выше ее — риск становится существенным.

Применительно к общественному транспорту, например, это выглядит следующим образом: при виброускорениях менее 0,315 м/с^2 (10 дБ) дискомфорт не ощущается; при 0,315—0,63 м/с^2 — есть легкое ощущение дискомфорта; при 0,5—1,0 м/с^2 — ощущение дискомфорта приемлемое; при 0,8—1,6 м/с^2 — уже отчетливое; при 1,25—2,5 м/с^2 — сильный дискомфорт; свыше 2 м/с^2 — крайняя степень дискомфорта. То есть первая точка находится ниже названной зоны, вторая— пятая — внутри ее, а шестая — выше.

Данный вариант уже информативнее рассмотренного первым. Но и у него есть недостаток: из-за оценки взвешенных во времени отфильтрованных по низким величинам сигналов ускорений учитываются главным образом их пики. То есть показатель *eVDV* приводит к необъективному с точки зрения оценки состояния пользователя анализу толчков или виброускорений. Иначе говоря, тоже завышает фактические вибрации.

Примеры можно продолжить. Но необходимости в этом нет. Большинство известных способов дают результаты, как правило, не совпадающие с результатами практики эксплуатации автомобилей.

Но положение, кажется, начинает меняться в лучшую сторону: специалисты фирмы "Форд" разработали новый способ выявления источников вибрации автомобиля, устраняющий недостатки всех существующих в настоящее время способов [1].

Основа этого способа — комплексная оценка как чувствительности, так и восприимчивости человека к вибрациям; метод реализации — регистрация характеристической величины, вызванной импульсом возбуждения от вибрации; алгоритм функционирования — определение характеристического интервала времени в рамках продолжительности импульса возбуждения, расчет в этом интервале времени усредненного уровня ускорений, временных их отклонений, а также средних отклонений уровня ускорений в данном интервале.

Исследуемые частоты колебаний те же, что и при других способах, т. е. 1—32 Гц, а временные оценочные интервальные константы равны 125 мс. В отличие от традиционных при новом способе учитывается не только пиковая величина сигнала ускорений в интервале времени, но и продолжительность импульса возбуждений, а также его форма.

Таким образом, у создателей современных конкурентоспособных автомобилей появляется возможность уже на стадии проектирования проводить более точные расчетные исследования по оптимизации своих конструкций, в том числе и с точки зрения виброакустики. Значит, заранее выявлять и устранять причины и источники вибрации и шума. Причем дальше всех в этом направлении продвинулась [2] немецкая фирма "Даймлер-Бенц" при проектировании новых легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" Е-класса.

Приступая к их созданию, специалисты фирмы поставили перед собой цель: получить автомобиль с самыми лучшими среди продукции лидеров мирового автомобилестроения показателями. В первую очередь по внутреннему шуму, колебаниям и вибрациям, т. е. комфорту с точки зрения виброшумовой агрессивности. И эта цель в значительной степени была достигнута в модели "Мерседес-Бенц W212": она и в самом деле получилась лучшей по данным свойствам среди автомобилей своего класса.

Ключом к решению проблемы стала концепция Noise-Vibration-Hadshness (NVH) — инструмент исследований, состоящий (проявляющийся) в том, что "гены" выдающегося комфорта должны определяться и закладываться в конструкцию уже на стадии разработки ее концепции.

И фирме это удалось. Она сумела не только уменьшить или устранить влияние многих источников возбуждений (вибраций двигателя и агрегатов автомобиля, а также от ветра и дороги), но и достичь комплексного определения реакций автомобиля на эти возбуждения. Причем выполнить всесторонний анализ шумозвуковых характеристик автомобиля и получить точную гармоничную звуковую картину помогла именно NVH.

Исходя из целевых ее установок и комплексного проекта центрами внимания разработчиков новой модели стали шумы, обусловленные приводом, качением колес и ветром, а также функциональный и управленческий шумы. При этом потребовались и новые критерии оценки интеллектуального решения целевого конфликта между комфортом, снижением потребления топлива и облегчением конструкции. И здесь свою положительную роль сыграл так называемый сквозной комбинированный метод анализа путей передачи: он дал возможность наблюдать период цифровой фазы проектирования и прогнозировать потенциальные акустические риски и шансы, а благодаря этому — использовать множество конструктивных мероприятий, обеспечивающих лучшую NVH-функциональ-

ность при сохраненной или даже сниженной массе автомобиля. В итоге фирма на практике доказала, что уже первый прототип автомобиля может обладать очень хорошей степенью акустической зрелости. Правда, при условии, что комплексный подход к оптимизации различных систем привода, компонентов и агрегатов автомобиля в общем процессе проектирования (от цифрового прототипа, через фазу программного продукта и до начала производства) сочетается с модельным мониторингом, т. е. сравнением работы новой модели автомобиля с моделями-предшественниками в одних и тех же дорожных условиях. Например, при движении с постоянной скоростью по гладкой дороге.

Так, в новых автомобилях "Мерседес-Бенц" Е-класса лучший шумовой комфорт достигнут при меньшей массе изоляции за счет встраивания дополнительных акустических функций в существующие облицовки и оптимизации массы шумоизолирующих оболочек. Яркий пример тому — обшивка днища кузова: дополнительно уложенный под декор поглощающий слой уменьшил внутренний шум от привода и качения без увеличения массы использовавшихся в моделях-предшественницах элементов конструкции. В частности, еще на концептуальной фазе была оптимизирована изоляция передней панели кузова путем объединения и уплотнения сопряжений в салоне, по контурам рамы ветрового стекла и передних стоек.

Положительный эффект дало и уменьшение числа составных элементов кузова: развитая обшивка днища кузова и колесных ниш позволила снизить массу шумоизолирующего пакета на 12 % и одновременно улучшить звуковой частотный спектр.

На стадии цифрового прототипа большой эффект дали многочисленные оценки концепции с помощью имитационного моделирования, в том числе на основе расчетных моделей-предшественниц.

Компьютерное проектирование с использованием метода конечных элементов позволило создать и виртуально испытать обобщенные модели NVH.

Но особый интерес представляют полученные в результате этих ранних исследований частоты изгибных и крутильных колебаний кузова: они стали существенными предпосылками для достижения общего комфорта.

Очевидно, например, что всякого рода проемы (скажем, сдвижная крыша) резко уменьшают жесткость кузова на кручение. Чтобы ее сохранить и в то же время обеспечить нужные параметры виброакустики, увеличивают жесткость основания кузова. Но фирма для этой цели использовала еще и технологию клеевых соединений, а также дополнительное упрочнение задней части кузова, в том числе крыши, и крепления рамы люка к кузову. Причем каждое из этих решений проверяли на цифровом прототипе и при имитационном моделировании, т. е. без больших затрат времени и труда.

Для конструкторов большой интерес представляют резонансные вибрационные явления, возникающие в местах крепления к кузову мостов, элементов трансмиссии, рулевого управления, сидений. Их фирма оценивала, используя обобщенную модель, состоящую из "готового" кузова, т. е. "оснащенного" всеми этими агрегатами, при таких типовых видах нагружения, как дисбаланс колес, возбуждение от дороги и двигателя.

Очень серьезную роль сыграла модульная система проектирования. Например, она позволила применять на рассматриваемых автомобилях усовершенствованное, со сниженным уровнем вибронапряженности, рулевое колесо.

Сказалось и то, что для снижения вибронагруженности, внешнего и внутреннего шумов фирма стала использовать элементы позиционирования переднего и заднего стекол, опор агрегатов привода и подвески как в области низких, так и высоких частот изгибных, крутильных и окружных колебаний.

Поскольку транспортный и колебательный вибрационный комфорт автомобиля определяется главным образом ускорениями на сиденьях и рулевом колесе, а возникают эти ускорения из-за изменения характера колебаний агрегатов привода, ходовой части и передаточных характеристик кузова, то специалисты фирмы очень внимательно оценили влияние различных дорожных условий на реализацию упругодемпфирующих характеристик модели "W212". При этом установили, что лучшие результаты по эффективности работы подвески дает сочетание стальной винтовой пружины и амплитудно-регулируемого демпфирующего элемента, а при пневморессоре — ее сочетание с постоянно электронно-регулируемой демпфирующей системой. Именно они обеспечивают повышенный виброкомфорт при возбуждении колебаний неровностями дорожного покрытия, волнистой поверхностью шин и дисбалансом колес.

Много удалось сделать и в отношении вибраций и шума, создаваемых силовой установкой автомобиля. Так, центром внимания проектов, исследований и доводки установки с дизелем OM651 стала работа по снижению шума холостого хода, определяемого включением пьезоэлектрического привода управлением непосредственным впрыскиванием топлива, улучшению уравновешенности коленчатого вала, валов топливного насоса высокого давления и масляного насоса, а также конструкции и технологии изготовления зубчатых передач. Например, благодаря оптимизации зубчатой топологии и структуры излучающих шум конструктивных узлов таких передач (использование промежуточных шестерен поджатия сопряжений) их шумность снизилась почти на порядок.

Весьма серьезные мероприятия были выполнены и по дизелю. Дело в том, что он — с двухступенчатым наддувом. Такой турбокомпрессор, работая под нагрузкой, очень часто излучает пульсирующий свист, в случае износа узлов и деталей компрессора — вой дисбаланса при снятии нагрузки.

Чтобы исключить первое, фирма уже на стадии проектирования предусмотрела применение фрезерованных колес обеих ступеней компрессора, а чтобы исключить второе — высокую степень уравновешивания его роторов. В результате компрессор теперь даже не имеет демпфера пульсации.

Окончательный вариант дизеля OM651 обладает значительно бóльшими мощностью и крутящим моментом, а по уровню излучаемого шума — гораздо лучше своего предшественника. Что, естественно, снижает и общую шумность автомобиля.

У автомобиля "Мерседес-Бенц W211" предусмотрена и модификация с бензиновым двигателем M271EVO рабочим объемом 1,8 л, у которого тоже были проблемы с шумовыми характеристиками.

Отрабатывался этот двигатель на цифровом прототипе и при имитационном моделировании. Тоже по методу NVH.

Для снижения шума от работы инжекторов выполнено тщательное согласование функционирования их с компонентами системы нагнетания топлива, а также применены экранирующие кожухи с эффективной звукоизоляцией. Кроме того, осуществлен переход от традиционного для бензиновых двигателей механического нагнетателя к турбокомпрессору. При этом для уменьшения шума воздушных потоков и высокочастотных его составляющих впуск свежего воздуха сделан в виде микроперфорированного тканевого шланга, а трубы воздуховодов оптимизированы в отношении звукового излучения. Для ограничения типичных, как уже упоминалось, для турбонаддува пульсирующего свиста и воя компрессора применили специальный демпфер. Управление приводом двигателя значительно улучшили, использовав зубчато-втулочную цепь, которая, по сравнению с обычной втулочной, благодаря эффекту многоугольника снижает возбуждаемый шум привода.

Другие улучшения достигнуты оптимизацией цепного привода — уменьшением шумности элементов его конструкции и их дистанцирования друг от друга, а также путем доводки воздуховодов и турбонаддува на испытательных стендах.

Итог: шум двигателя значительно снижен даже в области частот принудительного холостого хода (до 2000 мин$^{-1}$), типичного для двигателей с турбонаддувом.

При имитационном моделировании, стендовых исследованиях и дорожных испытаниях были определены также специфические шумы вибраций и колебаний трансмиссии, выявлены их причины по всей цепочке и всем компонентам — от неравномерности крутящего момента двигателя до неравномерности нагрузок на подшипниковые опоры.

Выводы, которые были сделаны по всем этим работам, сводились к следующему.

Наиболее оптимальной для автомобиля "Мерседес-Бенц W212" является силовая установка на основе четырехцилиндровых дизелей мощностью 125 и 150 кВт (170 и 204 л. с.), максимальный крутящий момент которых составляет соответственно 440 и 510 Н · м (45 и 52 кгс · м), они отдают трансмиссии 80 % момента уже при 1300 мин$^{-1}$. Наиболее оптимальным для них (по увеличению резерва колебаний при автоматической коробке передач) был выбран двухмассовый маховик с повышенной инерцией, снижающий степень неравномерности вращения на первичном валу коробки.

Применены также демпфер крутильных колебаний в АКП (он уменьшает амплитуду колебательного резонанса в приводе задних колес на второй моторной гармонике) и демпфер крутильных колебаний карданного вала (он снижает уровень шума заднего дифференциала). Склонность к вою зубчатых передач редукторов устранена с помощью жесткого надрамника заднего моста.

При проектировании рассматриваемого автомобиля внимательно оценивалась и его аэродинамика. Причем все механизмы образования шума на больших скоростях движения — ощутимый в салоне, проникающий из-за неплотностей и завихрений воздуха внешний шум; низкочастотный шум, обусловленный возбуждениями корпусных или структурных колебаний. И последним, который разработчики, как правило, не учитывают, фирма занялась довольно серьезно. В результате исследований в аэродинамической трубе его удалось значительно снизить путем оптимизации формы днища кузова, установки дополнительных фасонных растяжек в дверях и устранения склонности задней части автомобиля к низкочастотным виброколебаниям. В частности, шум неплотностей снижен за счет экранирующего перекрытия контурных швов и основного уплотнения разъемов дверей и окон. Правда, в случае передних дверей пришлось поступиться принципом "минимум материалоемкости" и установить в них стекла толщиной 5 мм.

Таким образом, фирма "Даймлер-Бенц" доказала: проблему шума и вибраций автомобиля можно решить на уровне, который еще совсем недавно считался в принципе недостижимым. И нашим автозаводам это, так сказать, предметный урок.

Литература

1. Ford Global Technologies, LLC, Dearborn, Mich, US. Verfahren und Vorrichtung zur quantitativen Auswertung von Vibratijnen in einem Kraftfahrzeug. Заявка на изобретение. № 10 2006 042 268.
2. Kauke W., Kuehn R., Follak M., Mayer P., Haas B., Melcher N. u.s.w. Schwingungs- und Akustikkomfort // ATZ: Automobiltechn. Z. — 2009. Прил. Neue E-Kl. Mercedes-Benz.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Павлишин С.Г. — Формирование системы поддержания работоспособности АТС их производителем . . . 1

АСМ-факты . . . 3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Берберя В.В. — Особенности нормативного обеспечения конструктивной безопасности автобусов для перевозки детей . . . 4

Жуков В.А. — Перспективы высокотемпературного охлаждения транспортных ДВС . . . 7

Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. — Методика анализа кинематических параметров дискового тормоза, адаптивного к механической антиблокировочной системе . . . 10

КПД автомобиля или эффективный КПД автомобиля? . . . 13

Читатель предлагает

Столбов В.И., Ахмедьянов Д.Т. — Безопасное автомобильное колесо . . . 14

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Антропов Б.С., Птицын В.В., Гейвандов Д.Б., Басалов И.С. — Диагностирование состояния деталей цилиндро-поршневой группы дизелей ЯМЗ . . . 15

Рассоха В.И., Исайчев В.Т. — Устройство, временно повышающее проходимость автомобиля . . . 18

Читатель предлагает

Лаптев Б.Ф. — Скорость автомобиля и безопасность движения . . . 19

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кузнецов В.А., Тимофеева Т.Д. — Геометрия инструмента и эффективность деформирующего протягивания . . . 21

Чернов Н.С., Мурановский В.П. — Снижение вредного влияния сжатого воздуха на окружающую среду при эксплуатации пневмосистем технологического оборудования . . . 24

Уткин В.С. — Комбинированный метод расчета надежности вала при нечетких и случайных базовых параметрах . . . 25

Драгунов Г.Д., Яковлев П.В. — Учет слоя смазки при расчете зубчатого зацепления передач с изменяемым межосевым расстоянием на контактную прочность . . . 29

Малиновский М.П. — Итерационный метод расчета антиблокировочного цикла . . . 33

Задворнов В.Н., Медведицков С.И., Коновалова Н.В. — Новые рецептуры резиновых смесей для протектора шин и их влияние на эксплуатационные качества АТС . . . 35

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Грушников В.А. — Современные способы повышения вибрационной безопасности и акустического комфорта легкового автомобиля . . . 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), 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

Корректор Е.В. Комиссарова

Сдано в набор 02.03.2011. Подписано в печать 15.04.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,39. Зак. 267.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.