



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 339.54

РЕГУЛИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В УСЛОВИЯХ МИРОВЫХ ЭКОНОМИЧЕСКИХ КРИЗИСОВ XX–XXI ВВ.

М.А. ПЕТРОВА

МГИМО (У) МИД России (499. 433-23-47)

Приведен сравнительный анализ внешнеэкономических стратегий государств в условиях колебаний рыночной конъюнктуры, в частности, кризисов XX–XXI вв.

Ключевые слова: автомобильный рынок; автомобильная промышленность; экономический кризис; внешнеэкономическая политика; торговая политика; таможенно-тарифное регулирование; нетарифное регулирование; таможенные пошлины; субсидии; электромобили.

Petrova M.A.

REGULATION OF THE AUTOMOBILE INDUSTRY UNDER THE CONDITIONS OF THE ECONOMIC CRISES OF 20TH–21ST CENTURIES

Analysis of the foreign economic policies under the conditions of changing market conjuncture, particularly during crisis periods of 20th–21st centuries is given.

Keywords: car market; automobile industry; economic crisis; foreign economic policy; trade policy; customs tariff regulation; non-tariff regulation; customs duties; subsidies; electric cars.

На протяжении последних десятилетий экономическое развитие практически всех стран мира сопровождалось ростом спроса на транспортные услуги и, как следствие, объемов продаж автомобилей. И 2000-е годы с этой точки зрения не были исключением: в большинстве государств наблюдался экономический рост, происходило выравнивание уровня производительности труда, издержек производства, мировых и внутренних цен, что стимулировало развитие мировой торговли и обусловило снижение торговых барьеров. Однако в 2008 г. мировая экономика вступила в фазу тяжелейшего кризиса: локальный кризис ипотечного кредитования в США, начавшийся в 2007 г., охватил финансовую сферу большинства государств мира, в 2008 г. распространился на многие отрасли их реальной экономики, а в начале 2009 г. приобрел характер глобального экономического кризиса. Падение производства в ведущих отраслях обрабатывающей промышленности и строительстве достигло 40 %. Значительно снизились объемы мировой торговли: в 2009 г. стоимость мирового экспорта товаров сократилась, по сравнению с 2008 г., на 23 % [1]. При-

чем одной из наиболее уязвимых отраслей в условиях кризиса оказалась мировая автомобильная промышленность.

Основные причины кризисных тенденций в этой отрасли – ограниченный доступ к кредитным ресурсам для пополнения оборотных средств производителей; перепроизводство автомобилей, обусловленное свертыванием программ автокредитования и снижением покупательской уверенности из-за высокого уровня экономической неопределенности и страха потерять работу; эластичность предложения и спроса по доходу, характерная для данного вида продукции. В итоге все фирмы отрасли столкнулись с падением объемов продаж, были вынуждены приостанавливать производство и проводить масштабные сокращения работников.

По глубине падения объемов производства и мировой торговли, росту безработицы этот кризис часто сопоставляют с "Великой депрессией" 1930-х годов. Изучение опыта прошлых лет имеет огромное практическое значение для настоящего. Прежде всего для формирования антикризисных программ, выработки рекомендаций по снижению негативных последствий и прогнозирования событий в мировой экономике. Поэтому напомним некоторые аспекты тех лет.

Во время кризиса 1930-х годов снижались биржевые котировки, банки испытывали значительные финансовые трудности и сокращали выдачу кредитов предприятиям и потребителям. Причем от него и тогда больше всего пострадала автомобильная промышленность США, так как к тому времени автомобили стали доступными практически для всего населения страны. Например, если в начале кризиса средний годовой заработок американца составлял 1970 долл., то к концу кризиса в 1939 г. он снизился до 1730 долл., т.е. на 12 %, а автомобили подорожали в среднем с 640 долл. до 700 долл. – на 9 % [2].

Чтобы не потерять свое место на рынке, производители были вынуждены искать новые решения, снижать цену автомобилей. Например, фирма "Шевроле" успешно провела модернизацию производства и в 1935 г. заменила модель "Шевроле Сикс", стоившую 555–755 долл., более прогрессивной, но дешевой моделью "Шевроле Стандарт". Однако так делали не все. Скажем, концерн "Форд", напротив, после продолжительного подъема оказался в тяжелом положении, сократив производство на 50 %, другие автопроизводители вообще прекратили свое существование.

Сказалось и то, что кризис затронул практически все страны, поэтому у американских фирм не оказалось возможности увеличивать продажи своей продукции на зарубежных рынках. Кроме того, правительства многих стран—потребителей американской техники начали проводить политику протекционизма. И, наоборот, стремились форсировать экспорт аналогичной техники на американский рынок. В итоге США 17 июня 1930 г. приняли закон Смута-Хоули, в результате чего были повышены таможенные пошлины на ряд импортируемых товаров. Правда, меры по защите национальных рынков принимались и ранее: в тех же США, а также Германии, Великобритании и Японии тенденция к повышению тарифов наблюдалась с середины 1920-х годов, а в 1929 г. подняли ставки на некоторые товары Франция, Италия, Индия и Австралия. Однако они не были столь жесткими и всеохватывающими, как закон Смута-Хоули, спровоцировавший цепную реакцию протекционизма в ряде других стран, включая Канаду, Испанию, Швейцарию, Италию, Кубу, Мексику, Францию, Австралию и Новую Зеландию. В результате объемы мировой торговли резко сократились: за период с января 1929 г. по февраль 1933 г. стоимость мирового импорта упала почти на 70 %.

Ряд ученых (Т. Соуэлл, Р. Веддер, Л. Галлауэй и др.) считают, что именно протекционизм во внешней торговле, а не финансовый кризис 1929 г. стал основной причиной ухудшения экономического положения стран, роста безработицы. Так, в ноябре 1929 г. доля безработных в США составляла 5 %, а в декабре она увеличилась до 9 %, а затем начала снижаться, достигнув в июне 1930 г. 6,3 %. Спустя пять месяцев после введения закона Смута-Хоули, т.е. когда прошло уже более года после обвала на бирже, доля безработных в США достигла двузначных чисел и оставалась высокой несколько лет (до января 1935 г. — более 20 %) [3].

Закон Смута-Хоули также негативно повлиял и на деловой климат в стране: в условиях неопределенности многие фирмы значительно сократили инвестиции.

Большую роль в распространении протекционизма сыграли инструменты валютной политики. По сравнению с государствами, сохранившими привязку валюты к золоту, страны, отказавшиеся от золотого стандарта, оказались в более выгодном положении. Снижение курса национальной валюты улучшило их платежный баланс и сделало более конкурентоспособным собственное производство. Правительства получали возможность проводить активную денежную политику, а центральный банк — выступать в качестве кредитора последней инстанции. Однако такие меры делали продукцию из соседних стран менее конкурентоспособной, а значит, провоцировали возведение в них торговых барьеров.

После второй мировой войны положение, казалось бы, резко изменилось в лучшую сторону. Начали активно развиваться процессы глобализации, происходило постоянное увеличение международного движения товаров и капитала, рост экспортной квоты большинства государств, интеграция и транснационализация национальных экономик. Главным направлением внешнеэкономической политики развитых стран стала либерализация, значительно снизились торговые барьеры. Однако ухудшение экономического положения стран во время энергетического кризиса 1970-х годов стало препятствием дальнейшей либерализации международных рынков товаров, услуг и капитала. Когда 16 октября 1973 г. ОПЕК объявила об эмбарго на поставки нефти в страны Запада, цена на нее увеличилась в 4 раза, достигнув к 1974 г. 12 долл. за баррель. При этом резко упали индексы западных фондовых рынков (например, индекс "Доу Джонса" потерял к декабрю 1974 г. 45 %

своей стоимости). Но наибольшее влияние кризис оказал на автомобилестроение развитых стран (США, Канады, ФРГ и др.), так как автомобили к тому времени стали для них неотъемлемой частью социально-экономической жизни. В связи с возникшим дефицитом топлива власти этих стран начали вводить ограничения на использование личного транспорта. Например, правительство США ввело нормы покупки топлива, а владельцы автомобилей с четными или нечетными номерами могли заправляться лишь по четным или нечетным дням соответственно. В Австрии осенью 1973 г. был введен запрет на использование автомобилей в определенные дни недели, а в ФРГ запрещалось ездить на автомобиле в воскресенье. Поэтому производители начали создавать автомобили с минимальным расходом топлива, использование которых было бы возможно даже при высокой цене на нефть. Наибольшего успеха в этом деле добилась, как известно, фирма Фольксваген": она запустила в производство рекордно экономичную для того времени новую модель "Гольф", ставшую родоначальником целого класса автомобилей. Правда, интерес к новым разработкам после снижения цен на нефть несколько ослаб. Но он снова проявился через пять лет, во время второго нефтяного кризиса, когда западные экономики опять столкнулись с дефицитом топлива, связанным с исламской революцией в Иране и последовавшей за ней Ирано-Иракской войной. Тогда, с апреля 1979 г. по апрель 1980 г., цена барреля сырой нефти возросла с 15,85 долл. США до 39,5 долл., т.е. в 2,5 раза. В результате мировые автопроизводители повторно столкнулись с необходимостью разработок, направленных на улучшение таких показателей автомобилей, как экономичность двигателя, масса кузова и аэродинамика. Кроме того, им пришлось учитывать и экологический фактор. И здесь наиболее преуспела опять-таки Германия, где еще в 1971 г., до первого нефтяного кризиса, стали выдаваться сертификаты с указанием максимально допустимого объема выхлопа отработавших газов.

Вызванная кризисом необходимость резкого снижения расходов топлива значительно ускорила процесс создания экологически безопасного автомобиля и в других странах. Например, в 1979 г. европейские производители впервые взяли на себя официальные обязательства сократить к 1985 г. расход топлива автомобилем на 10–12 % и успешно выполнили их.

Однако энергетический кризис не вызвал кардинального пересмотра технологий. После стабилизации рынка нефти значительное число перспективных разработок (электрических, гибридных силовых установок и т.д.) не получило широкого распространения, а американские производители быстро вернулись к прежней концепции создания больших автомобилей, потребляющих много топлива. Да и многие европейские фирмы также не отказались от автомобилей с большим расходом топлива. Тем не менее конкуренция между автомобильными фирмами возросла: Западная Европа, США и Япония стали применять по отношению друг к другу протекционистские меры, а концерн "Форд" и профсоюз работников автомобильной промышленности США в 1980 г. даже направили петицию в Международную комиссию по торговле с просьбой ограничить импорт автомобилей из Японии. Правда, эта просьба не была удовлетворена: комиссия сочла, что причина падения продаж американских автомобилей заключается не в агрессивной политике Японии, а в несоответствии американской продукции запросам потребителей. Тогда стороны договорились о добровольном ограничении экспорта японской продукции в США (японские компании были вынуждены пойти на введение экспортной квоты под угрозой повышения таможенных пошлин или введения других ограничительных мер американским прави-

тельством). Япония же, в свою очередь, оставляла свой рынок фактически закрытым для американских автомобилей: в 1960-е годы импортная пошлина на них составляла 30–40 %.

В 1978 г. таможенные ограничения были сняты, однако высокие требования по эмиссии вредных веществ с отработавшими газами ДВС и безопасности, сложная налоговая система и внутренняя конкуренция остались.

Перипетии предыдущих кризисов полностью повторились и в период кризиса 2008–2009 гг. В частности, резко усилились протекционистские меры со стороны многих государств: согласно исследованию Всемирного банка, за 2008 г. 17 из 20 стран "большой двадцатки" приняли более 47 мер протекционистского характера, треть которых приходилась на повышение импортных тарифов с целью защиты внутренних производителей, а Минэкономразвития РФ сообщило, что "в целях противодействия негативным последствиям мирового финансового кризиса ведущими государствами, союзами государств, а также рядом международных организаций были приняты различные антикризисные программы, пакеты мер и планы действий, включающие в основном финансово-кредитные инструменты, в том числе на межгосударственном уровне, затрагивающие, прежде всего, фондовый рынок и банковский сектор. Кроме того, были выделены значительные финансовые ресурсы для поддержки отдельных ведущих отраслей экономики или отраслей, подвергшихся наибольшему влиянию кризиса, предприняты другие шаги по прямой государственной поддержке национальных экономик и социальной сферы" [4]. Причем лондонский Центр исследований экономической политики (CEPR) отмечает, что большинство из принятых торговых ограничений не нарушают правила ВТО.

Но появилось и новое. Например, расширился инструментарий антикризисных мер. В настоящее время многие страны стали использовать фискальные инструменты: снижать налоговую нагрузку, стимулируя тем самым экономическое развитие страны без причинения значительного ущерба торговым партнерам и появления ответных защитных мер.

В 2009–2009 гг. некоторые страны (США, Великобритания, Германия, Франция, Италия, Швеция, Китай, Канада, Австралия, Бразилия, Аргентина и Россия) начали оказывать поддержку предприятиям автомобильной промышленности. По подсчетам Всемирного банка, субсидии автопроизводителям достигли 48 млрд амер. долл., причем 90 % из них пришлось на развитые страны [5].

На эту тенденцию, начавшуюся в США осенью 2008 г. с выдачи субсидий в размере 17,4 млрд долл. американским автомобилестроителям, Европа сначала отреагировала негативно, поскольку такие субсидии явно нарушают правила ВТО. Однако в связи с тем, что европейский и американский бизнес взаимосвязаны, подачи иска в ВТО не последовало. Более того, серьезность положения американских компаний вынудила немецкое правительство начать переговоры с фирмой "Опель", входящей в состав "Дженерал Моторс", о предоставлении ей помощи. Правительства Франции и Швеции также выразили готовность поддерживать национальных автопроизводителей с помощью кредитов и гарантий по кредитам, а необходимую сумму частично покрыл Европейский инвестиционный банк, выделивший 6 млрд евро на разработку новых экологических технологий в автомобилестроении.

Правительство Бразилии тоже объявило о предоставлении своим автомобилестроительным фирмам кредита в размере 1,7 млрд долл., а в Китае были предоставлены субсидии производителям автомобилей, выпускаемых с использованием более экологически чистых технологий.

В условиях мирового экономического кризиса, когда общей проблемой для автомобилестроительных фирм ста-

ла нестабильность мировых валют, начал широко использоваться такой способ повышения их конкурентоспособности, как девальвация национальной валюты. Например, правительство Японии на протяжении последних десяти лет сознательно поддерживало низкий курс иены по отношению к доллару. В результате японские производители автомобилей оказались в более выгодном положении, чем их основные конкуренты из США и ЕС. Но в последнее время данная тенденция прервалась: иена начала укрепляться. Поэтому ведущие фирмы Японии терпят убытки. Например, для "Тойоты" ослабление доллара на 1 иену снижает годовую операционную прибыль на 328 млн амер. долл. В целом же по отрасли такое понижение курса доллара означает сокращение прибыли на 1,2–1,5 % [6]. Таким образом, при укреплении курса национальной валюты со 105 до 90 иен за доллар, которое происходило в 2008–2009 гг., фирмы потеряли 12–15 % прибыли.

В этой связи японские концерны, в частности "Хонда", настаивают на государственных интервенциях с целью снижения курса иены до 100–110 иен за доллар. В противном случае им, по их утверждению, будет выгоднее перенести производство и научно-исследовательские разработки за границу. Поэтому правительство страны заявило о готовности проводить политику по снижению курса национальной валюты. Однако это вызвало неодобрение в США, так как данная мера будет стимулировать экспорт японских фирм, что еще больше усугубит положение американских автопроизводителей.

Курс китайского юаня также вызывает множество дискуссий в других странах. В США, к примеру, считают, что заниженный курс юаня стимулирует китайский экспорт в США и, соответственно, препятствует американскому экспорту в КНР. Но речь пока что идет об автокомпонентах. В перспективе же ожидаются и поставки готовых автомобилей из Китая, в связи с чем в США уже сейчас заговорили о введении пошлины в 27,5 % на китайские товары. Власти Китая, естественно, выступают против ослабления доллара и осуждают текущую монетарную политику американских властей.

В 2010 г. Бразилия, Колумбия, Малайзия, Индия, Перу, Сингапур, Таиланд, Тайвань, Филиппины, Южная Корея также проводили валютные интервенции или заявляли о планах защиты своих национальных валют. Но МВФ рекомендует странам не занижать искусственно курсы своих валют, поскольку такое занижение, предоставляющее временные преимущества национальным производителям, в долгосрочной перспективе негативно влияет на мировую торговлю.

В условиях нынешнего кризиса стала применяться и такая мера, как защита национальных рынков труда. Особенно ярко эта тенденция проявилась в странах ЕС. Например, правительство Франции выразило готовность поддерживать национальных производителей только при условии, что они не станут переносить рабочие места за границу и будут отдавать предпочтение отечественным поставщикам.

Помимо помощи национальным производителям, многие страны начали стимулировать потребительскую активность населения, чего также не было в прошлые кризисы. Так, в странах ЕС выдается премия за утилизацию старого автомобиля при покупке нового, соответствующего повышенному классу экологичности. Скажем, в Германии в феврале 2009 г. введены дотации в размере 2,5 тыс. евро на покупку нового автомобиля каждому, кто сдаст на утилизацию автомобиль старше девяти лет. На эти выплаты из бюджета было выделено 1,5 млрд евро. В результате Германия стала единственной европейской страной, где росли продажи автомобилей, а в марте того же 2009 г. они достигли рекордного за последние 17 лет уровня.

Аналогичные программы были введены и в Италии, Франции, Великобритании, Португалии, Испании и Нидерландах. Сделали такую попытку и в России. В Бразилии

же в январе 2009 г. был снижен налог на промышленные товары, взимаемый с граждан страны при приобретении новых автомобилей, и предоставлено 3,6 млрд долл. США банкам на выдачу автокредитов. В итоге стране удалось избежать кризиса в отрасли, на долю которой приходится 23 % ее промышленного производства и 12 % ВВП.

В Китае тоже приняли ряд мер. В частности, с 10 до 5 % был уменьшен налог на автомобили с двигателем небольшой мощности, что обеспечило рост производства таких автомобилей в 2009 г. на 48,3 %. Правительство Южной Кореи ввело налоговые льготы для автомобилей, зарегистрированных до 31 декабря 1999 г., что привело к росту продаж на ~ 16 % (до 1,2 млн ед.)

Такое стимулирование продаж в условиях падающего спроса вызвало серьезную критику ряда экономистов (Э. Хайманна и др.), поскольку показатель "перепроизводства в автомобильной отрасли" слишком высок, и поддержание повышенного спроса за счет государственных средств только затягивает кризис и не дает фирмам возможности всерьез взяться за пересмотр своей долгосрочной политики [7].

В настоящее время автомобилестроители, как и в кризисные периоды XX века, вынуждены разрабатывать новые продукты, чтобы найти тот, который поможет им сохранить конкурентоспособность. Становятся еще более актуальными энергосберегающие и экологические разработки: цена на нефть в июле 2008 г. превысила 147 амер. долл. за баррель, достигнув рекордного максимума, и начала снижаться только под влиянием кризисных тенденций мировой экономики, а экологическое законодательство развитых стран стало стимулировать снижение объемов выбросов автомобилями углекислого газа. Например, японские фирмы планируют кардинально обновить парк страны за счет автомобилей с гибридными или целиком небензиновыми силовыми установками. В частности, "Тойота", которая одной из первых начала серийное производство гибридов, планирует в 2012 г. запустить в массовое производство электромобиль FT-EV, способный проехать без подзарядки до 75 км; "Хонда" и "Ниссан" также надеются поднять продажи за счет электромобилей. Например, первая из них, которая с 1999 г. выпускает гибридный автомобиль "Инсайт", также наметила начать производство новых моделей "Джаз Гибрид" и спортивного гибрида, построенного на базе модели CR-Z. Тем более что росту популярности гибридов способствуют меры государственной поддержки: в Японии на их приобретение делают скидки из бюджета до 2,5 тыс. амер. долл. [8]. Американские автоконцерны тоже занимаются разработкой гибридных автомобилей. Для стимулирования их распространения объявлено об ужесточении национальных стандартов по топливной экономичности: к 2016 г. автомобили, продаваемые там, должны расходовать в среднем 1 галлон на 35,5 миль (6,62 л/100 км).

Конечно, разработки более эффективных и экономичных автомобилей подразумевают дополнительные затраты, что приведет к повышению цен за автомобиль примерно на 1 тыс. 300 долл., однако за счет снижения расходов на топливо в долгосрочной перспективе покупатели останутся в выигрыше [8].

В Европе крупнейшие автомобилестроительные фирмы ("Фольксваген", БМВ, "Даймлер") расширяют масштабы исследований и создания электромобилей. Занимаются ими и другие фирмы. Например, итальянские "Пининфарина" и "Боллоре", работающие в Норвегии "Финк Глобал" и индийская "Тата" стали ведущими европейскими изготовителями электромобилей.

Китайские (БИД, "Чери") и индийские автопроизводители ("Тата", "Рева Электрик Кар", "Махиндра и Махиндра") также ведут активные разработки в сфере

электромобилей и гибридных транспортных средств. По прогнозам специалистов, к 2015 г. мировое производство электромобилей вырастет до 500 тыс. в год, а к 2020 г. гибридные автомобили займут 10 % мирового авторынка [9].

К настоящему времени целый ряд факторов смягчил давление протекционистских мер, так как страны мира более взаимосвязаны экономически, чем это было, скажем, в 1930-х годах. Мировое производство сейчас больше опирается на внутриотраслевое разделение труда, при котором национальные товары превратились в транснациональные, создаваемые предприятиями многих стран; технологические цепочки, часто в рамках одних и тех же фирм, охватывают сразу много государств; производители зависят от импорта сырья, комплектующих и услуг. По этим причинам некоторые протекционистские меры, предлагавшиеся в 2008–2009 гг. (такие, как кампания "Покупайте американское", запущенная в США), не получили распространения. Этому способствует и рост возможностей сбыта автомобильной продукции за счет новых быстрорастущих рынков Бразилии, России, Индии, Китая (БРИК), ЮАР и ряда других государств. Поэтому в современных условиях переключение стран на внутренний рынок маловероятно. Протекционистские действия, предпринимавшиеся в кризисные периоды XX века, не могут принести ошутимых результатов. Необходимы другие меры. Например, не столько ограничения внешней торговли, сколько регулирование мировой торговли на международном и национальном уровнях [10].

В мировой автомобильной промышленности в последние годы происходит реструктуризация, все большую роль играют развивающиеся экономики, в частности, страны БРИКС. Как отмечает И. Дюмулен, "новые направления в теории международной торговли формируются в новых условиях, когда значимая роль на мировом рынке переходит к новым игрокам из числа развивающихся стран. Их интересы окажут существенное влияние на развитие новых направлений теоретической мысли в сфере внешней торговли" [10]. Со времени прошлых кризисов развитие и развивающиеся страны поменяли свои взгляды на торговую политику: если в прошлом веке за снижение торговых барьеров активно выступали Европа и США, то в настоящее время либерализация выгодна и развивающимся странам Азии. Это связано, главным образом, с укреплением экономической мощи государств региона и снижением импортных тарифов.

Нынешний кризис, конечно, необычен по своим масштабам и скорости развития событий. Однако по большинству показателей он схож с ситуациями 1930-х и 1970-х годов. Скажем, в 2008 г., как и в тех кризисах, снизились объемы производства, кредитования, спрос и цены на сырье, выросла безработица; из-за уменьшения объема выдачи кредитов изменилась структура потребления автомобилей в развитых странах; произошла значительная перестановка сил в мировом автомобилестроении (некоторые фирмы оказались на грани банкротства и были вынуждены продать часть своих активов: "Вольво" приобрел китайский концерн "Джили", голландскую "Спайкер" – "Сааб"); правительства стран приняты меры по защите национальных производителей, а сами фирмы активнее начали разрабатывать новые технологии. Так что в целом можно сказать: кризис 2008–2009 гг. – явление, с которым мировая экономика уже сталкивалась. И не однажды. Что, в общем-то, и понятно: циклический характер развития – одна из главных особенностей роста экономик стран мира. Так что повторение нынешнего кризиса – лишь дело времени. Поэтому к нему нужно готовиться всегда. В том числе и вырабатывая новые антикризисные механизмы с использованием инструментов внешнеэкономической политики.

Литература

1. Дюмулен И.И. Международная торговля. Тарифное и нетарифное регулирование: учебник / И.И. Дюмулен. 3-е изд. М.: ВАВТ, 2011. — 518 с.
2. The nuts and bolts come apart // The Economist. Vol. 390. Issue 8624. 28.03.2009. P. 79–81.
3. Nakamoto M. Yen's rise puts brakes on Japan carmakers // Financial Times. 7.02.2008. URL: <http://www.ft.com/cms/s/0/e377ef0e-d5a2-11dc-8b56-0000779fd2ac.html>
4. Исаченко Т.М. Торговая политика Европейского Союза / Т.М. Исаченко. М.: Изд. дом Гос. ун-та. Высш. шк. экономики, 2010. — 394 с.
5. The nuts and bolts come apart // The Economist. Vol. 390. Issue 8624. 28.03.2009. P. 79–81.
6. Nakamoto M. Yen's rise puts brakes on Japan carmakers // Financial Times. 7.02.2008. URL: <http://www.ft.com/cms/s/0/e377ef0e-d5a2-11dc-8b56-0000779fd2ac.html>
7. Сумленный С. Наступает эпоха партнерств // Эксперт. № 10 (649). 16.03.2009. С. 20–26.
8. Whitesides J. Obama takes aim at climate-warming car emissions // Reuters. 19.05.2009. URL: <http://www.reuters.com/article/GCA-BarackObama/idUSN1943318920090520>
9. Курс на экономичность. Эксперт Online. 13.08.2009. URL: http://www.expert.ru/news/2009/08/13/electrocar_tv/
10. Дюмулен И.И. Международная торговля: экономика, политика, практика: монография / И.И. Дюмулен. М.: ВАВТ, 2010. — 448 с.

УДК 629.067.34.028

ТЕХНИЧЕСКИЕ И ПРАВОВЫЕ АСПЕКТЫ ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ МЕЖДУНАРОДНЫХ ДОКУМЕНТОВ, УСТАНОВЛИВАЮЩИХ ТРЕБОВАНИЯ ПО БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук **В.В. КОМАРОВ**
НИИАТ (495. 496-53-83)

Анализируются технические и правовые аспекты проблемы разработки международных документов, устанавливающих требования по безопасности колесных транспортных средств; рассмотрены практика и подходы к определению области распространения Правил ЕЭК ООН как элемент управления рисками в автотранспортных системах.

Ключевые слова: колесные транспортные средства, безопасность, автотранспортные системы, международные соглашения, разработка международных правил, область распространения правил, официальное утверждение типа.

Комаров В.В.

TECHNICAL AND LEGAL ASPECTS OF A PROBLEM OF WORKING OUT THE INTERNATIONAL DOCUMENTS, ESTABLISHING SAFETY REQUIREMENTS TO WHEELED VEHICLES

Technical and legal aspects of a problem of working out the international documents, establishing safety requirements to wheeled vehicles, are analyzed; practice and approaches to establishment of scope of the United Nations Regulations, are considered as an element of risk management in the motor transportation systems.

Keywords: wheeled vehicles, safety, motor transport system, international agreements, development of international agreements, scope of regulation, official type approval.

Требования безопасности, предъявляемые при обязательном подтверждении соответствия колесных транспортных средств, разрабатываются в рамках международных соглашений, договаривающейся стороной которых является и Российская Федерация. Одно из них – Женевское соглашение 1958 г. о единообразных технических предписаниях для колесных транспортных средств (ТС), предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на таких средствах, и об условиях взаимного признания официальных утверждений, выдаваемых на основе этих предписаний (далее Соглашение). Оно представляет собой набор процедур, необходимых для принятия единообразных предписаний, касающихся новых механических транспортных средств и предметов их оборудования, а также взаимного признания официальных утверждений, предоставляемых на основе прилагаемых к Соглашению правил. То есть взаимное признание обеспечивается только для предметов оборудования систем и частей механических транспортных средств, но не для автомобиля в целом. И многих это не

устраивает. Поэтому ряд стран для подтверждения соответствия колесных транспортных средств в целом используют процедуру одобрения транспортного средства. Это послужило поводом для выдвижения Всемирным форумом для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) идеи разработки международных процедур такого одобрения. Правила ЕЭК ООН (Правила), принятые договаривающимися сторонами на основании Соглашения, регулируют порядок официального утверждения типа механических транспортных средств и предметов оборудования для них, что открыло возможность продажи ТС в этих странах. Более того, если первоначально Соглашение предназначалось только для установления требований в области безопасности, то сегодня оно охватывает требования, касающиеся охраны окружающей среды (выбросы загрязняющих веществ двигателями и шум), потребления энергии и защиты от угона.

Не останавливаясь на основных положениях Женевского соглашения 1958 г., поскольку они давно и хорошо известны, рассмотрим практику и подходы к определению области распространения Правил ЕЭК ООН. В документе ECE/TRANS/WP.29/2009/100 от 23.07.2009 г., разработанном рабочей группой по общим требованиям безопасности (GRSG) Всемирного форума, предложены поправки серии 2 к Правилам № 66 ЕЭК ООН "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры", которые представляют собой изменения в области применения этих Правил.

Так, раньше Правила № 66 в редакции добавления 65 (пересмотр 1 от 22.02.2006 г.) применялись к одноэтажным транспортным средствам с жесткой базой или сочлененным транспортным средствам, предназначенным и сконструированным для перевозки как сидя, так и стоя более 22 пассажиров, помимо водителя и экипажа. Затем, после поправки 1 от 04.11.2008 г., Правила начали применять к одноэтажным транспортным средствам с жесткой базой или сочлененным транспортным средствам, относящимся к классам II или III. Кроме того, по просьбе изготовителей Правила могли применяться к одноэтажным транспортным средствам с жесткой базой или сочлененным транспортным средствам, относящимся к другим классам. Теперь же поправки серии 2 предлагается применять к одноэтажным транспортным средствам с жесткой базой или сочлененным транспортным средствам, относящимся к категории M₂ или M₃, классам II, III или В вместимостью более 16 пассажиров, а по просьбе изготовителей – и к другим классам транспортных средств категорий M₂ или M₃.

Таким образом, постепенно формировался новый подход к определению области применения Правил № 66, основанный на предоставлении утверждения типа некоторым группам транспортных средств по просьбе изготови-

телей. То есть подход, который уже использовался в добавлении 33 к пересмотру 1 (от 10.09.2003 г.) Правил № 34 "Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении предотвращения опасности возникновения пожара" от 10.09.2003 г.: часть II Правил № 34, касающаяся официального утверждения транспортных средств категории M₁ в отношении предотвращения опасности возникновения пожара в случае столкновения, давно применяется именно по просьбе изготовителя. По Правилам № 34 могут официально утверждаться и транспортные средства других категорий, а не только категории M₁.

Но не противоречит ли исходным условиям Соглашения новый подход? В чем его преимущества и слабые места.

Дело в том, что Статьи 1 (3) и 3 Женевского соглашения устанавливают два основных принципа для Правил ЕЭК ООН. Первый из них – взаимное признание, т.е. утверждение типа, выданное в соответствии с Правилом договаривающейся стороной, применяющей это Правило, должно быть признано всеми договаривающимися сторонами, пользующимися им на основе утверждения типа; второй – утверждает добровольность Правил ЕЭК ООН, т.е. договаривающиеся стороны имеют право выбирать Правило. Более того, даже когда они используют Правило, то могут иметь и альтернативные национальные или региональные требования, если желают, то могут применять требования Правил ЕЭК ООН как национальные/региональные требования для утверждения типа, хотя Соглашение и не обязывает их делать это. Единственное обязательство, касающееся официального утверждения типа, предполагает признавать его как альтернативу национальным или региональным утверждениям.

Теперь об области распространения Правил ЕЭК ООН. Она должна указывать, для каких категорий ТС (L, M, N, O и т.п.) может быть задано официальное утверждение типа по Правилу, на какие компоненты, системы, части ТС Правило распространяется (при необходимости указывается также, на какие компоненты системы или части ТС Правило не распространяется).

При определении области распространения Правила договаривающейся стороне нужно прежде всего учитывать то, что все утверждения типа по Правилам ЕЭК ООН, выданные на ТС, указанные в области распространения Правила, должны признаваться договаривающимися сторонами, применяющими Правила ЕЭК ООН. Более того, решение об обязательном исполнении требований Правил ЕЭК ООН в национальном или региональном законодательстве принимается страной или региональной организацией и не должно быть предписано Правилами.

В Правилах ЕЭК ООН могут быть использованы альтернативные технические требования (например, альтернативные методы испытаний), но только при условии, что все официальные утверждения типа, выданные в соответствии с любым альтернативным требованием Правил, признаются всеми договаривающимися сторонами. Исходя же из того, что применение Правил – дело добровольное, они не должны включать опций, устанавливающих их обязательность на национальном или региональном уровне. Решение по этому вопросу может принять только страна или региональная организация.

Опции в Правилах ЕЭК ООН, разрешающие договаривающимся сторонам отказываться от некоторых официальных утверждений, также противоречат принципу взаимного признания. Единственное исключение – переходный период, в течение которого обе (предыдущая и новая) серии поправок к Правилам ЕЭК ООН могут использоваться как альтернативные. Причем всеми договаривающимися сторонами должны признаваться только последние по времени поправки (т.е. наиболее безопасные требования).

Чтобы избежать таких опций, договаривающиеся стороны должны исходить из принципа взаимного признания и определять состав ТС (например, наиболее безопасный),

который может быть принят всеми сторонами, а не навязывать обязательную на всех национальных рынках конструкцию. Например, ТС с системой контроля устойчивости (ESC) может быть принято всеми договаривающимися сторонами без необходимости делать ее обязательной для всех.

Но бывают случаи, когда Правило ЕЭК ООН распространяется на несколько компонентов, а договаривающиеся стороны не желают признавать официальных утверждений типа на все эти компоненты. Выход здесь лишь один – разделение Правила на несколько, каждое из которых распространяется на отдельные компоненты.

Такой подход позволяет решать на национальном или региональном уровне, соблюдая принцип взаимного признания, какие из новых Правил будут применяться и какое оборудование должно устанавливаться в обязательном порядке для того, чтобы соответствовать требованиям национального рынка.

Требования к новым компонентам (системам), на которые еще не распространяются существующие Правила, тоже должны содержаться в новых Правилах, а не как опции или расширение существующих Правил. Это позволит избежать трудностей при соблюдении принципа взаимного признания официальных утверждений типа.

В Правила ЕЭК ООН вносятся, как известно, не только отдельные поправки (опции), но и серии поправок, изменяющие требования, которым с определенного времени должны соответствовать системы и компоненты ТС при официальном утверждении типа. Серии поправок подлежат обязательному утверждению в соответствии с национальным и региональным законодательством, даже если их влияние на конструкцию ТС незначительное. При этом каждая новая серия поправок должна содержать, по меньшей мере, изменения в маркировке официального утверждения типа и образец новой маркировки; сроки обращения изготовителей за официальным утверждением типа по Правилам с этими поправками; сроки, начиная с которых ТС или его компоненты должны соответствовать этим поправкам; сроки, в течение которых договаривающиеся стороны обязаны признавать новые поправки. Кроме того, серии новых поправок должны содержать переходные положения для договаривающихся сторон, которые намерены применять Правила после вступления в силу этих поправок. Причем стороны не обязаны признавать существующие официальные утверждения типа.

Кроме поправок и их серий, у Правил ЕЭК ООН могут быть и дополнения, т.е. изменения, которые не влекут изменения официального утверждения типа и обычно применяются для уточнения процедуры испытания без введения новых требований или с введением первоначально неучтенных или неожиданных особенностей (например, расширение области распространения). Но дополнения не являются основанием для договаривающихся сторон требовать нового официального утверждения типа взамен существующего. В силу они обычно вступают с даты опубликования, после которой учитываются при испытаниях по Правилам ЕЭК ООН. При отсутствии дополнительных указаний их следует сразу же применять во всех процедурах официального утверждения типа. Однако и существующие официальные утверждения типа остаются действующими, и договаривающиеся стороны обязаны их признавать.

Есть и еще один вид изменения Правил ЕЭК ООН – исправления. Они представляют собой редактирование предыдущего текста и используются, как правило, чтобы избежать различного его толкования. Они тоже вступают в силу с момента их появления.

Проведенный выше анализ позволяет сформулировать методические положения, касающиеся формирования области распространения Правил ЕЭК ООН.

Как известно, условия Женевского соглашения (статья 6) определяют, что изготовители ТС не могут быть договаривающимися сторонами. Ими могут быть только страны. Кроме того, в соглашении отсутствуют условия факультативные

тивного применения Правил ЕЭК ООН в отношении отдельных категорий/классов транспортных средств. Тем не менее анализ структуры области применения различных Правил позволяет классифицировать ее по четырем видам высказываний: А – категории/классы ТС, к которым Правила должны применяться в обязательном порядке; В – категории/классы ТС, к которым Правила должны применяться лишь в случае их оснащения элементами конструкции, охваченными Правилами; С – категории/классы ТС, к которым Правила должны применяться факультативно; D – категории/классы ТС, к которым Правила не должны применяться.

Область применения должна быть сформулирована однозначно и кратко, включать только перечисленные выше виды высказываний или их комбинацию. Причем желательно использовать высказывание вида А, а утверждения вида В и D – при необходимости. И это понятно: они предусматривают обязательное применение Правил ЕЭК ООН к определенным категориям/классам ТС всеми договаривающимися сторонами или исключение ТС из области применения. Утверждение же вида С, наоборот, вызывает ряд противоречий с условиями Соглашения и национальным законодательством договаривающихся сторон. Однако поводы для его применения все-таки есть. Это могут быть различия транспортных систем договаривающихся сторон в значимости некоторых категорий/классов ТС, условиях их эксплуатации, уровне безопасности дорожного движения, роли международных перевозок. Но все эти особенности касаются отдельных стран и регулируются их национальным законодательством.

Включение ТС в область применения Правил ЕЭК ООН означает, что предлагаемые Правилами критерии и методы испытаний обеспечивают оценку безопасности ТС из данной области и исключают угрозы, вызываемые рассмотренными в Правилах факторами. Поэтому договаривающаяся сторона, применяющая их, устанавливает обязательные требования в национальном законодательстве. Причем включение Правила в национальное законодательство требует обязательного подтверждения всех категорий/классов ТС, указанных в области его распространения. И это касается также норм, утверждаемых факультативно.

Для иллюстрации сказанного вернемся к форме области распространения Правил, содержащей высказывание вида С. Она может быть сформулирована следующим об-

разом: "Правило распространяется на ТС классов 1 и 2 категории X (высказывание А); по просьбе изготовителей оно может распространяться и на ТС класса 3 категории Y (высказывание С)".

Вторая часть этой формулировки, как видим, явно противоречит принципу добровольности признания и применения Правил ЕЭК ООН. Более того, решение об обязательном исполнении требований Правил в национальном или региональном законодательстве принимается страной или региональной организацией и не должно быть предписано в области распространения Правила.

Это с одной стороны. С другой же, изготовитель ТС, не являясь участником Соглашения, предписывает договаривающимся сторонам обязательное выполнение своих требований. И, наконец, включение некоторой категории ТС или компонента в область распространения на факультативной основе означает, что данное Правило позволяет дать объективную оценку их безопасности, и его можно включить в Правило без оговорок.

Основные выводы, которые вытекают из всего сказанного выше, можно свести к следующему.

1. Применение Правил ЕЭК ООН – дело сугубо добровольное, т.е. они не должны включать опций, устанавливающих их обязательное применение на национальном/региональном уровне. Другими словами, применять или не применять Правило определяет договаривающаяся сторона или региональная организация.

2. Если Правило распространяется на несколько компонентов и договаривающиеся стороны не желают признавать официальные утверждения типа на эти компоненты, то избежать опций можно только одним способом – разделить Правило на несколько, распространяющихся на отдельные компоненты.

3. Требования к новым компонентам/системам, на которые еще не распространяются существующие Правила, должны быть оговорены в новых Правилах, а не признаваться как опции или расширение существующих Правил.

Литература

1. World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP.29) – How It Works, How to Join It [Текст]. New York and Geneva: United Nations. 2002. 122 с.



В рамках проекта под названием ООО "Алабуга-моторс" в Особой экономической зоне "Алабуга" планируется наладить выпуск электробусов на базе низкопольного автобуса НефАЗ. Плановая мощность предприятия составит 1200 штук в год с возможностью увеличения мощности до 2000 штук. Для реализации производства учредителем будет привлечено 181,795 млн. руб. Реализация проекта в ОЭЗ "Алабуга" позво-



лит реализовать ряд сопутствующих эффектов: создаст от 62 до 221 новых рабочих мест и станет базой для создания высокотехнологичных разработок в области производства электробусов.

В январском ралли-марафоне "Даккар-2012" по дорогам Южной Америки традиционно приняли участие экипажи команды "КамАЗ-Мастер". Причем на сей раз команда впервые выступила в обновленном, "молодежном" составе, перед которым ставились относительно скромные задачи. Тем не менее, дебютантам удалось показать весьма неплохие результаты: экипаж Андрея Каргинова по итогам всего марафона занял 4-е место, а экипаж Ильгизара Мардеева стал пятым. Руководитель команды Семен Якубов отметил, что доволен первым выступлением команды в новом составе.





КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.33.03-83; 629.34.03-83

ПЕРСПЕКТИВЫ ГИБРИДНЫХ АТС

Канд. техн наук **Л.А. СКРИПКО**
МАДИ (ГТУ) (499. 589-84-17)

Освещены проблемы традиционного привода современного автомобиля, которые не позволяют получать теоретически возможного минимального расхода топлива. Приведены некоторые решения по созданию гибридных приводов и их конструкции.

Ключевые слова: гибридный привод, расход топлива, суперконденсаторы, планетарный редуктор.

Skripko L.A.

PROSPECTS OF HYBRIDS

The review of a traditional car and engine problems which is not allowing to get maximum fuel economy is given. Descriptions of some decisions on creation of hybrid and their designs are resulted.

Keywords: hybrid, fuel economy, super capacities, planetary gear.

Стремление повысить топливную экономичность и экологичность АТС вынуждает производителей отказываться от устаревших конструкций и технологий и разрабатывать принципиально новые машины. Вплоть до экзотических. И это прежде всего относится к силовым установкам. Дело в том, что традиционный ДВС уже не отвечает тем требованиям, которые потребитель предъявляет к современным автомобилям: они должны быть одновременно вместительными, динамичными, иметь высокую максимальную скорость и вместе с тем быть экономичными, экологически чистыми и недорогими.

Чтобы удовлетворить эти требования, конструктора уже создали АТС с гибридным приводом, в котором в качестве дополнительного источника мощности используется хорошо известный электропривод [1]. И поскольку последний достаточно изучен и самостоятельно применяется на многих видах городского транспорта, то его комбинация с традиционным ДВС выглядит наиболее доступной и логичной.

Но прежде о том, что конкретно не устраивает производителей в современном ДВС и заставляет их работать

над принципиально новым, в том числе гибридным, автомобилем, усложняя его конструкцию?

Ответ на этот вопрос можно найти, рассмотрев (рис. 1) многопараметровую характеристику ДВС, которая показывает зависимость его удельного расхода q_e топлива в координатах "крутящий момент M_e – частота n вращения коленчатого вала". Или, что то же самое, зависимость объема расходуемого топлива от количества энергии, выработанной ДВС.

Как следует из этой характеристики, удельный расход топлива непостоянен и существенно зависит от мощности ДВС, т.е. от соотношения M_e и n . Причем разница в экономичности для разных значений мощности может достигать до 300%. Например, минимальный удельный расход современных бензиновых ДВС равен 240–250 г/(кВт·ч), а максимальный – 700–750. Кроме того, $q_{e\min}$ располагается в очень узкой области характеристики, а значит, может быть получен только при определенном и зачастую кратковременном режиме работы. Как правило, он находится в зоне номинальной (близкой к максимальной) мощности, т.е. соответствует режиму, который на практике используется крайне редко. Поэтому многие говорят: если на автомобиль установить более мощный ДВС, то его топливная экономичность обязательно ухудшится. И они, в общем-то, правы. Дело в том, что ДВС любой мощности, перемещая один и тот же автомобиль на одних и тех же режимах движения, хотя и выполняет одинаковую работу, но функционирует в своей зоне параметрической характеристики. Следовательно, работает с разными удельными расходами топлива. И чем ДВС мощнее, тем в более неэкономичной зоне располагается этот режим. Особенно при небольших скоростях движения (к примеру, в городском цикле).

С этой точки зрения идеальным был бы автомобиль с двумя ДВС на борту – маломощным, обеспечивающим движение в городе, и более мощным для движения за городом: в этом случае ДВС всегда бы работали с максимальной мощностью при минимальном расходе топлива.

Однако такое решение, по вполне понятным причинам, сложно себе представить. Поэтому приходится искать более реальные пути. Так, давно известен и применяется такой из них, как оснащение автомобиля многоступенчатой коробкой передач: она позволяет войти в высокоэкономичные зоны параметрической характеристики за счет быстрого переключения передач и перехода крутящего момента ДВС в экономичную ее область. Поясним это, используя все ту же многопараметровую характеристику.

Начнем с того, что выбор мощности ДВС определяется максимальной скоростью автомобиля и необходимой динамикой его разгона. Например, именно с этой целью мощность ДВС автомобиля ВАЗ-2118 "Калина" выбрана равной 59,5 кВт (80 л.с.) при 5200 мин⁻¹, а максимальный крутящий момент – 120 Н·м (12,2 кгс·м) при 2500–3000 мин⁻¹. Это позволяет ему развивать максимальную скорость 160 км/ч и ускоряться до 100 км/ч за 13 с.

Но такие режимы, как было отмечено выше, на практике встречаются не часто. Наиболее же применяемые режимы требуют гораздо меньших мощностей. Причем таких "неполных" режимов в принципе может быть много. Поэтому для их анализа обычно пользуются условным городским циклом (SAE227C), который предусматривает макси-

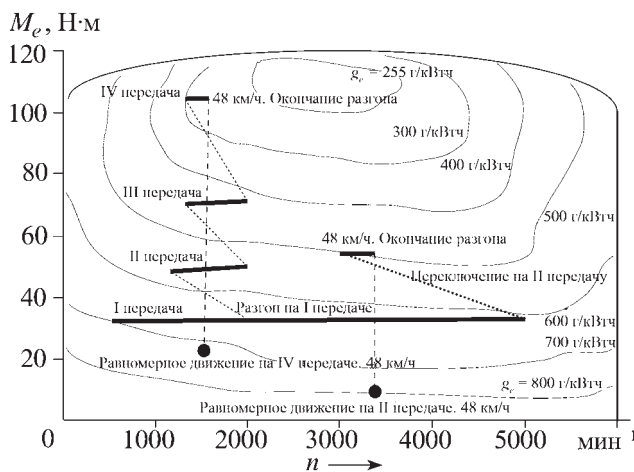


Рис. 1. Многопараметровая характеристика двигателя внутреннего сгорания

мальную скорость движения 48 км/ч, а время разгона до этой скорости – 18 с. Именно этот цикл отражает рис. 1, на котором приведены два варианта разгона рассматриваемого автомобиля: на первой и второй передачах при их переключении ($n = 5000 \text{ мин}^{-1}$; при переключении передач с первой по четвертую ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$).

Как видно из рисунка, в первом случае крутящий момент, развиваемый ДВС на всем протяжении разгона, находится в области очень высоких удельных расходов топлива, т.е. данный режим крайне неэкономичен. Во втором же случае частое переключение передач позволяет очень быстро переместить момент в область более низких удельных расходов топлива, что, естественно, положительно отражается на экономичности.

И еще одно. Интенсивность разгона автомобиля зависит от разности момента, развиваемого ДВС, и момента сопротивления движению. При этом момент сопротивления, приведенный к коленчатому валу ДВС, зависит от номера передачи: на первой он минимален и, как следствие, дает возможность получить максимальное ускорение. Если же водитель переключается на более высокую передачу, тем самым повышая приведенный момент сопротивления, то разница моментов будет меньше, а, значит, ускорение – не столь интенсивным.

Зная и используя это правило, водители, выбирая номер передачи, могут, таким образом, жертвовать или экономичностью, выигрывая в темпе разгона, или динамикой разгона, выигрывая в топливной экономичности.

Какой же вывод следует из сказанного выше? Он простой: многопараметровая характеристика ДВС определяет крайне неэкономичную эксплуатацию автомобиля в городе. Даже оптимальный, с частым переключением передач режим не позволяет надеяться получить расход топлива, близкий к минимально возможному. Однако, несмотря на это, сегодня наиболее доступным и недорогим вариантом остается все-таки наращивание числа ступеней в коробке передач, а в перспективе – переход от традиционных коробок передач к бесступенчатой системе передач (вариатору). Именно она позволяет плавно изменять передаточное отношение между колесами и ДВС, удерживая частоту вращения коленчатого вала в экономичной области параметрической характеристики. Правда, такой способ регулирования хотя и снижает расход топлива за счет работы ДВС в более экономичных зонах (для двигателя ВАЗ-2113 – при $n = 2500\text{--}3500 \text{ мин}^{-1}$), однако избежать его работы с низкими крутящими моментами (например, при равномерном движении в городе) не удастся. Поэтому следующий шаг по созданию идеальной силовой установки очевиден: обеспечение частоты вращения коленчатого вала на уровне $2500\text{--}3500 \text{ мин}^{-1}$ и повышение крутящего момента вплоть до максимального.

Для этого ДВС при невысоких мощностях движения необходимо дать дополнительную нагрузку. То есть сделать так, чтобы ДВС, с одной стороны, был загружен мощностью, необходимой для движения АТС, а с другой – мощностью дополнительной нагрузки.

Простейший вариант такого решения – электрогенератор, который превращает излишнюю для данного режима движения механическую энергию ДВС в электрическую и отдает ее в накопитель (аккумуляторную батарею). Схема установки, реализующей это решение, приведена на рис. 2. Из нее видно, что первичный вал вариатора дополнительно соединен с электрической машиной, которая, работая в режиме генератора, повышает момент сопротивления и обеспечивает работу ДВС в районе максимальной мощности, а следовательно, минимального расхода топлива на всех режимах движения автомобиля (кроме v_{max} , разумеется). Правда, при разгоне автомобиля мощность генератора нужно снижать, но это уже, как говорится, дело техники.

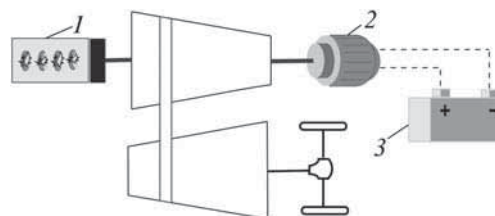


Рис. 2. Схема гибридной энергоустановки с применением вариатора:
1 – ДВС; 2 – электрическая машина (генератор); 3 – накопитель электроэнергии

Решение, как видим, интересное. Однако оно, к сожалению, не из простых. Дело в том, что вариатор пока что устройство дорогостоящее и сложное в исполнении, мало надежное, имеющее невысокий КПД, но большие габаритные размеры. Кроме того, его нужно оснащать системой управления, способной так управлять режимами работы электрогенератора и аккумуляторной батареи, чтобы они не вышли из строя. Ведь нетрудно подсчитать, что ДВС автомобиля ВАЗ-2118 мощностью 59,5 кВт, зарядит литий-ионную батарею массой 50 кг и удельной энергоемкостью 100 Вт/кг за 5 мин и вынужден будет остановиться. Кроме того, для принятия заряда удельная мощность батареи должна быть не менее 1200 Вт/кг. Иначе система управления вынуждена будет уводить ДВС в менее экономичную зону.

Конечно, ДВС можно отключать или переводить его в режим холостого хода. Однако если интенсивность заряда аккумулятора достаточно высока, то это отключение будет происходить часто, что также нежелательно.

Более благоприятной представляется работа ДВС с постоянной номинальной мощностью (равной средней мощности движения) без отключения, т.е. в режиме электростанции. Но для этого или батарея должна быть более энергоемкой, или мощность ДВС существенно меньше.

Еще один недостаток – высокая стоимость литий-ионного аккумулятора. Например, батарея массой 100 кг стоит 10–15 тыс. амер. долл., а значит, использование ее в серийных автомобилях трудно представить.

Применение перспективных накопителей энергии на основе суперконденсаторов тоже осложняется их низкой удельной энергоемкостью. Хотя в публикациях и упоминаются значения удельной энергоемкости их новых образцов до 30 Вт·ч/кг, но выпускаемые сегодня модели имеют, в зависимости от назначения, всего лишь 1,5–6 Вт·ч/кг. Таким образом, применение суперконденсаторов в гибридном приводе ограничено и возможно лишь в определенных режимах. Например, для рекуперации энергии торможения и ее кратковременной отдачи при разгоне (так называемые системы "старт–стоп"). Да и стоимость суперконденсаторов равна ~ 10 долл. за 1 кДж, что соответствует 6 тыс. долл. для батареи массой 100 кг.

Возвращаясь к результатам расчета параметров гибридного привода для автомобиля ВАЗ-2118 "Калина", следует подчеркнуть, что использование ДВС с максимальным крутящим моментом, равным 120 Н·м (12,2 кгс·м), и мощностью 56,5 кВт (80 л.с.) с точки зрения эксплуатации в городе крайне неэффективно. Необходимая мощность в городском графике в разы меньше номинальной, а значит, ДВС эксплуатируется при удельном расходе топлива, в 2–3 раза превышающем минимально возможный. Например, при движении со скоростью 60 км/ч требуется мощность всего 6 кВт, что составляет ~ 10 % номинальной, а удельный расход топлива при этом достигает 600–700 г/(кВт·ч). Отказаться же от применения мощного ДВС из-за требования обеспечить высокие максимальную скорость движе-

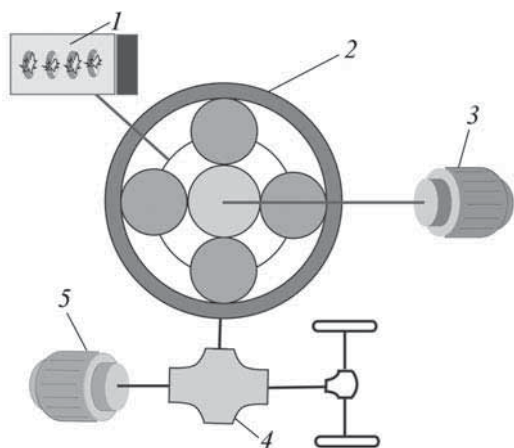


Рис. 3. Схема гибридной энергоустановки автомобиля "Тойота Приус":

1 – ДВС; 2 – планетарный редуктор; 3 – электрогенератор; 4 – редуктор; 5 – электродвигатель ведущих колес

ния (160 км/ч) и интенсивность разгона (13 с до 100 км/ч) невозможно.

Таким образом, в ДВС рассматриваемого автомобиля заложен потенциал по мощности, который практически не используется.

В связи с этим возникает предложение: необходимо создать гибридный привод, который бы там, где ДВС неэкономичен, обеспечивал его от альтернативного источника энергии.

Эта задача может быть реализована при оснащении автомобиля дублирующим электроприводом и энергоемкой аккумуляторной батареей. При такой системе движение на малых скоростях будет осуществляться на электротяге, а на больших нагрузках – за счет ДВС.

Конечно, у такой системы есть недостатки, главный из которых – тяжелая и дорогая аккумуляторная батарея с высокими показателями по мощности заряда. Однако возможен и другой подход, при котором автомобиль за счет суперконденсатора разгоняется до полной его разрядки, как бы задавая импульс разгона, а затем разгон и равномерное движение продолжают от ДВС ("старт-стоп"). Такой алгоритм позволяет миновать неэкономичную зону ДВС и включать его в работу уже на высоких нагрузках.

К сожалению, обеспечить движение только за счет батареи суперконденсаторов невозможно, что связано с их низкой энергоемкостью. Расчет показал, например, что батарея суперконденсаторов удельной энергоемкостью 1,5 Вт·ч/кг и массой 100 кг даже с учетом рекуперации энергии торможения обеспечит пробег ВАЗ-2118 в городе не более 3–5 км. При этом следует учесть, что установить на автомобиль батарею массой 100 кг, значит, уменьшить число пассажиров на единицу. Иначе снизятся его максимальная скорость и динамика разгона.

Отсюда нетрудно сделать вывод: сегодня проблема создания гибридного автомобиля выпирается в недорогой накопитель электроэнергии с высокими удельными значениями емкости и мощности. Большой запас энергии в нем сразу позволил бы варьировать режимами работы ДВС и электродвигателя и обеспечивать им благоприятные условия работы. Имея же возможность запасать энергию торможения с высоким КПД, можно существенно, на 3–4 л/100 км, снизить расход топлива в городе.

Что касается схемы привода, то существует несколько принципиальных решений связи ДВС, электродвигателя и колес. Широко известно, например, решение (рис. 3) с помощью компактного планетарного редуктора, который ус-

тановлен на автомобиле "Тойота Приус". При нем крутящий момент ДВС повышается за счет работы генератора, ротор которого соединен с солнечной шестерней. Энергия, выработанная генератором и накопленная в аккумуляторе, реализуется затем при движении до скоростей 20 км/ч или при интенсивном разгоне, когда ДВС и электродвигатель работают вместе. Планетарный редуктор одновременно играет роль бесступенчатой коробки передач, так как увеличение нагрузки на солнечной шестерне за счет момента на роторе генератора приводит к передаче мощности на коронную шестерню и на колеса.

Таким образом, как видим, момент на колесах можно регулировать за счет мощности как ДВС, так и генератора.

Создание "Приуса" было, безусловно, новым словом японских инженеров в автомобилестроении, но проблема схемы остается. Она – в необходимости применения энергоемкой и дорогой батареи с высокими мощностными показателями.

Следует также упомянуть и о том, что КПД всей системы "Приуса" получился все-таки ниже, чем у его обычного прототипа. Причины – наличие режимов заряда и разряда батареи и потеря в электродвигателях. Установлено, что потери в батарее могут достигать 30 % при заряде ее высокими токами и при низкой начальной степени заряженности.

Более совершенны в этом плане суперконденсаторы: их КПД заряда и разряда составляет 95–100 %. Поэтому будущее гибридных АТС, возможно, именно за этими накопителями энергии.

Проанализировав схему "Приуса" на всех режимах движения, можно отметить и еще несколько ее недостатков. Основной из них состоит в том, что в планетарном редукторе ДВС остается механически связанным с ведущими колесами, поэтому получать от ДВС максимальный крутящий момент на всех режимах движения невозможно. Например, при равномерном движении в городе требуемый момент на коронной шестерне планетарного редуктора составляет 5–10 % максимально возможного момента ДВС. Следовательно, нельзя, нагружая генератор, получить на шестерне водила максимальный момент, так как увеличение момента на солнечной шестерне и шестерне водила автоматически привело бы к превышению момента на коронной шестерне сверх необходимого. То есть крутящие моменты ДВС, колес и генератора всегда остаются в строгой зависимости друг от друга. А это заставляет возвращаться к проблеме недогруженного ДВС на некоторых режимах движения, а значит, к проблеме повышенного расхода топлива.

Этот недостаток попытались устранить сами инженеры фирмы "Тойота". Они для дополнительного изменения передаточного числа между ДВС и колесами применили второй планетарный механизм. Однако такое решение сильно усложнило конструкцию автомобиля, сделала ее технологически трудно реализуемой на автозаводах. Поэтому, видимо, придется искать более простые решения.

Но, несмотря на очевидные трудности при создании гибридных приводов, можно надеяться, что, в конце концов, простая и надежная конструкция будет все-таки предложена. И тогда гибридный автомобиль, выполненный по той или иной схеме, составит серьезную конкуренцию сегодняшнему автомобилю, а возможно, в ближайшее десятилетие и полностью его вытеснит. Ведь для этого остается фактически решить лишь одну проблему – создать легкий и мощный накопитель электроэнергии. За схемой же энергоустановки дело, думается, не станет.

Литература

1. Сидоров К.М. Моделирование автомобиля с комбинированной энергетической установкой на базе ГАЗ 2705 / Е.И. Сурин, К.М. Сидоров, М.В. Юрт // Электроника и электрооборудование транспорта. 2007. № 4. С. 14–16.

ИЗМЕНЕНИЕ ЧИСЛА РАБОТАЮЩИХ ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЯ – ВАРИАНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЕГО РЕЖИМОВ МАЛЫХ НАГРУЗОК

Д-р техн. наук **Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, С.В. СТРАШНОВ, И.С. МЕЛЬНИК, Б.А. КОРНЕВ**
РУДН (495.952-67-87)

Проведено исследование возможности прогнозирования экономической эффективности метода регулирования дизеля изменением числа работающих цилиндров при работе на режимах малых нагрузок. Показано удовлетворительное совпадение результатов анализа с использованием универсальных характеристик дизеля с результатами экспериментального исследования.

Ключевые слова: дизель, режимы малых нагрузок, отключение цилиндров и циклов, изменение рабочего объема двигателя.

Patrakhaltsev N.N., Strashnov S.V., Melnik I.S., Kornev B.A.

DISCONNECTION SOME CYLINDERS OF DIESEL – VARIANT OF IMPROVEMENT IN EFFICIENCY OF IT'S REGIMES OF LOW LOAD

There carried out investigation of opportunities of improvement in efficiency of diesel en regimes of low load by variation of number of active cylinders. There presented, that using of universal characteristics for this analysis takes opportunities for determination improvements in efficiency of engine with variable displacement.

Keywords: diesel, regimes of low loads, disconnection of cylinders or cycles, variation of displacement of diesel.

Метод повышения экономичности работы ДВС на режимах малых нагрузок и холостых ходов путем отключения части цилиндров известен давно. Например, для бензиновых двигателей его пытались применять еще в 1905 г.

Сущность этого метода, как следует из его названия, заключалась в том, что на данных режимах отключают подачу топлива в часть цилиндров и зажигание. Клапаны газораспределительного механизма отключенных цилиндров оставались закрытыми и работали они как пневматические пружины. То есть поршни совершали процессы сжатия–расширения без обмена рабочим телом с окружающей средой. Благодаря чему снижались механические потери.

В дальнейшем, когда появились бензиновые двигатели с распределенной системой топливоподачи, метод постепенно превратился в метод регулирования двигателя пропуском рабочих циклов [1].

На дизелях этот метод из-за сложностей выполнения систем отключения цилиндров и особенно отдельных циклов начали исследовать позднее. И одна из первых таких систем отключения цилиндров и циклов была разработана в Российском университете дружбы народов.

При ее исследовании выявились довольно любопытные обстоятельства.

Так, считалось, что механические потери дизеля с отключенными или со всеми работающим цилиндрами остаются примерно постоянными и зависят лишь от частоты вращения коленчатого вала. Но оказалось, что это не совсем так, о чем свидетельствует рис. 1, на котором приведены универсальные (многопараметровые) характеристики дизеля, т.е. зависимости удельной работы $L_{уд}$, совершаемой дизелем как полноразмерным (все цилиндры работают), так и с уменьшенным числом работающих (активных) цилиндров [2]. Причем такой прием применим для двигателей без наддува, с механическим наддувом, а в ряде случаев – и с регулируемым наддувом или (при повышенной погрешности) с низким уровнем наддува. Использование же параметра "удельная работа" выгодно тем, что отключение части цилиндров, по-существу, представляет собой изменение рабочего объема дизеля.

Удельная работа $L_{уд}$ двигателя определяется по формуле № 1 (см. таблицу). Если же характеристика построена в координатах M_e и n , то удельную работу дает формула № 2.

Теперь допустим, что дизель ЯМЗ-238 работает на всех своих восьми цилиндрах, причем на режиме со средним эффективным давлением $p_e = 0,1$ МПа и $n = 1200$ мин⁻¹. При этом $g_e = 370$ г/(кВт·ч). Определим, какими могут быть удельные его расходы топлива, если он будет работать на том же нагрузочном режиме с различными числами z работающих (активных) цилиндров.

Очевидно, что чем меньше число активных цилиндров, тем выше их нагрузка, а следовательно, для поддержания приемлемого коэффициента избытка воздуха требуется повышенная его подача от турбокомпрессора, что при малом числе работающих цилиндров дизель обеспечить не может. Значит, работа с малым числом активных цилиндров возможна на дизеле или без наддува, с механическим наддувом, с определенным видом регулируемого наддува или при достаточно низком уровне наддува. У дизеля же со свободным турбокомпрессором потребуется либо корректировка результатов, получаемых таким методом при малом числе активных цилиндров, либо отказ от отключения повышенного числа цилиндров.

И это факт. В рассматриваемом случае при $p_e = 0,1$ МПа удельная работа $L_{уд}$ дизеля вне зависимости от числа активных цилиндров составляет 50 Дж/дм³, а полная его работа L при восьми активных цилиндрах рассчитывается по формуле № 3 и равна 743 Дж.

Эту же работу дизель совершает и при шести, четырех и двух активных цилиндрах, т.е. когда рабочий объем дизеля уменьшен в соответствии с числом отключенных цилиндров и составляет 11,145; 7,430 и 3,715 дм³ соответственно. Следовательно, удельная работа дизеля на шести активных цилиндрах составит 67 Дж/дм³ (формула № 4), на четырех – 100 Дж/дм³, а на двух – 200 Дж/дм³. Отсюда, используя универсальную характеристику (рис. 1), получаем (рис. 2) удельные расходы g_e дизеля при разном числе z активных цилиндров (и, естественно, при разной удельной работе), а также относительные выигрыши Δg_e в расходе топлива, определяемые по формуле № 5.

Для удобства дальнейшего применения полученной информации тенденция (тренд) изменения $g_e = f(L_{уд})$ может быть представлена формулой № 6 с высокой ($R^2 > 0,999$) достоверностью.

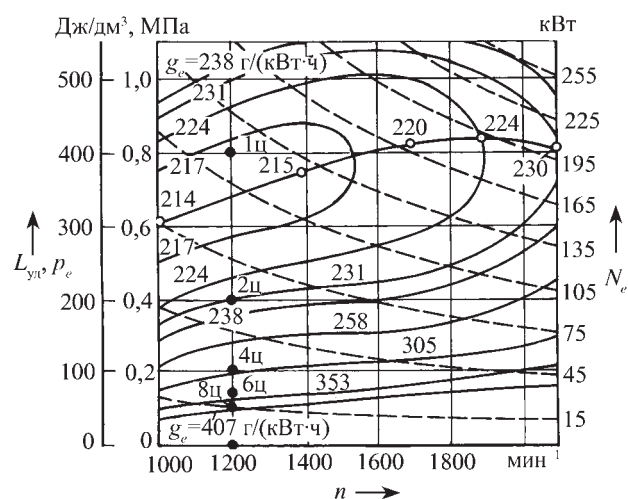


Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля ЯМЗ-238 (8 ЧН 13/14) [4], на которую нанесена дополнительная шкала – удельная работа $L_{уд}$ дизеля (1 ц – 8 ц – число активных цилиндров)

№ формулы	Формула	Примечания
1	$L_{уд} = 500p_e$	p_e – среднее эффективное давление полноразмерного дизеля
2	$L_{уд} = \frac{2\pi M_e}{V_h z}$	M_e – крутящий момент дизеля; V_h – рабочий объем цилиндра; z – число работающих (активных) цилиндров
3	$L = L_{уд} z V_h$	L – полная работа дизеля
4	$L_{уд} = \frac{L}{z V_h}$	–
5	$\Delta g_e = \frac{(g_{e,8} - f_{e,z})}{g_{e,8}} 100$	$g_{e,8}$ и $g_{e,z}$ – соответственно удельные эффективные расходы топлива при всех восьми работающих цилиндрах и при z активных цилиндрах (т. е. при $8 - z$ отключенных)
6	$g_e = -0,9864 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right)^3 + 18,942 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right)^2 - 120,25 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right) + 472,33$	–
7	$g_e = -9,4167 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right)^3 + 88,25 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right)^2 - 272,83 \left(\frac{L_{уд}}{50}\right) + 499$	–

Из рис. 2 видно, что при шести активных цилиндрах выигрыш Δg_e в удельном расходе топлива составляет 7 %, при четырех – 19, при двух – 38 и при одном – 41 %.

Тенденция в экономии топлива благодаря применению метода отключения цилиндров в случае работы полноразмерного дизеля на режиме с $p_e = 0,2$ МПа (рис. 3) подтверждает: при числе активных цилиндров, равном шести, четырем и двум, выигрыши Δg_e в расходе топлива составляют соответственно 15, 24 и 29 % (расчет велся по формуле № 7). При нагрузке $p_e = 0,3$ МПа и той же частоте вращения коленчатого вала экономия топлива при числе активных цилиндров, равном шести и четырем, составляет соответственно 8 и 13 %. Работой на двух цилиндрах режим не поддерживается. При 0,4 МПа и той же частоте вращения возможная экономия топлива при том же числе активных цилиндров (шесть и четыре) составляет ~ 6 %.

Все перечисленное иллюстрирует рис. 4: при нагрузке дизеля свыше 0,4 МПа целесообразность его регулирования отключением цилиндров отпадает.

Испытания дизеля 8 ЧН 13/14 (ЯМЗ-238), оснащенного системой отключения цилиндров и циклов, проведенные в условиях завода [3], показали, что на режимах холостого хода и малых (не выше $p_e = 0,3$ МПа) нагрузках экономия топлива в среднем достигает 15–20 %.

Таким образом, исследование подтверждает возможность предлагаемой оценки эффективности методом изменения числа работающих цилиндров, в том числе на дизелях с наддувом. Но при отключении не более (в данном случае) трех-четырех цилиндров. В противном случае результаты анализа и эксперимента существенно отличаются.

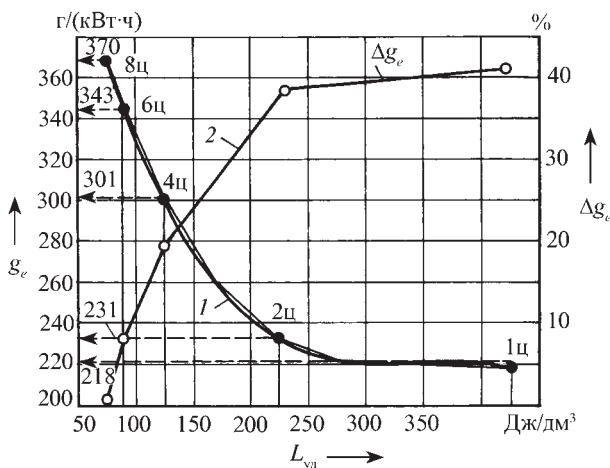


Рис. 2. Зависимости удельного эффективного расхода топлива (кривая 1) и относительного его выигрыша (кривая 2) от величины удельной нагрузки (удельной работы) при разном числе активных цилиндров ($z = 8, 6, 4, 2, 1$), но при одинаковой нагрузке p_e , равной заданной частичной нагрузке полноразмерного дизеля ($p_e = 0,1$ МПа и $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$)

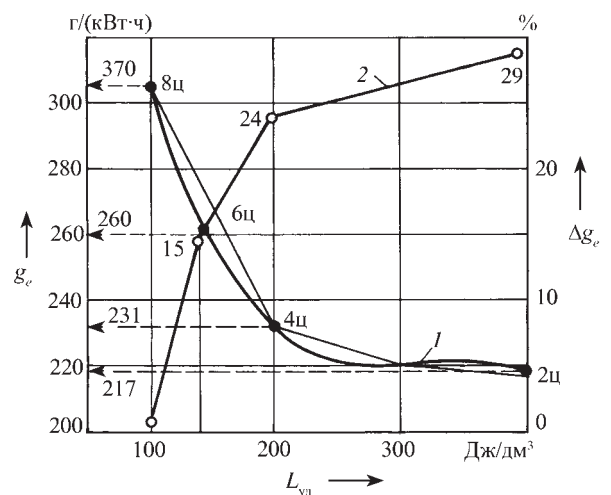


Рис. 3. Зависимости удельного эффективного расхода топлива (кривая 1) и относительного выигрыша в расходе (кривая 2) от удельной нагрузки дизеля при разном числе (2, 4, 6, 8) активных цилиндров и одинаковой нагрузке, равной заданной частичной нагрузке полноразмерного двигателя ($p_e = 0,2$ МПа и $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$)

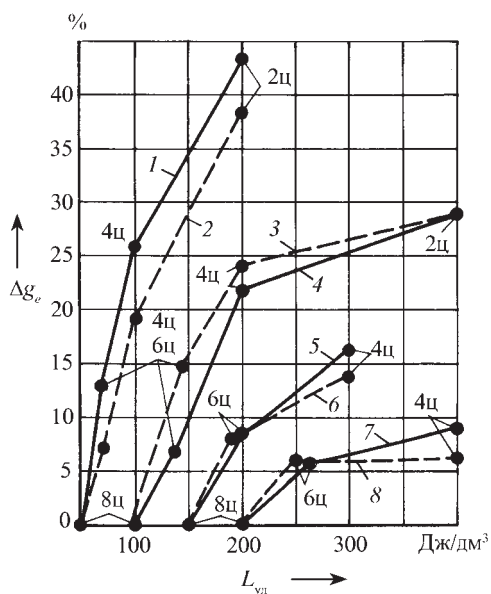


Рис. 4. Зависимости ожидаемого относительного выигрыша в расходе топлива при регулировании дизеля ЯМЗ-238 отключением части цилиндров при $p_e = 0, 1, 0, 2, 0, 3$ и $0, 4$ МПа (кривые 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6, 7 и 8 соответственно) и $n = 1400$ (сплошные линии) и 1200 мин^{-1} (пунктирные).

Литература

1. Кутенев В.Ф. Пути повышения топливной экономичности автомобильных двигателей на режимах частичных нагрузок / В.Ф. Кутенев, Г.Г. Тер-Мкртчян, М.А. Зленко // Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. НАМИ. 1988. С. 7–19.
2. Peters G.F.A. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines. A torsional vibration analysis DCT 2007–11. February 15, 2007. P. 10–15, 39.
3. Зиняев А.Б. Возможности повышения топливной экономичности дизелей типа ЯМЗ-238 отключением цилиндров и циклов / А.Б. Зиняев, Г.С. Корнилов, В.В. Курманов и др. // Двигателестроение. 1991. № 3. С. 39–41.

УДК 621.85

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ

Д-р техн. наук А.Е. КРОПП (972077. 952-07-86)

Рассматривается система автоматического управления автомобильной трансмиссией с бесступенчатой передачей (вариатором), содержащей центробежный регулятор, подвижные контакты которого приводят в действие управление режимом работы двигателя автомобиля.

Ключевые слова: трансмиссия, вариатор, центробежный регулятор, подвижные контакты.

Групп А.Е.

SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF AUTOMOBILE TRANSMISSION

The system of automatic control of automobile transmission with a variator of speed contains the known centrifugal regulator which mobile contacts include engines of management of car power setting, is considered.

Keywords: transmission, variator, centrifugal regulator, mobile contacts.

Известно, что зависимость удельного расхода топлива от скорости вращения коленчатого вала двигателя при каждой заданной нагрузке имеет минимум, которому, как правило, соответствует, и минимум выбросов с отработавшими газами вредных веществ. В связи с этим автор предлагает систему, способную автоматически поддерживать такие режимы у двигателя автомобиля. В частности, автомобиля, трансмиссия которого имеет в своем составе бесступенчатую регулируемую передачу – вариатор.

Основу этой системы составляют (см. рисунок) центробежный регулятор традиционной схемы и устройство управления электродвигателями регулирования вариатора и механизма подачи топлива.

Как видно из рисунка, к шпинделю 3 шарнирно прикреплены два (1 и

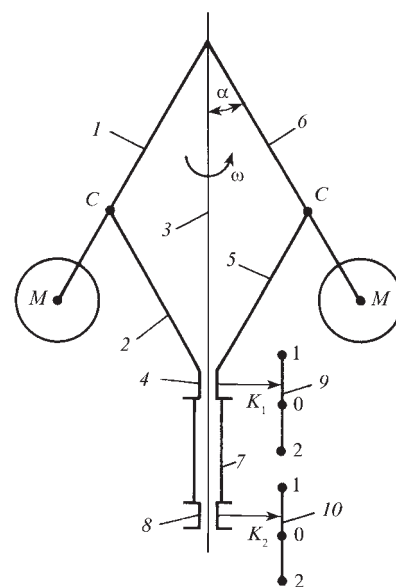
б) стержня одинаковой длины, на концах которых располагаются грузы M . В точках C стержней таким же образом крепятся стержни 2 и 5. Их нижние концы образуют втулку 4, которая может свободно двигаться по шпинделю 3. С ней жестко (стержнем 7) связана и втулка 8.

Это, в общем-то, обычный центробежный регулятор, который вращается со скоростью ω вокруг оси 3 (привод шпинделя от вала двигателя на рис. не показан). При изменении ω изменяется и угол α расхождения стержней 1 и 6, а следовательно, и положение втулок 4 и 8.

Устройство управления электродвигателями регулирования вариатора и механизма подачи топлива содержит две независимые электрические цепи питания – свою для каждого электродвигателя. При этом в цепь питания

механизма регулирования вариатора включен контакт K_2 , который прикреплен к втулке 8, и неподвижный контакт 10, а в цепь питания электродвигателя подачи топлива – контакт K_1 , который прикреплен к втулке 4, и неподвижный контакт 9.

Таким образом, контакты K_1 и K_2 могут скользить по шпинделю 3, а 9 и 10 имеют два участка – O_1 и O_2 , разделенные точками O , в которых электрическая цепь к электродвигателям прерывается. То есть при положении контактов K_1 и K_2 в точках O двигателя механизма управления подачей топлива



и регулирования вариатора отключены. Скольжение же контакта K_1 и K_2 на участке О1 определяет одно направление вращения валов электродвигателей, а его скольжение по участку О2 — противоположное направление их вращения.

Пусть положение контактов K_1 и K_2 в точках О соответствует (что, очевидно, обеспечить нетрудно) оптимальному режиму работы двигателя. Тогда водитель может задать системе автоматического управления оптимальной работой двигателя любой из следующих трех режимов: оптимальной работы двигателя при постоянном, ранее выбранном передаточном числе вариатора (режим 1); оптимальной работы двигателя при постоянной, ранее назначенной мощности двигателя (режим 2); перехода к оптимальной работе двигателя за счет одновременного изменения передаточного числа вариатора и мощности двигателя (режим 3).

Из сказанного выше следует, что при работе на режиме 1 электрическая цепь привода электродвигателя регулирования вариатора отключена, при работе на режиме 2 отключена электрическая цепь электродвигателя механизма питания топливом, а при работе на режиме 3 электрические цепи обоих электродвигателей включены.

Рассмотрим работу системы на всех перечисленных режимах.

В связи с тем, что на режиме 1 электрическая цепь привода электродвигателя регулирования вариатора отключена, трансмиссия работает при зафиксированном передаточном числе меха-

низмов привода ведущих колес автомобиля. Но поскольку передаточное число может быть изменено только в вариаторе, то это означает, что трансмиссия работает при зафиксированном передаточном числе вариатора.

Теперь допустим, что в следующий момент времени T_2 момент сопротивления движению автомобиля уменьшился: $T_2 < T_1$. При заданной мощности N_1 , т.е. при заданном положении механизма подачи топлива, снижение нагрузки приведет к увеличению скорости движения автомобиля и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Это означает, что двигатель вышел из оптимального режима работы. Система, по логике, должна вернуть его на этот режим, что она и делает.

При работе двигателя на оптимальном режиме угловая скорость ω_0 вращения шпинделя 3 соответствует оптимальной скорости i_0 вращения коленчатого вала двигателя. При росте последней также увеличится и скорость вращения шпинделя. В результате станет больше угол α (втулки 4 и 8 переместятся вверх) и контакт K_1 окажется в контакте с участком О1 контакта 9 (контакт K_2 нас сейчас не интересует, поскольку эта электрическая цепь на режиме 1 разомкнута). Такое смещение контакта K_1 запускает электродвигатель механизма управления подачей топлива, вал электродвигателя будет вращаться в ту сторону, которая уменьшает подачу топлива.

По мере этого процесса угол α будет уменьшаться, втулка 4 — переме-

щаться вниз, а контакт K_1 — скользить вниз по контакту 9. И так до тех пор, пока контакт K_1 коснется точки О на контакте 9. Здесь электродвигатель остановится, угол α займет положение α_0 . То есть двигатель вернется к оптимальному режиму. Он будет характеризоваться той же оптимальной скоростью i_0 коленчатого вала, но другой мощностью N_2 . И поскольку передаточное отношение вариатора u_1 осталось неизменным, то это значит, что остается неизменной и скорость v_1 движения автомобиля. Поэтому режим 1 можно называть режимом постоянной скорости автомобиля.

При снижении i_0 регулирование осуществляется в обратном порядке: угол α уменьшается, втулки 4 и 8 перемещаются вниз и т.д.

Аналогично можно рассмотреть работу в режимах 2 и 3. При этом режим 2 можно называть режимом постоянной мощности.

При работе же на режиме 3 одновременно изменяются и мощность двигателя, и передаточное число вариатора.

Бывают, конечно, случаи, когда водитель сам вынужден выйти из описанного автоматического режима работы и изменить параметры движения. И такая возможность есть: достаточно отключить автоматическую систему. Однако как только водитель ее включит, она вновь вернет двигатель на оптимальный режим.

УДК 629.113.5

ИНЕРЦИОННАЯ ГИДРОДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ АВТОМАТИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ДЛЯ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Д-р техн. наук **С.П. БАЖЕНОВ, С.А. ДМИТРИЕВ**
Липецкий ГТУ (4742. 31-15-28)

Приведены результаты проектирования инерционной гидродифференциальной автоматической передачи для городского автобуса.

Ключевые слова: городской автобус, автоматическая передача, сравнительная динамическая характеристика автобуса.

Bagenov S.P., Dmitriev S.A.

INERTIA HYDRODIFFERENTIAL AUTOMATIC TRANSMISSION FOR THE CITY BUS

Results of designing of inertia hydrodifferential automatic transmission for the city bus are given.

Keywords: the city bus, automatic transmission, comparative dynamic characteristic of the bus.

Городской автобус эксплуатируется в условиях интенсивного уличного движения, с частыми остановками для посадки и высадки пассажиров, перед светофорными объ-

ектами и пешеходными переходами. В этих условиях водитель автобуса со ступенчатой трансмиссией вынужден постоянно манипулировать педалью сцепления и рычагом переключения передач. Типичный тому пример — автобусы категории M_3 (ПА3). Поэтому разработчики городских автобусов стараются оснащать их трансмиссиями автоматическими — либо гидравлическими, либо электрическими.

Однако и те, и другие, к сожалению, имеют существенные недостатки, главный из которых — двойное преобразование энергии в процессе трансформации крутящего момента ДВС, что заметно снижает, по сравнению с механическим приводом, их КПД.

Одним из путей улучшения эксплуатационных характеристик городских автобусов авторы (и не только они) считают применение инерционного бесступенчатого автоматического гидродифференциального трансформатора крутящего момента (ИГТКМ), заменяющего собой в трансмиссии автобуса и сцепление, и коробку передач, и предлагают его схему.

Эта схема содержит (рис. 1) инерционный преобразователь момента при ведущем звене — водиле, ведомом — центральной (солнечной) шестерне с пятью неуравновешенными сателлитами. В качестве выпрямителя инерци-

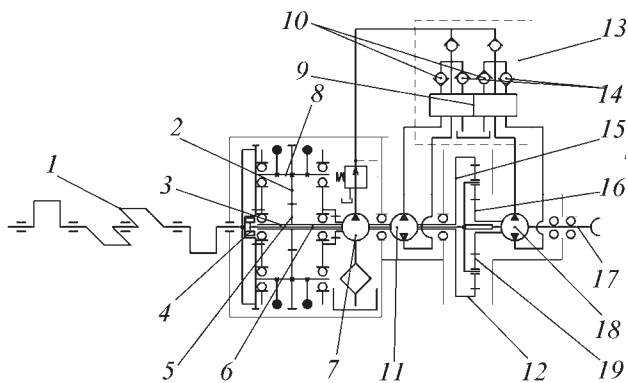


Рис. 1. Схема ИГТКМ городского автобуса категории М₃ (ПАЗ-32053):

1 – коленчатый вал ДВС; 2 – шестерня с $z = 31$; 3 – вал реактора; 4 – обгонная муфта обратной связи; 5 – шестерня с $z = 30$; 6 – вал обратной связи; 7 – насос подпитки; 8 – преобразователь; 9 – распределитель; 10 – клапаны переднего хода; 11 – гидротормоз реактора; 12 – шестерня с $z = 57$; 13 – клапанная коробка; 14 – клапаны заднего хода; 15 – дифференциальный ряд; 16 – шестерня с $z = 18$; 17 – выходной вал; 18 – выходной гидротормоз; 19 – шестерня с $z = 18$

онного момента использован дифференциальный ряд, опорными звеньями которого поочередно становятся солнечная или коронная шестерни.

Торможение опорных элементов осуществляется объемными гидромашинами, имеющими замкнутые контуры циркуляции с двумя обратными клапанами противоположного действия, а реверсирование вращения выходного вала передачи – переключением клапанов с помощью гидрораспределителя.

Для бесперебойной работы и исключения эффекта кавитации каждый из замкнутых контуров циркуляции через обратный клапан подключен к насосу подпитки, который также принудительно смазывает элементы ИГТКМ.

Чтобы обеспечить возможности более эффективного торможения автобуса двигателем и пуск последнего с буксира, предусмотрен вал обратной связи, соединенный через обгонную муфту с коленчатым валом двигателя.

ИГТКМ имеет три характерных режима работы: стоповый – ведущие элементы вращаются, ведомые неподвижны; трансформации крутящего момента – ведущие и ведомые элементы вращаются с различными угловыми скоростями; динамической муфты (прямая передача) – импульсный механизм, реактор и ведомые элементы вращаются как одно целое.

При неподвижном реакторе (ведомый вал заторможен) импульсы инерционного момента, передаваемые ведомому маховику за цикл, максимальны. С увеличением угловой скорости ведомых элементов все большая доля импульсов момента затрачивается на разгон и торможение реактора, что обуславливает уменьшение крутящего момента на ведомом валу, изменяясь непрерывно в зависимости от внешних сопротивлений. При этом характер изменения выходного момента ИГТКМ зависит в основном от величины момента инерции реактора.

Особенностью рассматриваемой передачи является то, что силовой поток передается только механическим путем, а гидромашины обеспечивают лишь замыкание на корпус передачи опорных звеньев 12 и 16 дифференциального ряда. По этой причине под нагрузкой в процессе трансформации момента силовой поток через гидромашины не протекает. Они воспринимают только реактивный силовой

поток, т.е. при наличии нагрузки элементы гидромашин за счет установки в гидросистемах обратных клапанов не вращаются. Следовательно, отсутствуют и потери, присущие объемным гидроприводам.

Вращение роторов гидромашин осуществляется только в одном направлении, причем в режиме свободного хода, а на этом режиме в гидросистеме, как известно, имеются только потери холостого хода, что, естественно, повышает КПД привода в целом. Причем на холостом ходу потери имеют место лишь в одной из двух гидромашин, так как они работают поочередно: одна работает, вторая находится в заторможенном состоянии.

По этим причинам инерционная гидродифференциальная передача позволяет получить КПД на уровне КПД ступенчатых механических передач, но при бесступенчатом автоматическом изменении крутящего момента на выходном валу в зависимости от внешних сопротивлений на ведущих колесах автобуса.

Автобус, оснащенный ИГТКМ, обладает следующими достоинствами: у него отсутствует муфта сцепления и коробка передач, уменьшается число органов управления, что упрощает и облегчает управление им; облегчается трогание с места, особенно в сложных дорожных условиях; за счет лучшего использования мощности двигателя и непрерывного изменения момента на ведомых элементах в зависимости от внешних сопротивлений повышается динамика разгона, а также, благодаря плавному приложению крутящего момента к ведущим колесам, проходимость и тяговые показатели в плохих дорожных условиях; его трансмиссия обладает высокой фильтрующей способностью для разночастотных колебаний нагрузки, способностью гасить крутильные колебания двигателя, трансмиссии и ходовой части, что повышает долговечность и срок службы этих узлов и автобуса в целом.

Основные конструктивные параметры ИГТКМ определены с использованием следующих аналитических зависимостей.

Величину максимального среднего момента $M_{T \max}$ на его выходе (на стоповом режиме) дает формула № 1 (см. таблицу). Геометрические параметры преобразователя момента ИГТКМ определены, исходя из монтажного пространства сцепления и серийной коробки передач автобуса ПАЗ-32053. Вращающий момент M_T ИГТКМ на стоповом режиме находится из формулы № 2, а входящий в нее параметр Q – по формуле № 3, из которой легко определяется требуемая масса грузового звена (формула № 4). Она равна 2,627 кг, поскольку $M_d = 286 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Первоначальную величину момента J_p инерции реактора определяем из того соображения, что она должна обеспечить возможность перехода ИГТКМ в режим прямой передачи при передаточном числе рабочей зоны $i = 0,7$. Для этого используем формулы № 5 и 6 и подставим в формулу № 6 значения входящих в нее параметров, тогда получаем: $J_p = 0,073 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Теперь, зная значения Q и J_p , рассчитаем входной момент $M_{\text{вх}}$ ИГТКМ. Его дает формула № 7.

Спроектированный трансформатор крутящего момента имеет силовой диапазон регулирования, равный 7,0 (у автобуса-прототипа этот диапазон составляет 6,55). Он рассчитан на работу с двигателем ЗМЗ-5234 мощностью 96 кВт (130 л.с.) при 3200 мин⁻¹.

По результатам проекторивочных расчетов построен график выходной характеристики ИГТКМ (рис. 2), на котором кривая 1 – "идеальная" выходная характеристика, обеспечить которую смог бы двигатель, имеющий максимальную мощность во всем диапазоне регулирования; кривая 2 – реальная характеристика, соответствующая

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_{т\max} = M_d K$	M_d – крутящий момент двигателя; K – коэффициент трансформации (принят равным 7,0)
2	$M_t = \theta \dot{\alpha}^2 / \pi$	θ – активный момент инерции импульсного механизма ИГТКМ; $\dot{\alpha}$ – угловая скорость вращения ведущего вала ИТКМ, принятая равной 335 c^{-1}
3	$Q = anmed$	$a = 0,97$ – внутреннее передаточное отношение; $n = 5$ – число грузовых звеньев; m – масса грузового звена; $e = 0,122 \text{ м}$ – расстояние от оси вращения ИГТКМ до оси вращения груза; $d = 0,0361 \text{ м}$ – расстояние от оси грузового звена до его центра тяжести
4	$m = \frac{\pi M_{т\max}}{anmed \dot{\alpha}^2}$	–
5	$M_t = \frac{\dot{\alpha}^2}{\pi} \left[(1-i) \left(\theta - \frac{J_p i^2}{2} \right) \right]$	–
6	$J_p = 2 \left[\frac{\theta}{i^2} - \frac{\pi M_t}{\dot{\alpha}^2 i^2 (1-i)} \right]$	–
7	$M_{вх} = M_t i$	–
8	$P_k = \frac{M_t i_0 \eta_0}{r_k}$	M_t – крутящий момент на выходном валу передачи; i_0 – передаточное число трансмиссии; η_0 – ее КПД; r_k – радиус ведущего колеса автобуса

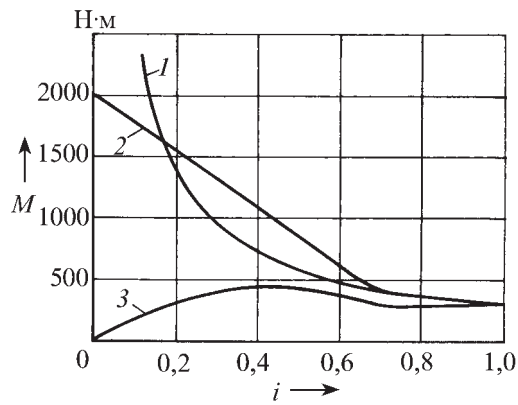


Рис. 2. Выходная характеристика ИГТКМ:
1 – "идеальная"; 2 – реальная; 3 – $M_d = f(i)$

кривой 3 (реальное изменение крутящего момента M_d двигателя).

Из рисунка следует, что ИГТКМ имеет смешанную прозрачность: в области малых ($i = 0 \div 0,2$) передаточных отношений прозрачность обратная, средних и больших

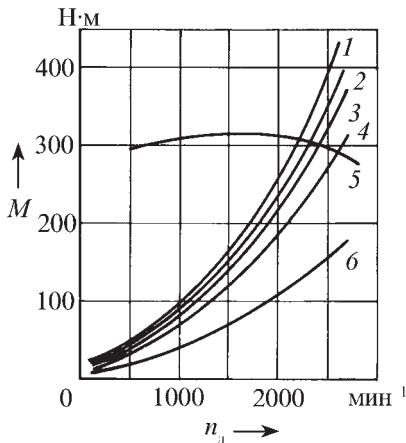


Рис. 3. Совместная характеристика "ИГТКМ–ДВС":
1 – $i = 0,4$;
2 – $i = 0,3$;
3 – $i = 0,6$;
4 – $i = 0,2$;
5 – $\dot{I}_a = f(n_a)$;
6 – $i = 0,1$

($i = 0,25 \div 1,0$) – прямая. Это объясняется тем, что при малых передаточных отношениях происходит незначительный отбор мощности от двигателя, так как скорость автобуса при трогании с места небольшая, хотя при этом ИГТКМ развивает максимальный крутящий момент.

Оценить величину загрузки двигателя при работе ИГТКМ в режиме трансформации момента позволяет характеристика совместной работы ИГТКМ и ДВС (рис. 3).

Так, ее анализ показывает, что рассматриваемый ИГТКМ обеспечивает возможность работы двигателя автобуса в области максимальной мощности, за исключением режимов начала движения. Что позволяет практически полностью использовать максимальную мощность в широком диапазоне регулирования. Исключением являются передаточные отношения $i = 0 \div 0,15$, при которых двигатель значительно недогружен.

Приведенные выше данные дают возможность выполнить тяговый расчет автобуса ПА3-32053 (рис. 4). Причем в двух вариантах конструктивного исполнения трансмиссии – серийной ступенчатой, включающей механическую четырехступенчатую коробку передач, и трансмиссии с ИГТКМ.

При этом величина касательной силы тяги P_k на ведущих колесах автобуса с ИГТКМ находится по формуле № 8, а остальные показатели динамической характеристики рассчитываются по известной методике.

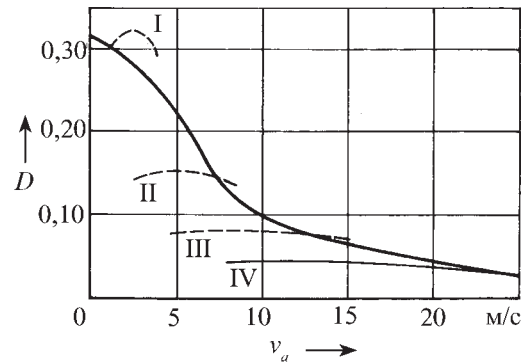


Рис. 4. Динамическая характеристика автобуса

Для оценки полученных результатов на график штриховыми линиями нанесены кривые, обозначающие динамическую характеристику серийного автобуса на каждой из передач его ступенчатой трансмиссии.

Как видим, график подтверждает практически полное использование мощности двигателя, что существенно улучшает разгонную и тяговую характеристики автобуса. Только на режимах, соответствующих второй и третьей передачам, двигатель несколько перегружен.

Конструктивно ИГТКМ представляет собой два соосно расположенные дифференциальные ряда и

два гидротормоза. Дифференциальный ряд преобразователя крутящего момента выполнен с прямозубыми шестернями внешнего зацепления и пятью неуравновешенными сателлитами; дифференциальный же ряд выпрямителя момента имеет шестерни смешанного зацепления с тремя сателлитами. В качестве гидротормозов использованы шестеренные гидромашины. Гидромашина, воспринимающая реактивный момент, имеет три сопряженные секции радиального расположения, выходная — две.

УДК 629.017

НУЖНО ЛИ УЧИТЫВАТЬ КРЕН И ДИФФЕРЕНТ КУЗОВА ПРИ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АТС ПРИ ТОРМОЖЕНИИ?

Кандидаты техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА, Н.М. ЗОТОВ**
ВолгГТУ (8902. 311-78-47)

Рассмотрен вопрос и приведена методика оценки целесообразности учета углов крена и тангажа (дифферента) кузова в задачах устойчивости движения автомобиля при торможении.

Ключевые слова: устойчивость движения автомобилей, крен кузова, дифферент кузова.

Balakina E.V., Zotov N.M.

WHETHER IT IS NECESSARY TO CONSIDER THE ROLL AND THE TRIM OF THE BODY AT THE ESTIMATION STABILITY OF MOVEMENT OF THE CAR AT BRAKING?

The question and technique of an estimation of expediency of the account of corners of a roll and trim of a body in problems of stability of movement of the car is considered at braking.

Keywords: stability of movement of cars, a roll of a body, a trim of a body.

Вопрос, поставленный в заглавии статьи, — далеко не праздный. Правомерность его постановки объясняется тем, что в данном случае задачи оценки плавности хода обычно не рассматриваются (только учитывается влияние подвески). Однако существенные угловые перемещения кузова в поперечной и продольной вертикальных плоскостях могут приводить, во-первых, к изменению продольного и поперечного положения центра масс АТС, которое влияет на продольное и поперечное перераспределения нагрузок при действии продольных и боковых сил, изменяя условия сцепления в пятнах контакта колеса с опорной поверхностью; во-вторых, к боковому наклону колес при определенной кинематике подвески, а известно, что эти углы через изменения деформаций шин и "шимми" управляемых колес в некоторой степени влияют на устойчивость и управляемость движения.

Однако это, так сказать, общие, чисто качественные соображения. Для практики же важнее численные оценки. И авторы попытались их получить. То есть оценить величины перемещений центра масс кузова при его крене и тангаже (дифференте) в наиболее экстремальных режимах торможения (при максимально допустимых по условиям сцепления боковых силах), а также влияние этих перемещений на перераспределение нагрузок на колеса.

Динамика крена и тангажа, как известно, характеризуется соответствующим моментом J инерции кузова и динамикой изменений сил, действующих на него со стороны колеса, которые определяются приведенными ниже известными соотношениями: для силы $P_{ин}$ инерции при торможении — $P_{ин} = 2\varphi_{x\max}(m_1 + m_2)$, где m_1 — масса, приходящаяся на одно колесо передней оси; m_2 — масса, приходящаяся на одно колесо задней оси; $\varphi_{x\max}$ — коэффициент сцепления на сухом асфальтобетоне, значение которого обычно принимается равным 0,8; для увеличения dR_1 нагрузки R_1 на одно колесо передней оси при торможении — $dR_{ac} = \frac{(m_1 + m_2)gb + 0,5P_{ин} \cdot h_{ст}}{2b} - \frac{(m_1 + m_2)g}{2}$, где $b = B - a$, B — база АТС; a — расстояние от центра масс АТС до его передней оси; b — расстояние от центра масс АТС до его задней оси; для уменьшения dR_2 нагрузки R_2 на одно колесо задней оси при торможении — $dR_2 = \frac{(m_1 + m_2)g}{2} - \frac{(m_1 + m_2)ga - 0,5P_{ин} h_{ст}}{2a}$.

Как видим, в двух последних уравнениях присутствует высота $h_{ст}$ центра масс. Для расчета его пере-

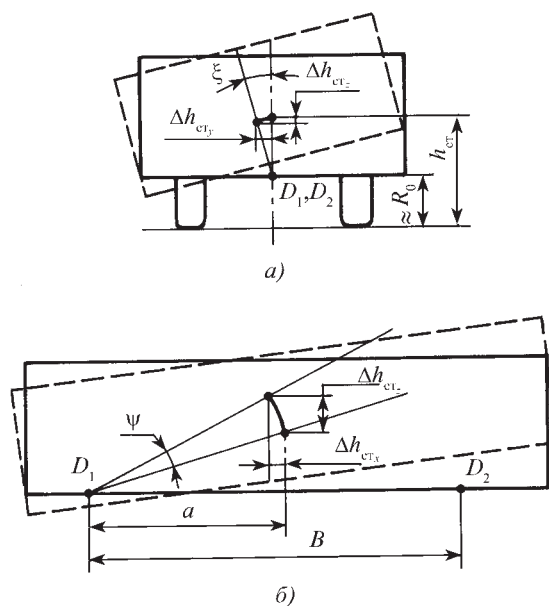


Рис. 1. Схемы изменения положения центра масс АТС при наличии крена (а) и тангажа (б)

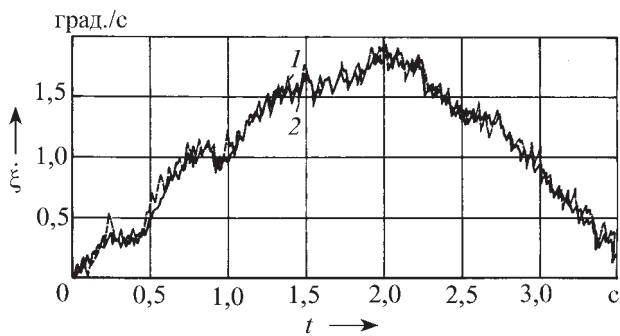


Рис. 2. Изменение скорости крена кузова автомобиля при торможении в повороте:

1 – показания переднего датчика; 2 – показания заднего датчика

мещений при торможении требуется много данных, которые не только часто отсутствуют, но и трудно определимы. Поэтому авторы статьи для этой цели воспользовались результатами натурных экспериментов, проведенных, в частности, на легковом автомобиле. В ходе этих экспериментов были сделаны оценки смещения центра масс в разных направлениях (по осям: X, Y, Z) при движении автомобиля в режиме торможения как на повороте с однородной поверхностью, так и при прямолинейном движении на поверхности типа "микст". Для этого с помощью датчиков D_1 и D_2 (рис. 1), расположенных соответственно над передней и задней осями автомобиля, были записаны соответствующие осциллограммы, проинтегрировав которые, определили скорости углов ξ крена и ψ тангажа в каждый момент времени и их изменения. Примеры этих графиков приведены на рис. 2, 3 (значения ξ' и ξ для торможения на повороте) и на рис. 4, 5 (значения ψ' и ψ для торможе-

ния на "микст" при мокром асфальтобетоне и мокром базальте).

Из рисунков видно, что при торможении в повороте максимальный угол ξ крена кузова составляет $3,8^\circ$ (по показаниям заднего датчика). Наклон колес при этом практически не изменяется. Тогда можно записать, что смещение Δh_{ct_y} центра масс по оси Y составит: $\Delta h_{ct_y} \approx (h_{ct} - z_k) \xi \cos \xi = (0,526 -$

$$-0,308) \left(3,8 \frac{\pi}{180} \right) \cos(3,8^\circ) = 0,01 \text{ м} = 1 \text{ см, а по оси } z -$$

$$\Delta h_{ct_y} \approx (h_{ct} - z_k) \xi \sin \xi = (0,526 - 0,308) \left(3,8 \frac{\pi}{180} \right) \sin(3,8^\circ) =$$

$$= 0,0009 \text{ м} = 0,09 \text{ см. (В них } z_k = 0,308 \text{ м).}$$

Максимальный же угол тангажа (дифферента) кузова при торможении в повороте составляет 4° (по показаниям переднего датчика). Причем он тоже на наклон колес не влияет. Смещение Δh_{ct_x} центра масс по оси x в этом случае: $\Delta h_{ct_x} = a \psi \sin \psi =$

$$= 1,05 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{180} \sin(4^\circ) = 0,005 \text{ м} = 0,5 \text{ см, а по оси } z -$$

$$\Delta h_{ct_z} = a \psi \cos \psi = 1,05 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{180} \cos(4^\circ) = 0,07 \text{ м} = 7 \text{ см.}$$

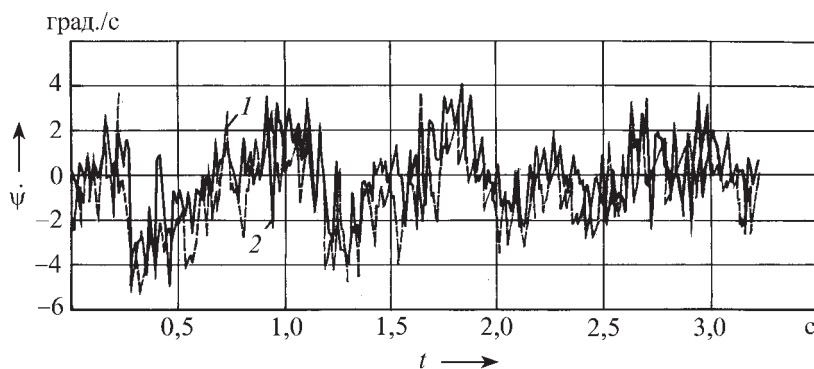


Рис. 4. Изменение скорости тангажа кузова автомобиля при торможении на "микст" при мокрых асфальтобетоне и базальте:

1 – показания переднего датчика; 2 – показания заднего датчика

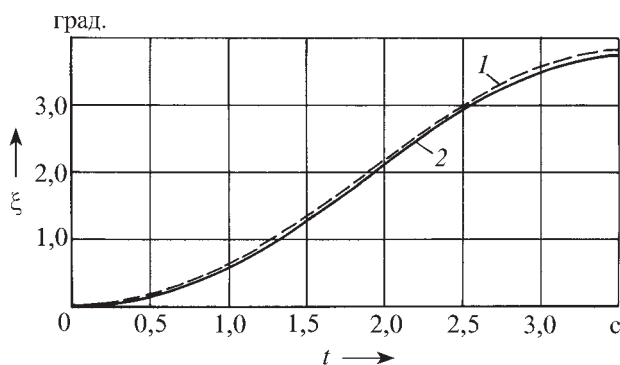


Рис. 3. Изменение угла крена кузова автомобиля при торможении в повороте:

1 – показания переднего датчика; 2 – показания заднего датчика

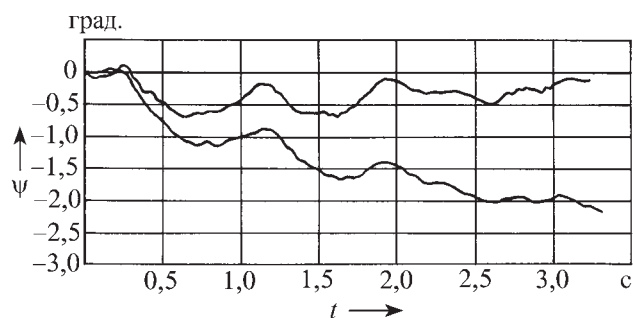


Рис. 5. Изменение угла тангажа кузова автомобиля при торможении на "микст" при мокрых асфальтобетоне и базальте:

1 – показания переднего датчика; 2 – показания заднего датчика

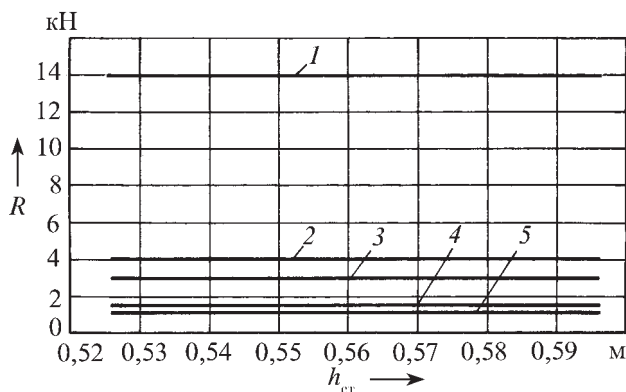


Рис. 6. Зависимость изменения нормальных реакций в пятнах контакта колес при торможении автомобиля от высоты центра его масс:

1 – сила тяжести автомобиля; 2 – статическая нагрузка на переднее колесо; 3 – статическая нагрузка на заднее колесо; 4 – изменение нагрузки на переднее колесо при тормозном "клевке"; 5 – изменение нагрузки на заднее колесо при тормозном "клевке"

Таким образом, максимальные смещения центра масс при торможении рассматриваемого автомобиля в повороте составляют: $\Delta h_{ctz} - 7$ см (13 % от начальной высоты центра масс), или 1,3 % от половины колеи; $\Delta h_{ctx} - 0,5$ см. При этом расстояние a уменьшается на 0,5 %, а расстояние b – увеличивается на 0,3 %.

Теперь проанализируем влияние изменения высоты h_{ct} центра масс на продольное перераспределение вертикальных нагрузок R_1 и R_2 при торможении.

У рассматриваемого автомобиля, у которого $m_1 = 400$ кг; $m_2 = 300$ кг; $B = 2,625$ м; $a = 1,05$ м; и $b = 1,575$ м. И сделаем это по рис. 6, на котором показано изменение нормальных реакций опорной поверхности при торможении на сухом асфальтобетоне с максималь-

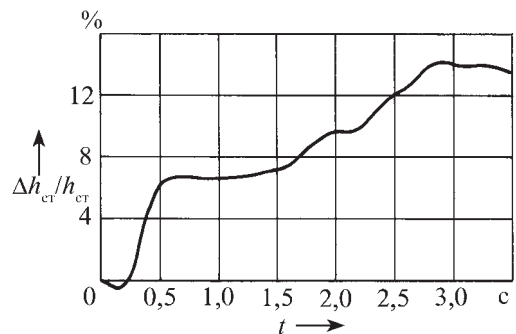


Рис. 7. Отношение вертикального перемещения центра масс автомобиля к высоте его центра масс при тормозном "клевке"

ным коэффициентом сцепления, равным 0,8. При этом будем считать, что высота центра масс изменяется от $h_{ct} = 0,526$ м до значения, превышающего указанное на 13%, т.е. до $h_{ct} = 0,594$ м.

Из рисунка можно сделать вывод: 13%-е изменение высоты центра масс у легковых автомобилей на изменение нормальных реакций опорной поверхности влияют несущественно. Кроме того, 13 %-е изменение h_{ct} соответствует только периоду конца торможения (рис. 7): среднее за время торможения отношение вертикального Δh_{ctz} перемещения центра масс при тормозном "клевке" кузова к высоте центра масс составляет 7,8 %.

Из всего сказанного напрашивается вывод: при рассмотрении задач устойчивости движения автомобиля при торможении углы крена и тангажа кузова учитывать не нужно. Однако этот вывод ни в коем случае не относится к задачам оценки плавности хода и управляемости автомобилей: здесь без учета линейных и угловых перемещений кузова не обойтись.

УДК 62-253/-254

К ВОПРОСУ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ЭПЮРЫ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШИНЫ И ОБОДА АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ПЯТИГРАДУСНЫМИ ПОСАДОЧНЫМИ ПОЛКАМИ

Д-р техн. наук **И.В. БАЛАБИН**,
канд. техн. наук **И.С. ЧАБУНИН**
МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Приведены описание измерительной установки для определения давления между шиной и ободом, которая выполнена на основе гидрозонда, а также эпюра силового взаимодействия между шиной и ободом автомобильного колеса с пятиградусными посадочными полками. Описан метод аналитического построения этой эпюры.

Ключевые слова: шина, обод, колесо.

Balabin I.V., Chabunin I.S.

TO A QUESTION OF AN EXPERIMENTAL RESEARCH AND THE ANALYTICAL DESCRIPTION SHEDULE CONTACT INTERACTION OF THE TYRE AND A RIM OF AN AUTOMOBILE WHEEL WITH 5° LANDING REGIMENTS

The description of measuring installation for pressure definition between the tyre and a rim on the basis of a hydroprobe and diagram power interaction between the tyre and a rim of an automobile wheel with 5° landing regiments are resulted. The method of analytical construction of this distribution diagram is described.

Keywords: tyre, rim, wheel.

Эпюра силового взаимодействия шины и обода колеса дает, как известно, исходные данные, необходимые при проектировании автомобильного колеса. Ее получают либо экспериментальным путем, либо методом конечных элементов. Однако первый способ малорезультативен, поскольку не позволяет в приемлемые сроки достаточно эффективно оценивать альтернативные варианты конструкций в процессе опытного производства, требует изготовления дорогостоящей инструментальной оснастки и проведения весьма трудоемких экспериментов. Второй же способ, т.е. конечных элементов, ввиду сложности постановки задачи и необходимости постулировать многие положения также не в состоянии полностью решить эту проблему. В связи с чем в настоящее время наиболее востребованным способом счи-

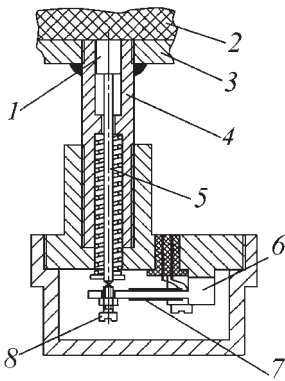


Рис. 1. Схема датчика, выполненного на основе чувствительного элемента в виде консольной балки:
1 – поршень; 2 – шина; 3 – обод; 4 – корпус; 5 – штанга; 6 – консольная балка; 7 – тензорезистор; 8 – регулировочный винт

тается задание эпюры силового контакта обода с шиной при условии, что геометрические параметры обода и давление воздуха в шине известны (должны). Но для этого, очевидно, нужно иметь аналитические зависимости для различных типоразмеров колес, в которые входили бы геометрические параметры обода и избыточное давление воздуха в шине. Естественно, что для получения таких зависимостей нужен набор соответствующих данных экспериментального материала. И его получают с помощью специальных датчиков давления.

Конструкций таких датчиков известно много. Например, длительное время наиболее распространенными были датчики с рабочим элементом в виде поршня, воспринимающего усилие от шины и передающего его на упругий элемент с наклеенными на него тензорезисторами. Причем в качестве этого элемента обычно применяются либо консольная балка, либо тонкостенная трубка.

В первом случае (рис. 1) корпус 4 датчика ввинчивается в резьбовое отверстие, предварительно выполненное в ободе 3. Усилие от шины 2 передается на поршень 1, а с него через штангу 5 – на консольную балку 6, вызывая ее изгиб. С помощью наклеенных на балку 6 тензорезисторов 7 измеряются деформации, пропорциональные действующим на поршень усилиям от шины. Для ее совмещения в измерительном устройстве с поверхностью обода предусмотрен регулировочный винт 8.

Это устройство дает достаточно точную информацию, однако использование в качестве упругого элемента консольной балки увеличивает габаритные размеры измерительного устройства, а также создает определенные трудности при его установке на обод. Особенно в случаях, когда требуется установка нескольких датчиков, причем на небольшом расстоянии друг от друга. (Нужно для точного определения эпюры силового взаимодействия, характеризующей большими градиентами изменения давления.)

Во втором случае, т.е. когда в качестве упругого элемента используется тонкостенная трубка, датчик состоит (рис. 2) из корпуса 3, имеющего на одном конце резьбу для установки в обод, а на втором – накатку для

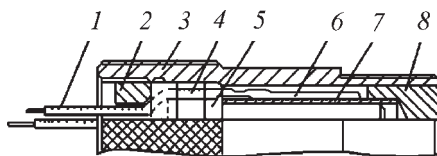
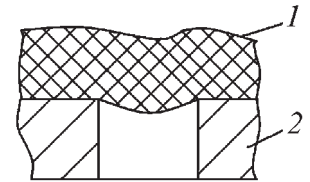


Рис. 2. Схема датчика, выполненного на основе чувствительного элемента в виде трубки:

1 – электропровод; 2 – пробка; 3 – корпус; 4 – нитяное кольцо; 5 – стержень; 6 – тензорезистор; 7 – латунная трубка; 8 – поршень

Рис. 3. Схема "мостового эффекта":

1 – шина; 2 – обод



удобства его ввинчивания. Внутри корпуса находится латунная трубка 7, диаметр которой равен 3 мм, а толщина стенки – 0,06 мм. Чтобы исключить потерю устойчивости, ее надевают на стержень 5, выполненный из органического стекла. Усилие от шины передается на трубку через поршень 8, а деформация, пропорциональная этому усилию, регистрируется с помощью тензорезисторов 6, размещенных, как и в предыдущем случае, на ее наружной поверхности.

В теле стержня с помощью нитяного кольца 4, пропитанного клеем БФ-2 и залитого бакелитовым лаком, закреплены выводные провода 1. Чувствительный элемент крепится в корпусе с помощью пробки 2, в которой предусмотрено отверстие для вывода проводов.

Такой датчик имеет небольшие габаритные размеры и передает усилия на упругий элемент напрямую, без достаточно длинной штанги, деформации которой привели бы к возникновению дополнительных погрешностей измерений. Но у него, как и у датчика с консольной балкой, есть один очень существенный недостаток – наличие так называемого мостового эффекта упругой поверхности шины (рис. 3), приводящего к систематической погрешности измерений.

В последние годы начали применять измерительные установки, выполненные на основе магнито- или пьезоупругих преобразователей. Однако и они, к сожалению, обладают этим недостатком и, кроме того, имеют более сложное устройство и более-менее эффективны только при наличии больших градиентов изменения давления в течение небольших временных интервалов.

Исследования, выполненные авторами статьи, показывают, что влияния "мостового эффекта" на точность измерений можно избежать, если использовать измерительное устройство на основе гидрозонда.

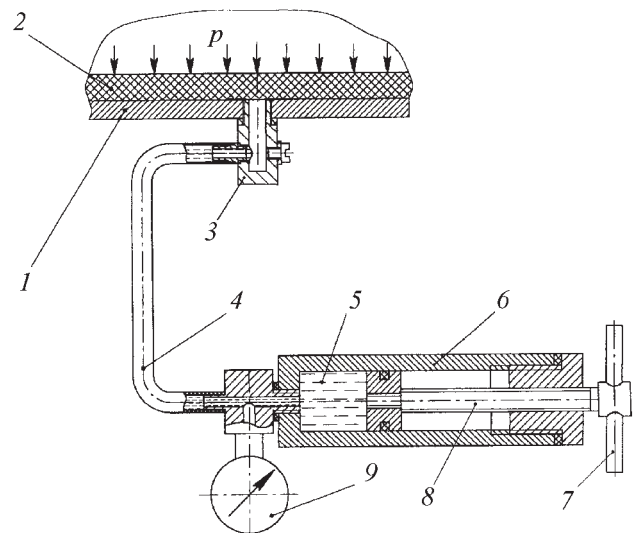


Рис. 4. Схема измерительного устройства, выполненного на основе гидрозонда:

1 – обод; 2 – шина; 3 – штуцер; 4 – гидростланг; 5 – рабочая жидкость; 6 – цилиндр; 7 – рукоятка; 8 – винт; 9 – манометр

В таком измерительном устройстве под шину 2 через отверстие со штуцером 3 в обод 1 нагнетается жидкость (рис. 4). Для создания давления в гидросистеме используется главный тормозной цилиндр 6 гидропривода тормозной системы автомобиля. Чтобы обеспечить плавное нарастание этого давления, усилие на поршень создается с помощью винта 8, вращаемого рукояткой 7. К штуцеру 3 рабочая жидкость 5 подводится через шланг 4.

И когда давление жидкости в гидросистеме становится равным давлению шины на обод, жидкость начинает просачиваться через образовавшийся между ними зазор, что сразу же обнаруживается по резкому спаду давления, фиксируемому предельным манометром 9.

Преимущества такого метода очевидны: его простота и отсутствие "мостового эффекта".

Рассмотрим и оценим работу данного измерительного устройства.

На рис. 5 изображены наружная образующая профиля обода 7,0×20 с пятиградусными посадочными полками, работающего в сборе с шиной 260–20, а также полученные с помощью этого измерительного устройства эпюры силового взаимодействия шины и обода при давлениях воздуха в шине, равных 0,4; 0,5 и 0,6 МПа (4, 5 и 6 кгс/см²). Как из него видно, эпюры силового взаимодействия на участке бортовой закраины прямо зависят от давления p_v воздуха в шине, а на посадочной полке силовая эпюра, наоборот, практически не зависит от этого давления и определяется, в основном, величиной натяга бортов шины на посадочных полках обода (на рис. 5 эта часть эпюры заштрихована). Максимум же эпюры расположен в зоне бортовых колец шины.

Из рис. 5 видно также, что эпюра силового взаимодействия в зоне бортовой закраины достаточно сложная, и для ее построения нужно иметь полином довольно высокого порядка. Чтобы его получить, разделим (рис. 6) профиль AB бортовой закраины, воспринимающий переменное давление, на плоский участок CD и участки положительной (AC) и отрицательной (DB) кривизны.

На участке DB , как подтверждают эпюры, давление от шины крайне незначительно, поэтому в целях упрощения этот участок заменим на плоский участок CE .

Далее обратимся к рис. 7, на котором сплошная линия отображает эпюру силового взаимодействия обода и шины при давлении воздуха в ней 0,6 МПа, но в целях упрощения расчетное давление в точке E (см. рис. 6) примем равным нулю. Тогда в пределах участка CE эпюра представляет собой практически прямую линию. (Этот прием оправдан, так как площадь силовой эпюры в пределах участка DB на том же рис. 6 составляет не более 2–3 % от суммарной площади эпюры.)

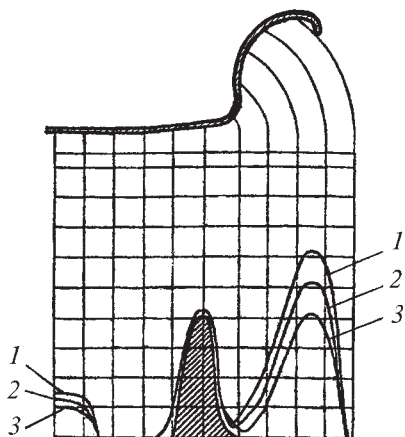


Рис. 5. Эпюры силового взаимодействия между ободом 7,0×20 и шиной 260–20:

1 — $p_v = 0,6$ МПа; 2 — $p_v = 0,5$ МПа; 3 — $p_v = 0,4$ МПа

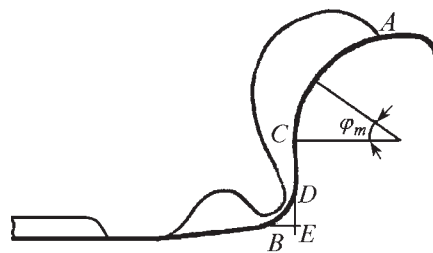


Рис. 6. Разделение профиля бортовой закраины на участки

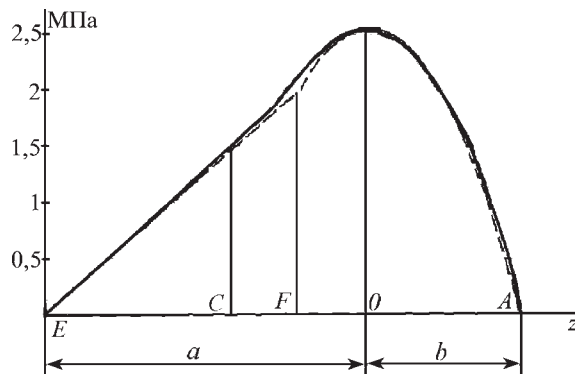


Рис. 7. Эпюра силового взаимодействия по развертке наружной поверхности обода

Поместим начало координаты z в место максимума контактного давления, направляя ее по развертке обода. Положение максимума давления определяется углом $\varphi_m \approx 40^\circ$ (см. рис. 6), отсчитываемым от прямой OC и не зависит от величины внутреннего давления p_v воздуха в шине.

Теперь рассмотрим плоский участок CE (см. рис. 7).

Силовая эпюра в пределах этого участка представляет собой практически прямую, уравнение которой можно представить в виде формулы № 1 (см. таблицу). Для его решения воспользуемся следующими граничными условиями: при $z = 0$ $p = p_{\max}$ и $p_{\max} = A \cdot 0 + B \Rightarrow B = p_{\max}$; при $z = a$ $p = 0$ и $0 = A \cdot a + p_{\max} \Rightarrow A = -\frac{p_{\max}}{a}$.

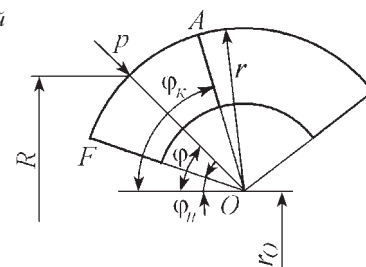
Таким образом, уравнение, описывающее силовое взаимодействие в пределах плоского участка EC , примет вид формулы № 2.

Перейдем теперь к криволинейному участку AC .

Разделим силовую эпюру в пределах этого участка на две части, AF и FC (см. рис. 7) и построим для него силовую эпюру, учитывая то, что на нем есть три граничных условия: при $z = 0$ $p = p_{\max}$; при $z = 0$ $\frac{dp(z)}{dz} = 0$, так как в этом месте наблюдается экстремум общей силовой эпюры; при $z = bp$ 0 .

Исходя из наличия этих условий, воспользуемся уравнением, представленным в виде формулы № 3.

Рис. 8. Участок бортовой закраины



№ формулы	Формула	Примечания
1	$p(z) = Az + B$	A и B – коэффициенты, подлежащие определению
2	$p(z) = p_{\max} \left(1 - \frac{z}{a} \right)$	–
3	$p(z) = (Az^2 + Bz + C)^n$	A, B, C – коэффициенты, подлежащие определению из имеющихся граничных условий; n – показатель степени
4	$C = (p_{\max})^{1/n}$	–
5	$A = -\frac{(p_{\max})^{1/n}}{b^2}$	–
6	$p(z) = p_{\max} \left(1 - \frac{z^2}{b^2} \right)^n$	–
7	$p(z) = p_{\max} \left(1 - \frac{z^2}{b^2} \right)$	–
8	$p_{\max} \left(1 - \frac{z^2}{b^2} \right) = p_{\max} \left(1 - \frac{z}{a} \right)$	–
9	$T = \pi p (R_1^2 - R_2^2)$	p – давление воздуха в шине; R_1 – радиус нулевой кривизны шины; R_2 – радиус цилиндрической части обода
10	$R = r_o + r \sin \varphi$	r_o – расстояние от центра окружности бортовой закраины до оси колеса; R – текущий радиус; φ – текущее значение угла
11	$T_{AF} = 2\pi r^2 \int_{\varphi_i}^{\varphi_m} p_{\max} \left(1 - \frac{z^2}{b^2} \right) \cos \varphi \left(\frac{r_o}{r} + \sin \varphi \right) d\varphi$	–
12	$\varphi_i = \varphi_m - \frac{b^2}{ar}$	φ_m – угол максимального давления шины на обод
13	$T_{\Sigma} = T_{EC} + T_{AF} + T_{FC}$	–

Из первого граничного условия получаем формулу № 4, из второго $B = 0$, а из третьего – формулу № 5. Тогда формула № 3 примет вид формулы № 6.

Как видим, в ней осталось два неизвестных – показатель n степени и p_{\max} . Значение n определим из экспериментальной эпюры. Например, с помощью метода наименьших квадратов.

После подстановки исходных данных в итоге получим, что $n \approx 1$. Тогда уравнение, описывающее силовое взаимодействие в пределах участка AF будет иметь вид формулы № 7, т.е. соответствовать формуле параболы.

Положение сечения F найдем, приравняв правые части формул № 2 и 7 (формула № 8). Откуда $z = \frac{b^2}{a}$.

В пределах второго участка, FC , силовую эпюру, как видно из рис. 7, можно считать имеющей линейный характер, т.е. описываемой уравнением № 2.

Таким образом, теперь единственным неизвестным в полученных выражениях является максимальное давление p_{\max} . Его определим¹ из сопоставления величины осевой силы T , действующей на рассматриваемую часть обода (формула № 9) и суммарной осевой силы в долях p_{\max} , получаемой суммированием сил на каждом из рассмотренных участков из аналитических выражений для эпюры давления.

Рассмотрим, например, участок AF , изображенный на рис. 8. Его текущий радиус R , очевидно, дает формула

¹Бидерман В.Л. и др. Автомобильные шины. – М.: Машиностроение, 1963. 384 с.

№ 10. Следовательно, осевая сила, действующая в пределах этого участка, может быть определена по формуле № 11, для которой величину угла φ_m можно определить из найденного значения координаты сечения F , т.е. по формуле № 12.

Аналогичным образом можно рассчитать осевые силы и для других участков. Но и при этом значение максимального давления p_{\max} силовой эпюры по-прежнему остается неизвестным. Но найти его можно. Для этого нужно просуммировать приведенные выше выражения, т.е. определить полную осевую силу T_{Σ} , действующую на бортовую закраину (формула № 13). Эта сила, как установил ранее один из авторов, И.В. Балабин, составляет примерно две трети полной осевой силы T , воспринимаемой ободом колеса (формула № 9). Тогда, приравняв T_{Σ} к $\frac{2}{3}T$ (формула

№ 14), определим значение p_{\max} .

Найдя его, по зависимостям № 2, 7 и 9 можно построить эпюру силового взаимодействия (на рис. 7 показана штриховой линией). Она, как видим, практически совпадает с экспериментальной эпюрой, показанной сплошной линией. Что говорит о приемлемой точности предложенной математической интерпретации силового взаимодействия шины и обода автомобильного колеса с пятиградусными посадочными полками. Но эти зависимости позволяют существенно усовершенствовать процесс проектирования колеса автомобиля и получить конструкцию, отвечающую требованиям оптимального сочетания его массы, прочности и жесткости.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621.426

КУКУРУЗНОЕ МАСЛО КАК ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ДОБАВКА К НЕФТЯНЫМ ТОПЛИВАМ

Доктора техн. наук **В.А. МАРКОВ** и **С.Н. ДЕВЯНИН**,
В.А. ШУМОВСКИЙ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-69-18),
МГАУ им. В.П. Горячкина (499. 977-23-77)

Рассмотрены возможные пути использования кукурузного масла в качестве добавки к топливу для дизелей. Проведены экспериментальные исследования дизеля D-245.12C на смесях дизельного топлива и кукурузного масла различного состава. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании этих смесей в качестве топлива для автомобильных и тракторных дизелей.

Ключевые слова: дизель, дизельное топливо, кукурузное масло, смешанное биотопливо.

Markov V.A., Devyanin S.N., Shumovsky V.A.

CORN OIL AS ECOLOGICAL ADDITIVE TO PETROLEUM FUELS

Possible ways of utilizing corn oil as a additive to fuel for diesel engines are considered. Experimental work on D-245.12C diesel engine fueled with mixture of corn oil and diesel fuel of different percentage has been carried out. Possibility of exhaust toxicity characteristics improvement by using these mixtures as a fuel for automotive and tractor diesel engines is demonstrated.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, corn oil, biofuel mixture.

Растительные масла, как известно, можно использовать в качестве топлива для дизелей, причем в трех вариантах: в исходном виде, после специальной химической обработки и в смеси с нефтяными топливами или спиртами. Важно и то, что в настоящее время стоимость растительных масел и топлив на их основе соизмерима со стоимостью нефтяных дизельных топлив. Поэтому их применение в ряде случаев становится экономически выгодным. Особенно в тех странах, где растительные масла имеются в избытке.

Однако следует отметить, что полное замещение нефтяных дизельных топлив растительными маслами или их производными (метиловыми или этиловыми эфирами растительных масел) в ближайшей перспективе маловероятно. Особенно в России, что можно подтвердить следующим примером.

Наиболее перспективной масличной культурой с точки зрения производства моторных топлив считается озимый рапс, средняя урожайность которого в нашей стране составляет в среднем 1,6 т маслосемян с гектара. То есть из 160 т семян рапса, собранных с 1 км² пахотных земель, можно получить ~55 т метилового эфира рапсового масла. В 2000 г. в России потребление дизельного топлива составило около 55 млн т, для производства которых необходимо засеять рапсом 1 млн км² пахотных земель. При этом, по данным работы [1], площадь плодородных пахотных земель в России составляет 1,219 млн км². Таким образом, для полного удовлетворения потребностей в топливе необходимо было бы использовать под посевы рапса около 80 % всего объема таких земель. Но для выращивания рапса можно использовать и земли, не относящиеся к сельскохозяйственным, — прилегающие к автомагистралям, промышленным предприятиям и др.

Вместе с тем следует учитывать, что даже при небольшой (5–10 % по объему) добавке растительного масла или его метилового эфира в дизельное топливо показатели токсичности отработавших газов дизелей существенно улучшаются. В частности, снижаются дымность отработавших газов (выброс сажи) и количество выбросов продуктов неполного сгорания топлива (в основном — несгоревших углеводородов). Следовательно, растительные масла нужно рассматривать в первую очередь как экологическую добавку к традиционным топливам нефтяного происхождения, резко улучшающую экологические показатели дизелей. Причем в качестве такой добавки могут выступать в том числе и так называемые фритюрные масла, образующиеся в системе городского общественного питания (в ресторанах, кафе, столовых, закусочных и др.) и подлежащие утилизации [2]. Тем более что данная сырьевая база достаточно обширна. Например, в Японии ежегодные отходы фритюрных растительных масел составляют 400–600 тыс. т [3].

Большое количество фритюрных растительных масел получается и в российском пищевом хозяйстве. Это, главным образом, кукурузное масло, имеющее примерно такую же термическую стабильность, как и масло подсолнечное, а получают его из кукурузных зародышей, которые считаются побочным продуктом (причем крайне нежелательным; масло, содержащееся в кукурузных зародышах, очень быстро гидролизует и окисляется) переработки кукурузного зерна в мукомольно-крупяном, пищевом концентратном и крахмало-паточном производствах. Но в этом продукте масла много — до 80 % [4].

Кукурузное масло относится к числу полувывсыхающих растительных масел и представляет собой жидкость светло-желтого цвета с температурой застывания от 263 до 253 К (от –10 до –20 °С), плотностью от 914 до 926 кг/м³, динамической вязкостью при 293 К (20 °С) — от 63 до 72 МПа·с (720 кгс·с), йодным числом 111–113, нерастворимостью в воде, температурой вспышки, превышающей 498 К (225 °С). В жирно-кислотном его составе доля насыщенных жирных кислот с числом атомов углерода от 14 до 24 составляет 9–21%, а среди ненасыщенных жирных кислот 20,0–42,2 % приходится на олеиновую кислоту и 34,0–65,6 % — на линолевую кислоту (табл. 1).

Одной из важнейших характеристик моторных топлив и растительных масел, используемых в качестве моторных топлив, являются кривые их фракционной разгонки, показывающие, какое объемное количество топлива испаряется при их нагревании до определенной температуры. При снятии таких характеристик у традиционного дизельного топлива выделяют температуру начала перегонки (начала кипения), температуры перегонки 10, 50, 90 % топлива и температуру окончания перегонки (конца кипения), соответствующую перегонке 96 или 98 % топлива. При этом температура перегонки 10 % топлива характеризует его склонность к образованию паровых пробок в системе питания дизеля, температура перегонки 50 % — его среднюю испаряемость, а температура перегонки 90 % — наличие в них тяжелых трудноиспаряющихся фракций.

Такие кривые для дизельного топлива и кукурузного масла приведены на рис. 1. Они говорят о том, что кукурузное масло имеет существенно более тяжелый фракционный состав, чем дизельное топливо. Так, температура

Таблица 1

Тип жирной кислоты	Кислота	Формула состава	Содержание, % (по массе)
Насыщенная	Пальмитиновая	$C_{16}H_{32}O_2$	8,6–16,5
	Стариновая	$C_{18}H_{36}O_2$	0–3,3
	Арахидовая	$C_{20}H_{40}O_2$	0,3–1,0
Ненасыщенная	Олеиновая	$C_{18}H_{34}O_2$	20,0–42,2
	Линолевая	$C_{18}H_{32}O_2$	34,0–65,6
	Линоленовая	$C_{18}H_{30}O_2$	0–2,0
	Гадолеиновая	$C_{20}H_{38}O_2$	0,2–0,6

перегонки 50 % фракций дизельного топлива (кривая 1) составляет 533 К (260 °С), а аналогичная температура для кукурузного масла (кривая 2) – 628 К (355 °С). Смеси же этих топлив дают, очевидно, кривые, располагающиеся между кривыми 1 и 2. Кроме того, кукурузное масло при повышении температуры выше 633 К (360 °С) начинает термически разлагаться.

Все перечисленное – хорошо известные факты. Но они, к сожалению, не дают ответа на вопрос, в какой степени кукурузное масло пригодно для использования его в качестве топлива для дизелей. Не отвечают на него, по сути, и публикации в зарубежной научной прессе. Поэтому авторы решили провести собственное исследование, результаты которого приводятся ниже.

Известно, что физико-химические свойства кукурузного масла существенно отличаются от аналогичных свойств традиционного дизельного топлива. В частности, более тяжелый его фракционный состав предопределяет его повышенные плотность и вязкость: например, если плотность дизельного топлива марки "Л" при температуре 293 К (20 °С) равна $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$, а кинематическая вязкость $\nu = 3,8 \text{ мм}^2/\text{с}$, то у кукурузного масла – соответственно 921,2 кг/м³ и 66,6 мм²/с.

Отличаются эти жидкости и по коэффициенту σ поверхностного натяжения: у первой он составляет 27,1, а у второй – 33,0 мН/м.

Кроме того, кукурузное масло имеет несколько меньшую, чем дизельное топливо, теплотворную способность: соответственно 42 500 и 37 040 кДж/кг. Что связано с наличием в молекулах жирных кислот кукурузного масла значительного (11 % масс.) количества атомов кислорода.

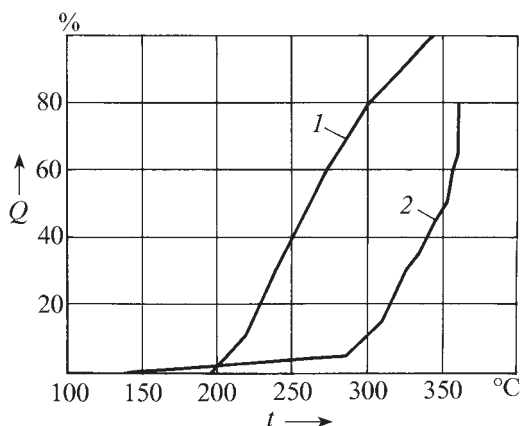


Рис. 1. Зависимость количества испарившегося топлива от температуры разгонки:

1 – базовое дизельное топливо; 2 – кукурузное масло

Наконец, нельзя не отметить и несколько худшую самовоспламеняемость кукурузного масла (цетановое число дизельного топлива равно 45 ед., тогда как кукурузного масла – всего лишь 37,6 ед.), а также его более высокую склонность к коксованию (его коксующность достигает 0,5 % масс., а у дизельного топлива – 0,2 %).

Учитывая перечисленные выше отрицательные качества кукурузного масла, можно сделать вывод: наиболее привлекательным способом его применения в качестве моторного топлива представляется работа дизеля на смесях дизельного топлива и этого масла. Причем с небольшим содержанием последнего. Тем более что эти компоненты очень хорошо смешиваются в любых пропорциях, образуя стабильные смеси. Вопрос лишь в точном определении наиболее выгодного со всех точек зрения соотношения компонентов.

Авторы ответили на него, проведя экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5), устанавливаемого на автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок".

Так, результаты испытаний дизеля на режимах его внешней скоростной характеристики, приведенные на рис. 2, показывают, что часовой расход G_t топлива, коэффициент α избытка воздуха, крутящий момент M_e двигателя и его эффективная мощность N_e от вида применяемого топлива зависят слабо. Например, изменение мощностных показателей (M_e и N_e) столь незначительно, что дизель не нуждается в подрегулировках.

Сложнее с удельным расходом g_e топлива и дымностью K_x отработавших газов.

Наличие в молекулах жирных кислот кукурузного масла значительного числа атомов кислорода приводит, как уже упоминалось, к снижению теплотворной способности смесей и соответствующему увеличению удельного эффективного расхода g_e топлива. В частности, на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ перевод дизеля с дизельного топлива на смеси "95 % + 5 %" и "90 % + 10 %" (первая цифра – объемное содержание дизельного топлива, вторая – кукурузного масла) сопровождается увеличением g_e с 247,3 до 251,4 и 251,8 г/(кВт·ч) соответственно, т.е. на 1,7 и 1,8 %. Эффективный КПД дизеля при этом изменяется незначительно (табл. 2).

Однако то же самое наличие кислорода в молекулах кукурузного масла на дымности дизеля, наоборот, сказывается благоприятно. Например, при переходе с дизельного топлива на смесь "90 % + 10 %" на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ эта дымность снижается с 18 до 14 по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – с 40 до 37 %.

Экспериментальные исследования дизеля, как обычно, проводились и на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, и их результаты говорят о следующем.

Часовой расход топлива при замене дизельного топлива его смесями с кукурузным маслом изменяется слабо (рис. 3). Причем на большинстве режимов испытательного цикла часовой расход несколько увеличивается, что связано с повышенными плотностью и вязкостью масла.

Сравнительно небольшое влияние оказывает смесь топлив и на концентрацию оксидов азота в отработавших газах (рис. 4). Так, при работе дизеля на дизельном топливе, смесях "95 % + 5 %" и "90 % + 10 %" на режиме холостого хода при $n = 890 \text{ мин}^{-1}$ содержание оксидов азота было одинаковым и составило 90 мин⁻¹, или 0,0090 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – соответственно 650, 650 и 620 млн⁻¹, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ – 600, 600 и 550 млн⁻¹.

Существенно больше влияет вид топлива на содержание монооксида углерода (рис. 5). Например, если взять

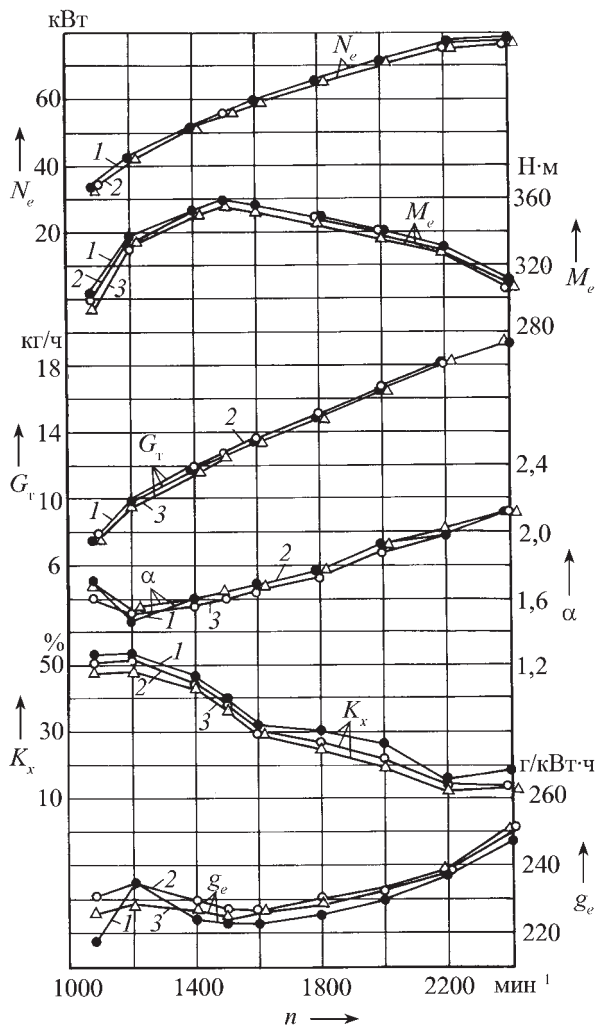


Рис. 2. Зависимости эффективной мощности, крутящего момента, расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, дымности отработавших газов и удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании дизельного топлива (1), смесей из 95 % дизельного топлива + 5 % кукурузного масла (2) и 90 % дизельного топлива + 10 % кукурузного масла (3)

работу дизеля на режиме холостого хода при $n = 890 \text{ мин}^{-1}$, то концентрация этого вредного вещества в случае дизельного топлива составляет 525 млн^{-1} , а в случае смеси "90 % + 5 %" – 390, в случае смеси "95 % + 5 %" – 375 млн^{-1} ; на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – соответственно 470, 420 и 450 млн^{-1} , а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ – 255, 190 и 210 млн^{-1} .

Однако наиболее положительное влияние тип применяемого топлива оказывает на концентрацию несгоревших углеводородов (рис. 6): при переводе дизеля с дизельного топлива на смеси "95 % + 5 %" и "90 % + 10 %" на режиме холостого хода при $n = 890 \text{ мин}^{-1}$ их содержание снижается с 328 до 260 и 250 млн^{-1} соответственно, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – с 231 до 168 и 145 млн^{-1} , а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ – со 183 до 138 и 110 млн^{-1} .

По рис. 4–6 авторы рассчитали интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов на режимах

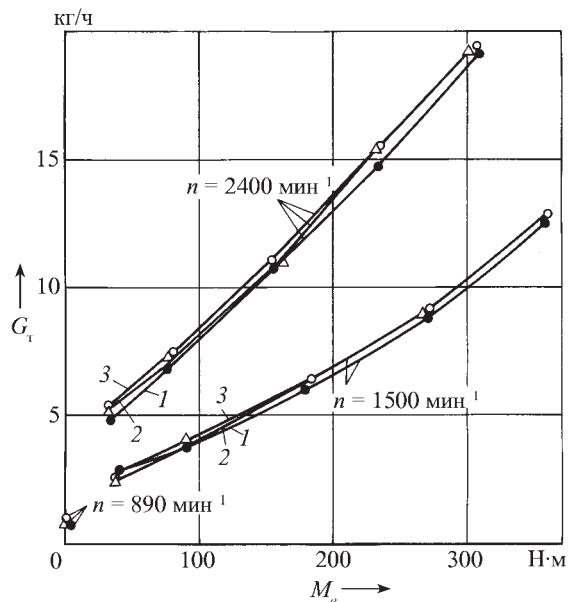


Рис. 3. Зависимость часового расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента дизеля Д-245.12С при использовании дизельного топлива (1), смеси "95 % + 5 %" (2) и "90 % + 10 %" (3)

13-ступенчатого испытательного цикла с учетом коэффициентов K_i , отражающих долю времени i -го режима в этом цикле. Полученные таким образом часовые массовые выбросы для каждого токсичного компонента затем суммировались за весь цикл по каждому компоненту и делились на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл. То есть удельные выбросы e_i вредных веществ опреде-

лялись по формулам: $e_{NO_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{NO_x} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i}$, $e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CO} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i}$ и

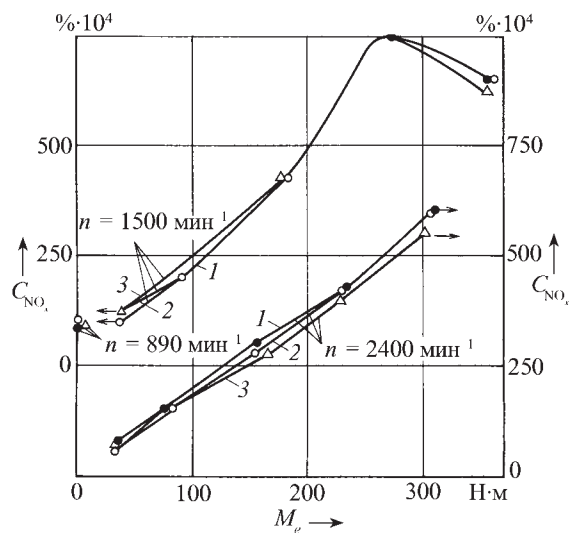


Рис. 4. Зависимость объемной концентрации оксидов азота в отработавших газах от частоты вращения и крутящего момента дизеля Д-245.12С при использовании дизельного топлива (1) смеси "95 % + 5 %" (2) и "90 % + 10 %" (3)

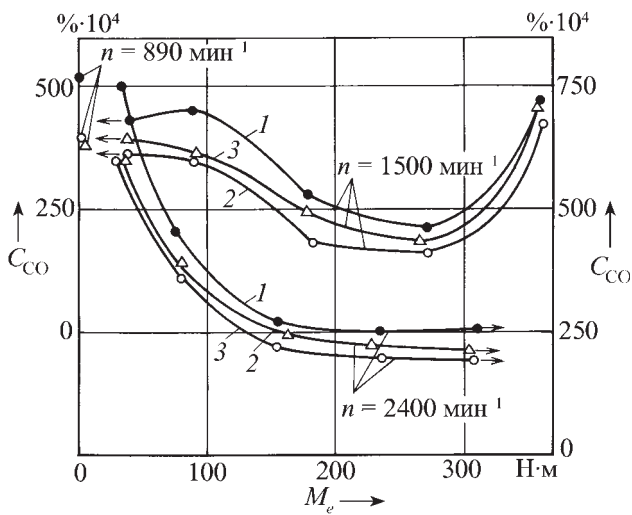


Рис. 5. Зависимость объемной концентрации монооксида углерода в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента дизеля Д-245.12С при использовании дизельного топлива (1); смеси "95 % + 5 %" (2) и "90 % + 10 %" (3)

$$e_{CH_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CH_{xi}} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i}, \text{ где } E_{NO_x}, E_{CO}, E_{CH_{xi}} - \text{массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов на } i\text{-м режиме 13-ступенчатого испытательного}$$

цикла, г/ч; N_{ei} – мощность двигателя на этом режиме, кВт; K_i – коэффициент, отражающий долю времени i -го режима в 13-ступенчатом испытательном цикле.

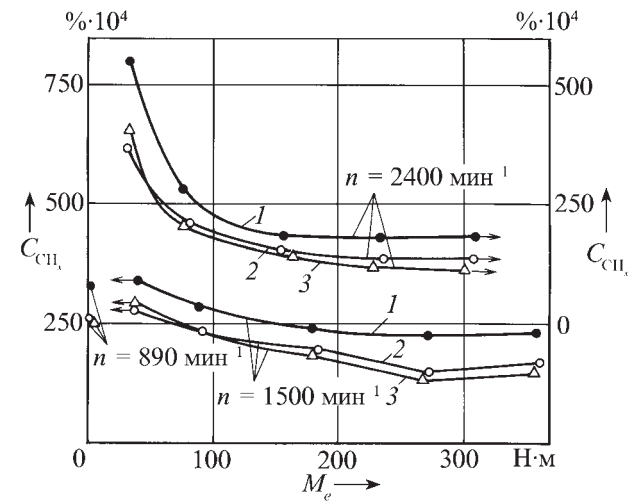


Рис. 6. Зависимость объемной концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента дизеля Д-245.12С при использовании дизельного топлива (1) смеси "95 % + 5 %" (2) и "90 % + 10 %" (3)

Далее по приведенным на рис. 3 характеристикам часового расхода топлива рассчитаны значения удельного эффективного расхода топлива и эффективного КПД дизеля на каждом конкретном режиме, а также условные

Таблица 2

Показатели дизеля	Топливо		
	дизельное	95 % дизельного + 5 % кукурузного масла	90 % дизельного + 10 % кукурузного масла
Часовой расход топлива, кг/ч, на режиме:			
максимальной мощности	19,31	19,30	19,36
максимального крутящего момента	12,56	12,79	12,52
Крутящий момент, Н·м, на режиме:			
максимальной мощности	311	306	306
максимального крутящего момента	358	359	355
Дымность отработавших газов по шкале Хартриджа на режимах:			
максимальной мощности	18,0	14,0	14,0
максимального крутящего момента	40,0	39,0	37,0
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч) на режиме:			
максимальной мощности	247,3	251,4	251,8
максимального крутящего момента	223,5	227,1	224,6
Эффективный КПД на режиме:			
максимальной мощности	0,343	0,339	0,341
максимального крутящего момента	0,379	0,375	0,382
Условные (средние) показатели топливной экономичности на режимах 13-ступенчатого цикла:			
эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	244,32	248,65	248,22
эффективный КПД	0,347	0,342	0,346
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт·ч):			
оксиды азота	6,549	6,530	6,337
монооксид углерода	3,277	2,602	2,825
несгоревшие углеводороды	1,104	0,829	0,773

(средние на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла) значения $g_{eусл}$ и $\eta_{eусл}$. Расчет велся соответственно по формулам:

$$g_e = \frac{1000G_{\tau}}{N_e} \quad \text{и} \quad \eta_e = \frac{3600}{Hu \cdot g_e}; \quad g_{eусл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{\tau i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i} \quad \text{и}$$

$$\eta_{eусл} = \frac{3600}{Hu \cdot g_{eусл}}, \quad \text{где } Hu - \text{низшая теплота сгорания топли-$$

ва. (Результаты этих расчетов также представлены в табл. 2.)

Таким образом, можно считать доказанным: использование смесей дизельного топлива и кукурузного масла с точки зрения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизеля — дело, безусловно, выгодное.

Так, при переходе на смесь "90 % + 10 %" удельный массовый выброс оксидов азота на режимах 13-ступенча-

того испытательного цикла снижается с 6,549 до 6,337 г/(кВт·ч), т.е. на 3,2 %; монооксида углерода — с 3,277 до 2,825 г/(кВт·ч) — на 13,8 %; несгоревших углеводородов — с 1,104 до 0,773 г/(кВт·ч), или на 30 %. При этом условный средний КПД практически не изменяется (уменьшается с 0,347 до 0,346). Дымность же отработавших газов на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ уменьшается с 18 до 14 % по шкале Хартриджа (на 22,2 %).

Литература

1. Григорович Д.Н. Применение биотоплива на железнодорожном транспорте // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. № 1. С. 59–65.
2. Neue Technik: Fette werden zu "Biodiesel" // Brennstoffpiegel. 2002. № 10. S. 4.
3. Hamaaki K., Tajima H., Takasaki K. et al. Utilization of Waste Vegetable Oil Methyl Ester for Diesel Fuel // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001–2021. P. 1–6.
4. Материалы сайта <http://www.Wikipedia.ru>.

УДК 656.053.7

НОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОГО ШУМА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д-р техн. наук **В.Е. ТОЛЬСКИЙ**
НАМИ (495. 456-30-81)

Рассмотрены новые нормы по уровню структурного шума автомобильных двигателей, принятые в России, а также установлена взаимосвязь структурного шума ДВС с внешним шумом автомобиля.

Ключевые слова: допустимые значения уровней звукового давления L_{pA} двигателя, структурный шум двигателя, внешний шум автомобиля, характеристики шума двигателя.

Tolskiy V.E.

THE STANDARD STRUCTURAL NOISE OF THE AUTOMOBILE ENGINE

The new Russian automobile engine structure noise level standard is given and correlation between engine structure noise and external automobile noise is discussed.

Keywords: acceptable sound pressure levels, engine structural noise, external automobile noise, engine noise characteristics.

Внешний шум АТС — один из показателей, характеризующих его экологичность. Поэтому еще в 1968 г. и были введены Правила ЕЭК ООН, ограничивающие уровни внешнего шума различных категорий автомобилей и автобусов. В дальнейшем же эти нормы все время ужесточались. Так, за истекшие с тех пор три десятка лет допустимые уровни шума легковых автомобилей снизились с 82 до 74 дБА, а большегрузных автомобилей класса КамАЗ — с 92 до 80 дБА.

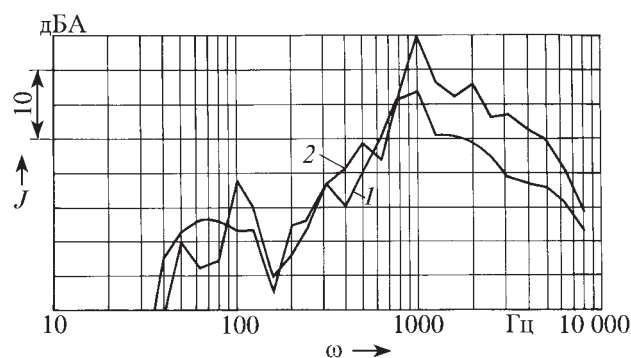
Правда, в СССР нормы на внешний шум выходящих с конвейеров заводов транспортных средств, в том числе мотоциклов, начали действовать несколько позже — с 1975 г. Да и были они более либеральными, чем Правила ЕЭК ООН. Но с 2000 г. их приравнивали к международным.

Что касается ограничения внешнего шума АТС в условиях эксплуатации, то первая редакция такого ГОСТа была введена лишь в 2004 г. Кроме того, по этому ГОСТу (по методике испытаний в соответствии с Правилами № 51 ЕЭК ООН) нормируется только шум системы выпуска ДВС, причем непод-

вижного АТС. Тогда как методика Правил № 51 ЕЭК ООН предусматривает основные испытания АТС проводить при его движении на участке длиной 20 м на режиме резкого разгона и при работе ДВС на повышенной частоте вращения коленчатого вала. Именно при этом режиме нормируется шум АТС. Например, легковой автомобиль класса ВАЗ с механической коробкой передач должен разогнаться на мерном участке на второй и третьей передачах. При этом разгон на второй передаче должен начинаться со скоростью 50 км/ч (при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$), а заканчиваться при $n = 5200 \text{ мин}^{-1}$.

Ранжировка источников внешнего шума по принятой международной методике испытаний показывает, что, как правило, на подавляющем большинстве АТС российского производства основным источником, определяющим общий уровень внешнего шума АТС, является не система выпуска ДВС, а структурный его шум (вибрация наружных поверхностей и, прежде всего, блока цилиндров). Это хорошо видно из рисунка, на котором в качестве примера показаны два спектра $J = f(\omega)$ внешнего шума при разгоне большегрузного грузового автомобиля на пятой (кривая 1) и восьмой (кривая 2) передачах.

Так, из него следует, что при разгоне автомобиля на восьмой передаче начальная частота ω вращения коленчатого вала дизеля существенно ниже и в про-



Тип двигателя	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Нормативное значение, дБА		Тип транспортного средства
		до 01.01.2012 г.	после 01.01.2012 г.	
V-8 дизель	2100	98	96	M ₃ , N ₃
V-6 дизель	1900	97	96	M ₃ , N ₃
V-8 бензиновый	3200	94	94	M ₃ , N ₃
P-6 дизель	2500	97	95	M ₂ , N ₂
P-4 дизель	Свыше 2500	98	96	M ₁ , N ₁
P-4 дизель	2500 включительно	96	94	M ₂ , N ₂
P-4 бензиновый	Свыше 4000	99	97	M ₁ , N ₁
P-4 бензиновый	4000 включительно	96	94	M ₁ , N ₁

Пр и м е ч а н и е . Для заводов, выпускающих двигатели для автомобилей собственного производства, нормы на допустимые значения уровней звука не устанавливаются. Уровень внешнего и внутреннего шума этих автомобилей (автотранспортных средств – АТС) должен соответствовать требованиям Правил ЕЭК ООН № 51-02 и ГОСТ Р 51616. Это положение распространяется и на автомобили, и на автобусы, выпускаемые другими предприятиями, где применяются упомянутые выше двигатели.

цессе разгона практически не увеличивается, а на пятой передаче разгон автомобиля идет очень резко. При этом высокочастотная часть спектра внешнего шума в области частот выше 800 Гц на восьмой передаче снижается на 5–8 дБА, что приводит к сокращению общего уровня J внешнего шума автомобиля на 4 дБА.

Из сравнения же спектров шума при разгоне автомобиля на пятой передаче и при движении накатом с выключенным дизелем (на рисунке не показаны) следует, что в области частот от 630 до 5000 Гц шум снизился в среднем с 78 до 69 дБА, а общий уровень внешнего шума автомобиля – на 10 дБА.

В НАМИ в свое время был разработан ОСТ 37.001.266–83 "Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения", который действует с 1985 г. И был он основан на техническом методе измерения шума стационарных машин. Согласно ему, максимальный структурный шум на расстоянии 1 м от двигателя (в точке с наибольшим его уровнем) двигатель должен работать по внешней скоростной характеристике.

Этим документом до 2010 г. руководствовались все отечественные моторные заводы при составлении соответствующих технических условий на ДВС. В нем предельными уровнями структурного шума для серийных ДВС было принято 103 дБА, для перспективных – 101 дБА.

Такие нормы обуславливались, прежде всего, более жестким в те времена протеканием рабочего процесса в автомобильных дизелях, отсутствием турбонаддува, повышенной частотой вращения коленчатого вала, недостаточной жесткостью картерных деталей отдельных ДВС, в том числе из-за применения алюминиевых сплавов, поскольку основной задачей тогда было снижение металлоемкости и уменьшение расхода топлива. Кроме того, как отмечалось выше, нормы по ограничению внешнего шума автомобилей, действующие в СССР и РФ до 2000 г., были гораздо либеральнее Правил № 51 ЕЭК ООН.

Однако в настоящее время ситуация резко изменилась. От моторостроителей требуется удовлетворять современным требованиям по всем аспектам экологии АТС – и выбросам вредных веществ с отработавшими газами (нормы "Евро-3", "Евро-4" и

т.д.), и по внешнему шуму АТС (Правила № 51-02 ЕЭК ООН). И совершенно очевидно, что проблему снижения внешнего шума большинства АТС российского производства без уменьшения структурного шума их ДВС не решить. Значит, назрела необходимость разработки нового документа по нормированию шума автомобильных ДВС, выпускаемых в нашей стране. Кроме того, за последние годы появились новые нормативные документы по оценке шума, учитывающие современные метрологические технологии, принятые при измерении шума стационарных машин. В связи с этими обстоятельствами в 2010 г. в НАМИ был разработан ГОСТ Р 53838, регламентирующий структурный шум ДВС.

При нормировании структурного шума ДВС по данному ГОСТу во внимание принимаются: скорректированный по частотной характеристике A шумомера уровень L_{pA} звукового давления (в дБА); уровни L_p звукового давления в октавных или третьоктавных полосах частот (в дБ); уровни L_w звуковой мощности в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 125 до 8000 Гц (в дБ); скорректированный по частотной характеристике A шумомера (далее – скорректированный по A) уровень L_{wA} звуковой мощности (в дБА). Причем L_{pA} подлежат определению и контролю при приемочных испытаниях двигателей, и их значения могут быть заявлены производителем (поставщиком), а L_p , L_w и L_{wA} определяют в исследовательских целях, при проектировании двигателей и сопоставлении их конструкций по акустическому излучению для сравнения с нормами шума других ДВС и т.д. Однако при приемочных испытаниях нового двигателя должны определяться все шумовые характеристики, т.е. L_{pA} , L_p , L_w и L_{wA} , а при контрольных – только L_{pA} .

Шумовые характеристики определяют для единичных двигателей и видов (типов, моделей, марок) или их партий и включают в сопроводительные документы в форме заявления по ГОСТ 30691–2001 (ИСО 4871–96) и (или) в эксплуатационные документы (паспорт, этикетку, руководство по эксплуатации и другие по выбору производителя или поставщика). Производитель (поставщик) гарантирует значения шумовых характеристик, указанные в документах на двигатель или в договоре на поставку. Шу-

мовые характеристики для партии двигателей определяют на основе статистической обработки результатов измерений выборки машин по ГОСТ 27408.

В соответствии с ГОСТ Р 53838 для двигателей, выпуск которых начат до 01.01.2012 г., а также модернизируемых в этот период уровни L_w звукового давления, измеренные при различных частотах n вращения коленчатого вала и работе двигателя с полной нагрузкой, не должны превышать значений, приведенных в таблице. В ней же даны допустимые уровни этого давления на расстоянии 1 м и для двигателей, выпуск которых начнется после 01.01.2012 г.

Как следует из таблицы, допустимые значения уровней L_{pA} звукового давления ДВС не должны быть более 99, а с 2012 г. – более 97 дБА. Однако для заводов, выпускающих двигатели для АТС собственного производства, уровни шума нормируется в соответствии с требованиями Правил № 51-02 (ГОСТ Р 41.51) и ГОСТ Р 51616 (внутренний шум). То же са-

мое относится и к другим предприятиям, которые применяют данные двигатели.

Определенные условия накладываются на акустические характеристики испытательного помещения. Например, его объем без звукопоглощающих облицовок не должен быть менее 200 м³. При этом коэффициент K_{2A} акустических условий помещения не должен быть более 2 дБА. (Методы определения коэффициента K_{2A} приведены в приложении к ГОСТ Р 53838.)

В последние годы в мировом машиностроении широко применяется вариант, при котором характеристики шума АТС объявляют сами производители этих АТС. Такой подход узаконил и ГОСТ Р 53838. Более того, он дает методику определения заявленных шумовых характеристик двигателей и устанавливает: изготовитель гарантирует, что при серийном производстве двигателей значения уровней звукового давления L_{pA} не будут превышать значений, указанных в таблице, более чем на 1 дБА.

УДК 629.113

КОНТРОЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ "ИЖ-27156", РАБОТАЮЩЕГО НА БЕНЗИНЕ И КОМПРИМОВАННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

А.С. Клементьев

Ижевский ГТУ (3412. 59-38-26)

Рассматривается вопрос экспериментального исследования контрольных расходов топлив конвертированного двигателя автомобиля "Иж-27156".

Ключевые слова: бензин, компримированный (сжатый) природный газ (КПГ), контрольный расход топлива.

Klementyev A.S.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE CONTROL FUEL CONVERTED CAR ENGINE "Иж-27156"

An experimental study of control costs of fuels converted car engine "Иж-27156" is discusses.

Keywords: gasoline, compressed natural gas (CNG), fuel consumption test.

В Ижевском ГТУ выполнены экспериментальные исследования топливной экономичности работаю-

щего на сжатом природном газе двигателя автомобиля "Иж-27156". Эти исследования проводились по ГОСТ 20306–90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний". То есть при температуре окружающего воздуха, равной 21–23 °С; скорости ветра, не превышающей 3 м/с; атмосферном давлении не менее 910 ГПа; относительной влажности воздуха не выше 95 %. При этом скорость движения автомобиля изменялись от 20 до 80 км/ч, с шагом 20 км/ч. Средняя же скорость v_{cp} движения автомобиля, его средний (контрольный) расход Q_s топлива рассчитывались по общеизвестным формулам $v_{cp} = 3,6 S / t$ и $Q_s = 100 Q / S$, или $Q_s = 100 m_t / \gamma_t S$, в которых S – протяженность измерительного участка; t – среднее время, затраченное на проезд этого участка; Q – абсолютный расход топлива при испытаниях; m_t – масса топлива; γ_t – его плотность при 20 °С. Результаты исследования приведены в табл. 1 и продублированы на рис. 1.

Как следует из рисунка, зависимость $Q_s = f(v_a)$ криволинейная. Чтобы ее описать с помощью линей-

Таблица 1

Параметр	Значения параметра			
	20	40	60	80
Скорость движения автомобиля, км/ч	20	40	60	80
Контрольный расход бензина, л/100 км	18,4	15,2	13,6	11,6
Контрольный расход сжатого природного газа, м ³ /100 км	19,7	15,9	14,1	11,8

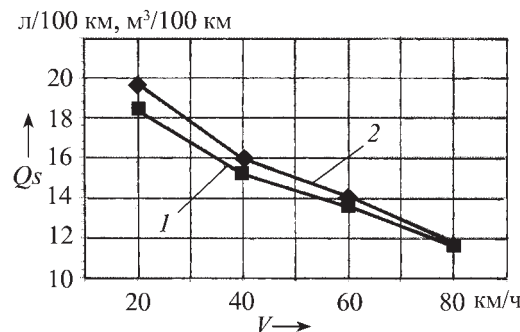


Рис. 1. Зависимость контрольного расхода топлива от скорости движения автомобиля при работе двигателя:

1 – на бензине; 2 – на сжатом природном газе

№	$x_i (v)$	$y_i (Q_s)$	$x_i y_i$	x_i^2	x_i^3	x_i^4	$x_i^2 y_i$
1	20	18,4	368	400	8000	160 000	7360
2	40	15,2	608	1600	64 000	2 560 000	24 320
3	60	13,6	816	3600	216 000	12 960 000	48 960
4	80	11,6	928	6400	512 000	40 960 000	74 240
Σ	200	58,8	2720	12 000	800 000	56 640 000	154 880

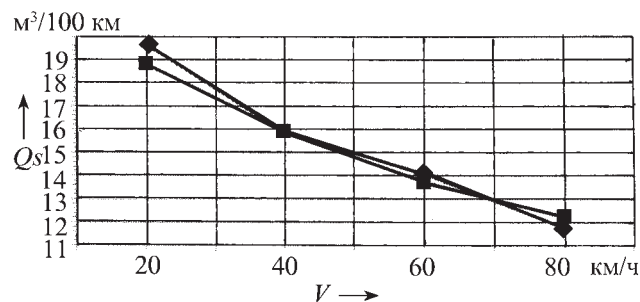
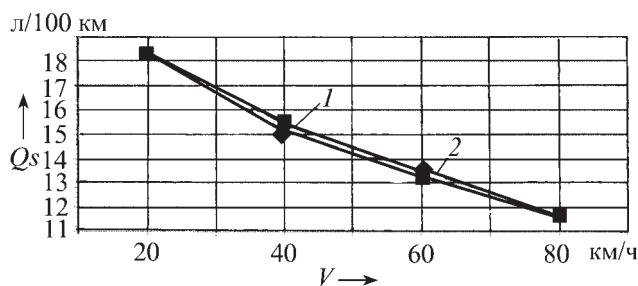


Рис. 2. Зависимость полученных расчетом (1) и экспериментально (2) контрольных расходов топлива от скорости движения автомобиля при работе двигателя на бензине (а) и сжатом природном газе (б)

ных уравнений, воспользуемся методом наименьших квадратов. В итоге получаем систему:

$$\begin{cases} a_0 x + a_1 \sum x_i + a_2 \sum x_i^2 = \sum_{i=1}^4 y_i; \\ a_0 \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_2 \sum x_i^3 = \sum_{i=1}^4 x_i y_i; \\ a_0 \sum x_i^2 + a_1 \sum x_i^3 + a_2 \sum x_i^4 = \sum_{i=1}^4 x_i^2 y_i. \end{cases}$$

Приближим функцию многочленом второй степени. Для этого вычислим коэффициенты нормальной системы уравнений и сведем их в табл. 2. Затем на основании ее данных составим нормальную систему наименьших квадратов работы двигателя автомобиля на бензине. Она имеет вид:

$$\begin{cases} a_0 \cdot 4 + a_1 \cdot 200 + a_2 \cdot 12\,000 = 58,8; \\ a_0 \cdot 200 + a_1 \cdot 12\,000 + a_2 \cdot 800\,000 = 2720; \\ a_0 \cdot 1200 + a_1 \cdot 800\,000 + a_2 \cdot 56\,640\,000 = 154\,880. \end{cases}$$

Решение системы легко находится с помощью стандартных математических программ: $a_0 = 21,7$; $a_1 = 0,185$; $a_2 = 0,00075$.

Таким образом, многочлен второй степени найден. Для бензина он представляет собой формулу

$Q_s = 21,7 - 0,185 v + 0,00075 v^2$, для сжатого же природного газа имеет такой вид: $Q_s = 22,5 - 0,2 v + 0,0009 v^2$.

Результаты расчета по этим уравнениям приведены на рис. 2 (кривые 2). Там же, для сравнения, даны и результаты экспериментального определения Q_s (кривые 1).

Этот рисунок подтверждает, что теоретические (расчетные) и экспериментальные результаты практически совпадают: расхождение между ними не превышает $\pm 2\%$. Кроме того, исследования доказали (см. рис. 1), что расход сжатого природного газа всего лишь на 4–7% превышает расход бензина.

Таким образом, есть все основания утверждать, что компримированный природный газ даже с этой точки зрения — вполне реальная альтернатива бензину. Если же учесть, что его цена практически вдвое ниже цены бензина, то эта альтернатива становится не просто реальной, а даже выгодной для потребителя. Несмотря на то, что баллоны для газа снижают полезную грузоподъемность автомобиля.

Литература

- ГОСТ 20306–90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.
- Линник Ю.В. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 1958. — 336 с.



УДК 621.43-233.132:53:082

ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВС

Е.И. МАРОВ, канд. техн. наук П.В. САФРОНОВ
МАДИ (8.925. 859-19-87)

Предлагается метод и программно-аппаратный комплекс для измерения мгновенной скорости и определения критериев неравномерности частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Ключевые слова: мгновенная скорость коленчатого вала, неравномерность частоты вращения, программно-аппаратный комплекс, микроконтроллер.

Marov E.I., Safronov P.V.

THE SOFT-HARDWARE COMPLEX FOR DETERMINING THE VARIATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE'S CRANKSHAFT SPEED

Suggest the method and soft-hardware complex for measurement of instant speed of engine's crankshaft and determining the criterion of variation of engine's crankshaft speed.

Keywords: crankshaft's instant speed, variation of engine's crankshaft speed, soft-hardware complex, microcontroller.

Кинематическая изменяемость кривошипно-шатунного механизма поршневых машин и цикличность их действия приводят к неодинаковости угловой скорости коленчатого вала в различных частях рабочего цикла. Такая неравномерность является конструктивной особенностью поршневых машин и называется естественной неравномерностью. Кроме того, сами рабочие процессы не воспроизводятся с абсолютной точностью, что приводит к межцилиндровой и межцикловой неидентичности рабочего процесса, вызывая дополнительную неравномерность частоты вращения коленчатого вала, которая накладывается на естественную неравномерность частоты вращения. Величина изменения этой скорости на относительно малом угловом интервале прямо пропорциональна работе действующих сил на том же интервале и может служить энергетической характеристикой рабочих процессов. Неравномерность частоты вращения коленчатого вала содержит в себе информацию о воспроизводимости рабочих процессов, которые вызывают дополнительные динамические воздействия на элементы конструкции силового агрегата. Таким образом, информация об изменении мгновенной скорости может быть использована для оценки как качества рабочих процессов, так и динамических свойств конструкции двигателя и его подвески.

Чтобы воспользоваться полученной информацией, мгновенную скорость нужно измерить. И именно эту проблему решает рассмотренный ниже программно-аппаратный комплекс (ПАК), разработанный в МАДИ.

Рассмотрим принцип работы комплекса. Мгновенной скоростью коленчатого вала будем называть условно постоянную угловую скорость в интервале между соседними угловыми импульсами, генерируемыми датчиком положения коленчатого вала (ДПКВ). Для ее определения используется алгоритм подсчета числа N импульсов 2 генератора опорной частоты за временной интервал, равный периоду T следования угловых импульсов 1 с этого датчика (рис. 1). Получив значения N и T , не составляет труда оп-

ределить значение мгновенной угловой скорости коленчатого вала.

Очевидно, что число импульсов N между угловыми импульсами ДПКВ определяется по формуле $N = f_x T$, в которой f_x – частота генератора опорной частоты, T – временной интервал между соседними угловыми импульсами с ДПКВ.

В свою очередь, формулу для определения T можно записать в виде отношения угла φ , на который коленчатый вал повернулся за период следования угловых импульсов ДПКВ, к мгновенной скорости ω коленчатого вала при повороте на этот угол: $T = \frac{\varphi}{\omega}$. Подставив вместо φ выраже-

ние $\varphi = \frac{2\pi}{Z}$, где Z – число угловых импульсов, генерируемых ДПКВ за один оборот коленчатого вала, получим окончательную формулу для определения его мгновенной угловой скорости на угле поворота φ : $\omega = \frac{2\pi f_x}{N Z}$.

Функции, выполняемые рассматриваемым ПАК, сводятся к следующему: измерение мгновенной угловой скорости коленчатого вала с заданной точностью за определенное число рабочих циклов по команде оператора; сбор данных синхронизирован с ВМТ первого цилиндра, хранение всего объема полученной информации до обработки; обработка полученной информации по заданному алгоритму с определением значений критериев оценки неравномерности частоты вращения коленчатого вала двигателя; формирование отчетов в форме, удобной для анализа.

Наличие в ПАК аналого-цифрового преобразователя (АЦП) позволяет включить в состав системы измерения аналоговые датчики, измеряющие параметры работы двигателя.

Аппаратная часть комплекса включает электрическую схему, соединительные кабели, источник питания, персональный компьютер (ПК), а программная – программы, записанные в память микроконтроллера (МК) и ПК, которые предназначены для приема, передачи и обработки данных.

Основу аппаратной части комплекса составляет 32-разрядный МК ARM9, позволяющий, благодаря аппаратной поддержке памяти SDRAM, накапливать большой объем информации в реальном масштабе времени. МК обладает внутренней гибкостью, что позволяет путем перепрограммирования изменять алгоритм измерения и обработки по-

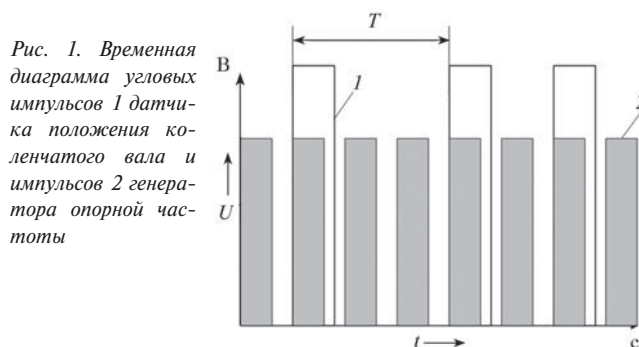


Рис. 1. Временная диаграмма угловых импульсов 1 датчика положения коленчатого вала и импульсов 2 генератора опорной частоты

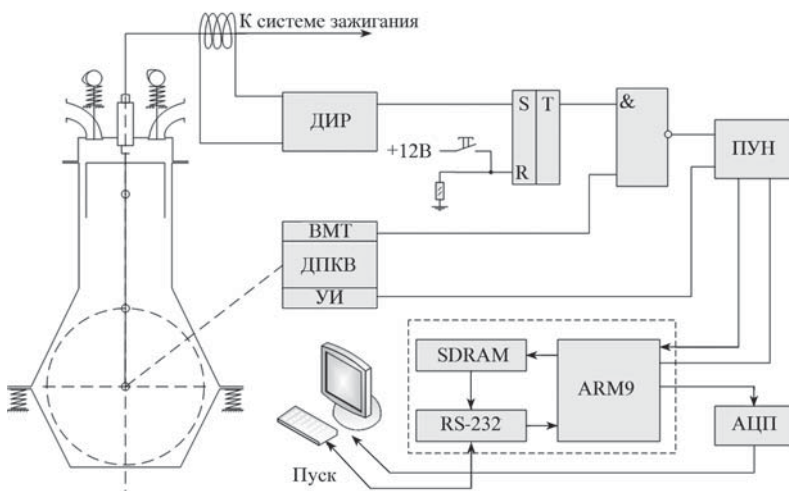


Рис. 2. Аппаратная часть ПАК

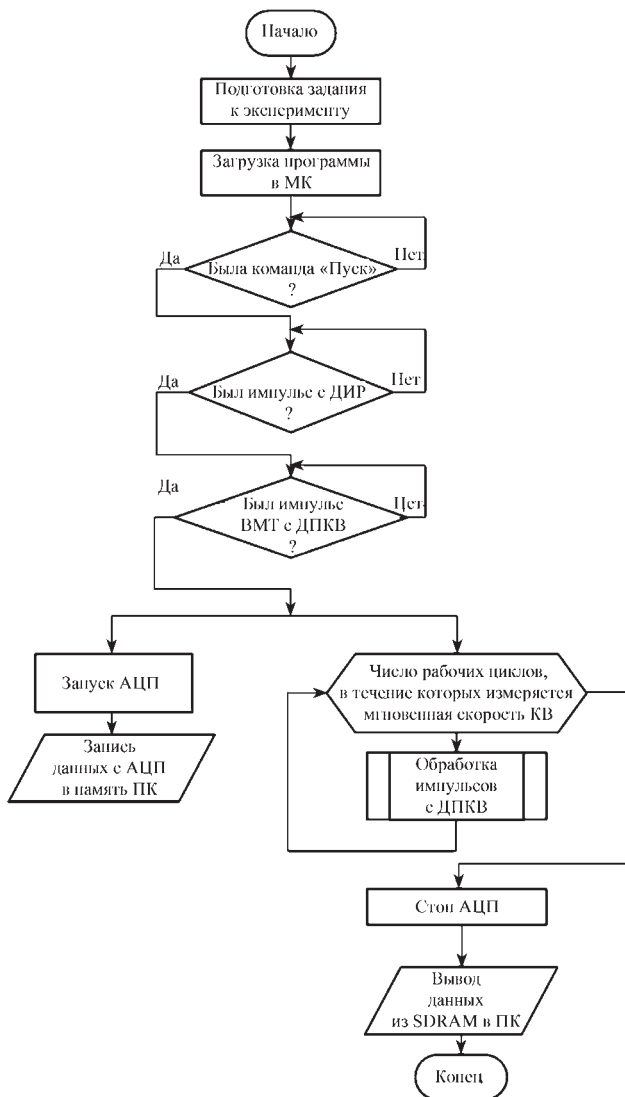


Рис. 3. Блок-схема алгоритма работы комплекса

лученных данных. Кроме того, при цифровой форме передачи данных повышается помехозащищенность, что очень важно при дистанционном управлении.

МК подсчитывает число N импульсов генератора опорной частоты за временной интервал, равный периоду T следования угловых импульсов ДПКВ. Для подсчета импульсов используется регистр-таймер, состоящий из двух частей – Т1 (12-разрядный таймер) и Т2 (20-разрядный таймер), содержимое последнего увеличивается с каждым импульсом от кварцевого генератора опорной частоты f_x ($f_x = 49,664$ МГц). При переполнении Т2 он обнуляется, а содержимое Т1 увеличивается на единицу.

Схема ПАК и испытываемого силового агрегата приведена на рис. 2. На носке коленчатого вала установлен датчик угла поворота коленчатого вала (ДПКВ), генерирующий 1024 угловых импульса и один импульс ВМТ за оборот. Амплитуда этих импульсов составляет 12 В. Максимальное входное напряжение, подаваемое на микропроцессор, не должно превышать 3,3 В,

для чего предусмотрен преобразователь уровня напряжения (ПУН). Электрическая схема для определения положения ВМТ первого цилиндра, соответствующего такту рабочего хода, реализована на триггере и датчике искрового разряда (ДИР). В состав аппаратной части включен также АЦП последовательного приближения, который предназначен для обработки сигналов с датчиков, характеризующих работу ДВС (например, датчик давления в цилиндре).

Программную часть, как сказано выше, составляют программы запуска, приема и анализа данных, полученных от микроконтроллера, которые записаны в память ПК и МК. Управление осуществляется путем отправки в МК определенных команд.

Алгоритм работы комплекса приведен на рис. 3. Для начала работы оператор в исходном коде программы должен задать необходимое число рабочих циклов, в течение которых будут вестись измерения; скомпилировать исходный код программы и получить файл с расширением *.hex, который записывается в память МК. Затем запустить программу на персональном компьютере и нажать кнопку "Пуск". При этом в микроконтроллере по интерфейсу

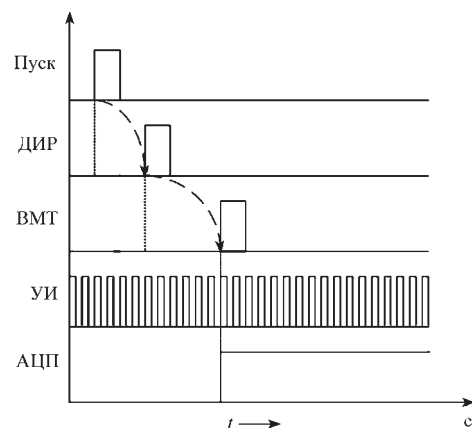


Рис. 4. Временные диаграммы работы комплекса:

ДИР – сигнал с датчика искрового разряда; ВМТ – сигнал ВМТ с датчика положения коленчатого вала; УИ – угловые импульсы с датчика положения коленчатого вала; АЦП – сигнал внешнего запуска аналого-цифрового преобразователя

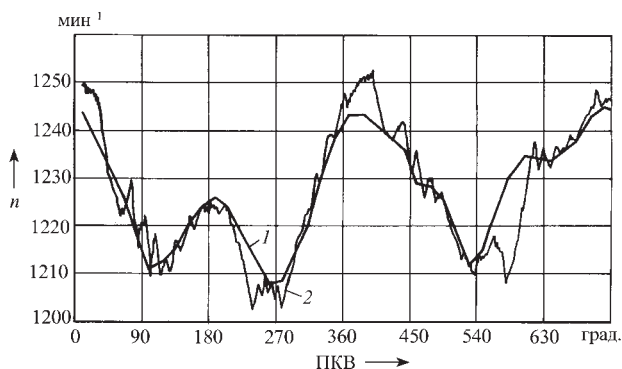


Рис. 5. Сравнение результатов измерения инженерным блоком управления ДВС (1) и разработанным ПАК (2) мгновенной скорости вращения коленчатого вала

RS-232 отправляется команда, переводящая его в режим ожидания прихода импульса ВМТ первого цилиндра.

С приходом переднего фронта импульса ВМТ датчик МК выдает сигнал запуска АЦП и переходит в цикл обра-

ботки импульсов с ДПКВ, по окончании которого снимает сигнал запуска АЦП и начинает передачу массива данных из памяти SDRAM в память ПК. Временные диаграммы работы комплекса приведены на рис.4.

Для проверки адекватности изменений комплекса было проведено сравнение результатов измерения мгновенной скорости коленчатого вала, полученных разработанным комплексом и инженерным блоком управления М73 двигателем ВАЗ (рис. 5). Анализ результатов позволяет судить о корректности измерений мгновенной скорости коленчатого вала разработанным ПАК.

Комплекс синхронизировано, с отметкой ВМТ регистрирует мгновенную угловую скорость вращения коленчатого вала и другие параметры работы ДВС (например, давление в цилиндре). Он обладает хорошей разрешающей способностью и высокой точностью измерений, что подтверждается сравнением ПАК с инженерным блоком М73. Измерение мгновенной скорости вращения коленчатого вала ведется с шагом 360/1024° его поворота. Возможно подключение ДПКВ с любым числом генерируемых импульсов. Комплекс, обладая внутренней гибкостью, и все микропроцессорные системы, легко поддается модернизации для решения различных исследовательских задач.

УДК 629.021

СНЯТИЕ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОПРЯЖЕНИЙ – МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА АГРЕГАТОВ АТС НА СТАДИИ ИСПЫТАНИЙ

К.В. БУТИН, канд. техн. наук С.В. КАСЬЯНОВ,
д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ
ИНЭКА (8552. 38-41-16)

Предлагается методика формирования вибродиагностических признаков агрегатов автомобиля на стадии испытаний, которые могут быть использованы при контроле качества агрегатов в процессе изготовления и при диагностировании агрегата автомобиля в эксплуатации.

Ключевые слова: автомобиль, вибродиагностика, качество изделия, подвижные сопряжения, показатели.

Butin K.V., Kasjanov S.V., Shibakov V.G.

VIBRODIAGNOSING INDICATORS OF INTERFACES – METHOD OF IMPROVEMENT OF QUALITY OF UNITS OF CARS AT A STAGE OF TESTS

The formation technique vibrodiagnosing signs of units of the car at stage of tests which can be used at quality assurance of units in the course of manufacturing and at diagnosing of the unit of the car in operation is offered.

Keywords: the car, vibrodiagnosing, quality of a product, mobile interfaces, indicators.

Повышение качества продукции до мирового уровня – основное условие конкурентоспособности российских автопроизводителей [1]. Причем в первую очередь, очевидно, речь должна идти о качестве высоконагруженных деталей узлов и агрегатов, лимитирующих безотказную работу всего АТС. Например, для грузовых АТС – это ведущие мосты, раздаточная коробка, коробка передач.

Качество выполнения функций этими и другими ответственными агрегатами во многом определяется состоянием их подвижных сопряжений деталей вращения (подшипников, зубчатых передач, а также дисбалансы валов), фактическое состояние которых можно определить путем вибродиагностирования по характеристикам спектров виброускорений. А современные программные обеспечения для анализа диагностической информации в настоящее время позволяют это сделать не только на стадиях изготовления АТС, но и на этапах проектирования и испытаний его узлов и агрегатов, где, как известно, и закладывается основа их качества. В связи с этим методике формирования вибродиагностических признаков агрегатов целесообразно рассмотреть именно применительно к этапам проектирования и испытаний. Что и делается ниже на примере главной передачи одной из модификаций ведущих мостов автомобилей КамАЗ.

Предлагаемая методика включает четыре этапа.

Таблица 1

Деталь	Тип подшипника	Параметры подшипника				
		внутренний диаметр, мм	наружный диаметр, мм	число тел качения, мм	диаметр тел качения, мм	угол контакта, град.
Ведущий вал заднего моста	12310KM	50	110	12	15	0
	6-7214AU	70	125	17	14,2	15,39
	6-7516A1	80	140	19	14,7	23,4
Ведущая цилиндрическая шестерня	102409M	45	120	11	18	0
	27310HA	50	110	14	13,7	28,49
Ведомая цилиндрическая шестерня	7216У	80	140	20	14,2	17,4

Таблица 2

Деталь	Подшипник	Посадка подшипника ("+" – зазор, "-" – натяг), мм	
		внутренняя	наружная
Ведущий вал заднего моста	12310KM	0,008 -0,012	0,038 -0,018
	6-7214AY	0,032 0,000	0,025 -0,030
	6-7516A1	-0,010 -0,042	0,025 -0,030
Ведущая цилиндрическая шестерня	102409M	-0,003 -0,032	0,050 0,000
	27310HA	0,017 -0,002	0,005 -0,045
Ведомая цилиндрическая шестерня	7216Y	-0,020 -0,055	0,058 0,000

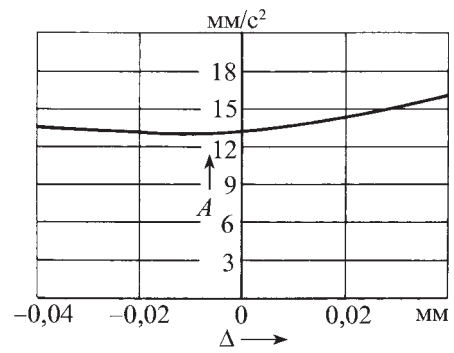


Рис. 2. Изменение виброускорения на частоте вращения вала 17 Гц при различных посадках подшипника в корпус (посадка на вал с натягом -0,014 мм)

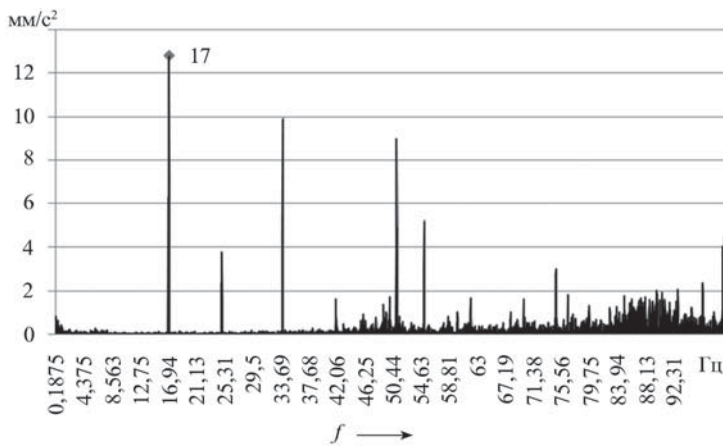


Рис. 1. Пример выбора анализируемой амплитуды виброускорения при частоте вращения вала, равной 17 Гц

Первый из них – информационная подготовка к испытаниям, ее суть – максимально глубокая идентификация объекта вибродиагностирования с помощью конструктивной и технологической документации, которая должна включать функциональную (кинематическую) схему объекта; режимы его функционирования (с соответствующими схемами); сборочные чертежи; значения номинальных внутренних и наружных диаметров подшипников, номинального диаметра и угла контакта тел качения, необходимые для расчета диагностических частот в вибрационном спектре (пример – в табл. 1); величины посадок сопряжений для определения их влияния на вибросигнал (пример – в табл. 2); предельные отклонения посадочных элементов, допустимые отклонения по износу элементов (пример – в табл. 3), а также предельные отклонения относительного положения деталей; требующиеся для идентификации подвижных сопряжений в вибрационном спектре номинальные (рассчитанные по паспорту) частоты вращений элементов на всех эксплуатационных режимах (пример – в табл. 4), в которой $f_{вр}$ – частота вращения наружного кольца относительно внутреннего, f_c – частота вращения сепаратора относительно наружного кольца, $f_{н}$ – частота перекатывания тел по наружному кольцу, f_b – частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу,

Таблица 3

Деталь	Подшипник	Предельные отклонения подшипника, мм		Предельные			
		внутренний диаметр	наружный диаметр	отклонения вала, мм	значения при износе вала, мм	отклонения корпуса, мм	значения при износе корпуса, мм
Ведущий вал заднего моста	12310KM	50,000	110,000	50,000	49,980	110,023	110,060
		49,988	109,985	49,992		109,982	
	6-7214AY	70,000	125,000	69,988	69,96	125,010	125,020
	6-7516A1	69,988	124,985	69,968	79,980	124,970	140,050
		80,000	140,000	80,030		140,010	
Ведущая цилиндрическая шестерня	102409M	45,000	120,000	45,020	45,000	120,035	120,070
	27310HA	44,988	119,985	45,003		120,000	
	7216Y	50,000	110,000	49,990	49,960	109,990	110,010
		49,988	109,985	49,973		109,955	
Ведомая цилиндрическая шестерня	7216Y	80,000	140,000	80,040	80,010	140,040	140,060
		79,985	139,982	80,020		140,000	

Деталь	Подшипник	Частоты элементов подшипника, Гц				
		$f_{вр}$	f_c	f_n	f_b	$f_{тк}$
Ведущий вал заднего моста	12310KM	16,67	6,77	81,25	118,75	42,88
	6-7214AY		7,16	121,77	161,56	56,09
	6-7516A1		7,31	138,91	177,75	61,42
Ведущая цилиндрическая шестерня	102409M	9,62	3,76	41,35	141,99	20,99
	27310HA		4,08	57,18	176,16	27,44
Ведомая цилиндрическая шестерня	7216Y	2,80	1,23	24,59	308,74	10,70

$f_{тк}$ – частота вращения тел качения относительно поверхности колеса; числа зубьев зубчатых колес, передаточные числа. (У главной передачи ведущего моста автомобиля КамАЗ передаточное число равно 5,94, число z_2 зубьев ведущей конической шестерни – 15, зубьев z_3 ведомой конической шестерни – 26, зубьев z_4 ведущей цилиндрической шестерни – 14 и зубьев z_5 ведомой цилиндрической шестерни – 48, частота зубьев ведущей (f_{z_1}) и ведомой (f_{z_2}) конических шестерней составляет 250 Гц, частота зубьев ведущей (f_{z_3}) и ведомой (f_{z_4}) цилиндрических шестерен – 134,6 Гц.)

На втором этапе разрабатывается схема и составляется план проведения и анализа единичной процедуры диагностирования, в том числе определяются места, доступные для установки датчиков. (В частности, для ведущих мостов автомобиля КамАЗ при диагностировании подшипников чашек дифференциала датчик устанавливается на картере моста, при диагностировании подшипников и зубчатых колес главной передачи – на картере главной передачи в районе опор входного вала и ведущего цилиндрического зубчатого колеса.) Кроме того, определяется ширина вибрационных спектров, которые будут содержать все основные частоты главной передачи.

Третий этап – собственно диагностирование, т.е. анализ полученной в его ходе информации. И принцип здесь простой – сравнение получаемых при испытаниях спектров со спектрами эталонными и, как результат, определение изменения состояния сопряжений.

Вся полученная информация (первичные вибрационные спектры, данные расчетов и измерений частот вращений, данные по виброхарактеристикам очередных единичных измерений, параметры сопряжений из документированных данных; зависимости виброускорений на диагностических частотах от наработки сопряжений) вносится в базу данных по вибрационным характеристикам агрегата.

Итог всех трех этапов – полностью идентифицированный опытный образец, любое изменение состояния сопряжений которого отразится на вибрационном спектре. В качестве диагностического признака состояния подвижных сопряжений в нашем случае лучше всего использовать амплитуды виброускорений на конкретных частотах вращения в спектрах разложения временного сигнала методом Фурье.

Четвертый этап – получение информации об интенсивности изменения показателей сопряжений в процессе стендовых и дорожных испытаний. Реализуется он путем проведения вибродиагностирования с назначенной периодичностью.

Для этих целей собирается партия мостов с предварительно измеренными характеристиками сопряжений и определяются зависимости вибросигнала от них. Изменение

показателей сопряжений относительно начальных их значений дают информацию об изменении по наработке, что обязательно отразится на диагностических признаках в спектре. Это подтверждает рис. 1, на котором приведен пример выбора из спектра диагностической частоты 17 Гц, по амплитуде которой определяется наличие изменений в посадке подшипника. Зависимости же амплитуды A виброускорения от посадки Δ подшипника представлены на рис. 2.

Спектры признаются в качестве диагностических признаков изношенных сопряжений на характерных им частотах вращений в спектре, если при разборке моста обнаружены значительные износы и повреждения, выходящие за предельно допустимые значения.

Результаты стендовых испытаний могут использоваться для виброконтроля качества сборки агрегата в производстве и после ремонтов, а данные дорожных испытаний – при диагностировании автомобиля в сервисных центрах. Но самое важное состоит в том, что они позволяют оптимизировать показатели деталей при их проектировании. В частности, определять динамику изменения сигнала, а также причины его изменения относительно начального состояния (исходного спектра); анализировать статистическую стабильность полученных данных; вносить изменения в конструкторскую документацию по лимитирующим элементам, т.е. корректировать предельные значения износа, изменения материала, посадок подшипников и т.п.; разрабатывать новое диагностическое программное обеспечение. Ведь вся полученная в результате диагностирования информация заносится, как уже упоминалось, в базу данных по исследуемому агрегату, которая может стать основой программного обеспечения.

Таким образом, сбор, регистрация и анализ виброхарактеристик сопряжений на специально выбранных партиях агрегатов АТС должны быть постоянной процедурой при испытаниях. Это позволит выявить тенденции изменения состояния каждого отдельного элемента конструкции, повысить качество проектирования и оптимизировать показатели критичных ее элементов, а также использовать выявленные в процессе испытаний вибрационные признаки для контроля качества этих агрегатов в эксплуатации.

Литература

- ГОСТ Р 51814.6–2005. Системы менеджмента качества в автомобилестроении. Менеджмент качества при планировании, разработке и подготовке производства автомобильных компонентов [Текст]. Введ. 2001.05.31. М.: Стандартинформ, 2005. – 43 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГРМ ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук **А.И. ШВЕЁВ, С.В. КАСЬЯНОВ** и **Д.Т. САФАРОВ, Т.В. ШВЕЁВА**
ИНЭКА (8552. 39-71-40)

Рассмотрена методика исследования и дана оценка состояния полного комплекта изношенных толкателей клапана дизеля при его поступлении в капитальный ремонт. Обоснована функциональная структура детали с распределением чертежных показателей. Выполнена оценка износа и предложены математические его модели.

Ключевые слова: газораспределительный механизм, толкатель клапана, износ, показатели точности, методика исследования износа, факторы износа.

Shveyov A.I., Kasyanov S.V., Safarov D.T., Shveyova T.V.

PROBE OF WEAR PROCESS OF DETAILS OF A GAS DISTRIBUTION MECHANISM OF THE DIESEL ENGINE

The technique of probe of the complete set of the wear out cam followers is resulted at one run of the engine. The functional structure of a detail with distribution of drawing indicators is proved. The estimation of deterioration is executed and mathematical models of deterioration are offered.

Keywords: a gas distribution mechanism, a cam follower, deterioration, accuracy indicators, a technique of probe of deterioration, deterioration factors.

В ИНЭКА разработана методика оценки годности изношенных деталей дизеля, позволяющая получать такой объем информации, который вполне достаточен для оперативного планирования наиболее эффективных мероприятий по предупреждению их дефектов. Рассмотрим ее на примере комплекта толкателей дизеля КамАЗ-740.

Функция газораспределительного механизма ДВС, как известно, заключается в передаче движения от кулачков распределительного вала к впускным и выпускным клапанам через толкатель, штангу и коромысло (рис. 1). Рассматриваемый кулачковый механизм — центрального типа. Следовательно, ось его толкателя должна быть [1] прямолинейной и проходить через центр вращения кулачка, а плоская по-

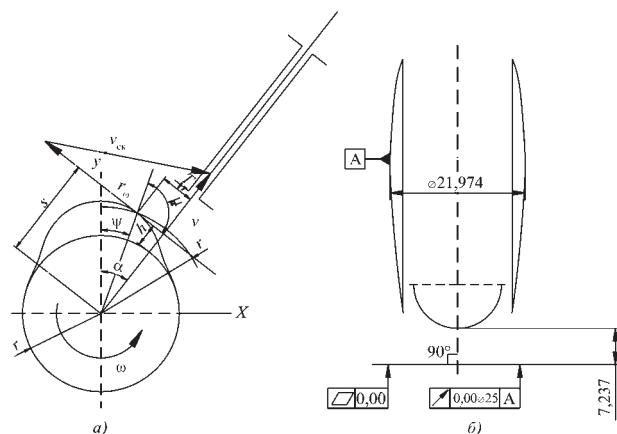


Рис. 2. Расчетная схема кулачкового механизма с плоским толкателем (а) и схема идеального толкателя (б)

верхность, контактирующая с его профилем, — быть строго перпендикулярной этой оси (рис. 2).

Наиболее часто встречающийся дефект пары "толкатель—торец штока клапана" — выкрашивание отдельных частиц рабочей поверхности штока. Иногда его результатом становится и повреждение рабочей поверхности кулачков распределительного вала, а также толкателя. Что, естественно, искажает траекторию перемещения точки контакта и уменьшает высоту подъема клапанов. И, как следствие, сокращает проходные сечения и увеличивает гидравлическое сопротивление на впуске и выпуске, смещает фазы газораспределения, повышает динамические нагрузки в приводе клапанов, уровень вибраций, а также снижает мощность, развиваемую дизелем. Причем довольно значительно. Например, доказано [2], что у дизеля КамАЗ-740 при малых частотах вращения коленчатого вала ее падение может достигать 8 %, а на режимах, близких к номинальным, — 9,2 %. (Это

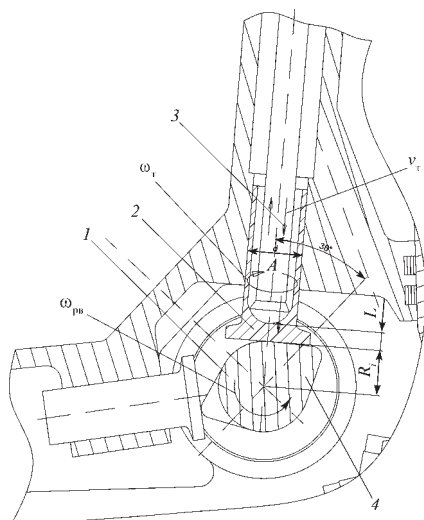


Рис. 1. Схема контакта толкателя клапана и кулачка распределительного вала:

1 — распределительный вал; 2 — толкатель; 3 — штанга; 4 — кулачок

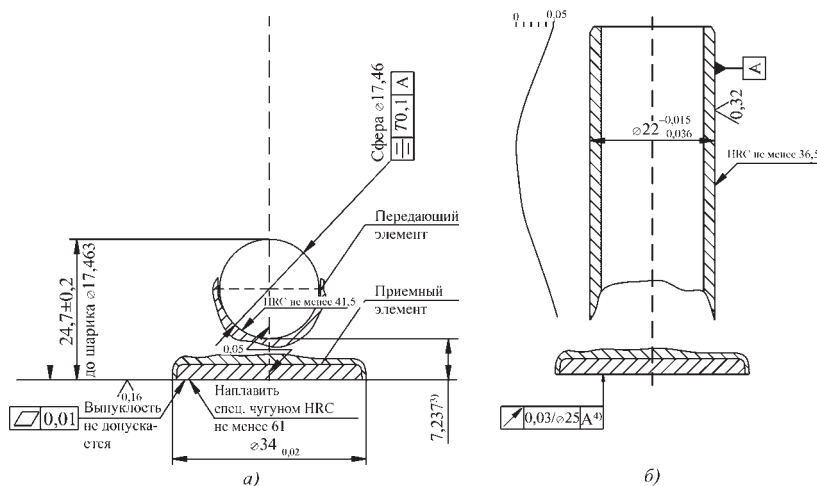


Рис. 3. Функциональная (а) и опорная (б) части толкателя

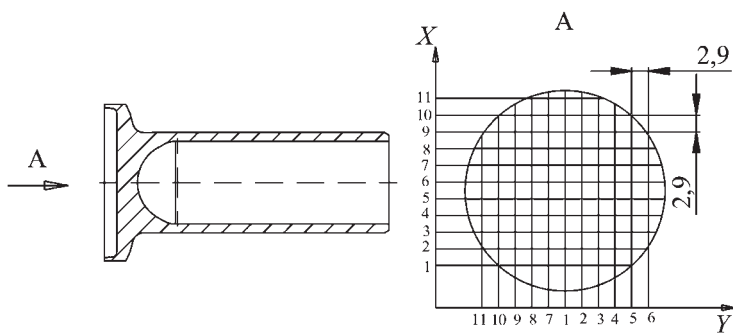


Рис. 4. Измерительная система координат рабочей части толкателя

соответствует уменьшению хода толкателей на 1,2 мм.) Кроме того, количество несгоревших углеводородов в отработавших газах возрастает до 26 %.

Толкатель конструктивно можно считать состоящим из двух частей – функциональной и направляющей (рис. 3). При этом функциональная его часть обеспечивает передачу движения и состоит из двух элементов – рабочего, который представляет собой плоскую поверхность, контактирующую с кулачком, и передающего, выполненного в виде внутренней сферической поверхности, контактирующей со штангой. Направляющая же часть необходима для пространственной ориентации функциональной части и представляет собой бочкообразный направляющий элемент.

Чтобы выявить закономерности изнашивания рабочей части толкателя, ее лучше всего разметить в виде сетки, состоящей из 109 узлов (рис. 4), каждой узловой точке которой соответствует значение линейного размера h от базовой плоскости до этой точки (рис. 5). Значение отклонения от плоскостности определяется как разность максимального и минимального размеров узловой точки по всей исследуемой поверхности. К примеру, на одном из экземпляров дизеля размах h отклонения от плоскостности рабочего элемента составил от 0,03 до 0,6 мм при допуске на размерный износ рабочей поверхности 1 мм (рис. 6). При этом у шести толкателей он превышал половину поля допуска. В то же время были и толкатели, износ которых был не более 1 % поля допуска.

Отклонение профиля в круговых сечениях – не что иное, как разность наибольшего и наименьшего значений размера в точках, располагающихся на сечении (окружность диаметром 25 мм) сферической части (приемного элемента)

толкателя. При этом установлено, что эти отклонения распределяются примерно так же, как и отклонения от плоскостности: имеются толкатели с практически незначительным (до 0,03 мм) значением отклонений и со значительным (0,45 мм), достигающим ~50 % поля допуска на износ.

В комплекте толкателей рассматриваемого дизеля размах относительного линейного размера h рабочего элемента составил 1,2 мм (рис. 7). Причем в семи случаях этот размер находился близко к предельной границе износа, одно, у толкателя № 3, превысило предельное значение, у четырех размеры располагались в границах поля допуска нового толкателя.

Измерялась также твердость приемной плоскости, причем не в одной, а в пяти точках – четырех периферических и в центре. Как видно из рис. 8, на котором приведены значения твердости по центру рабочего элемента толкателя, практически по всем толкателям общий уровень твердости распола-

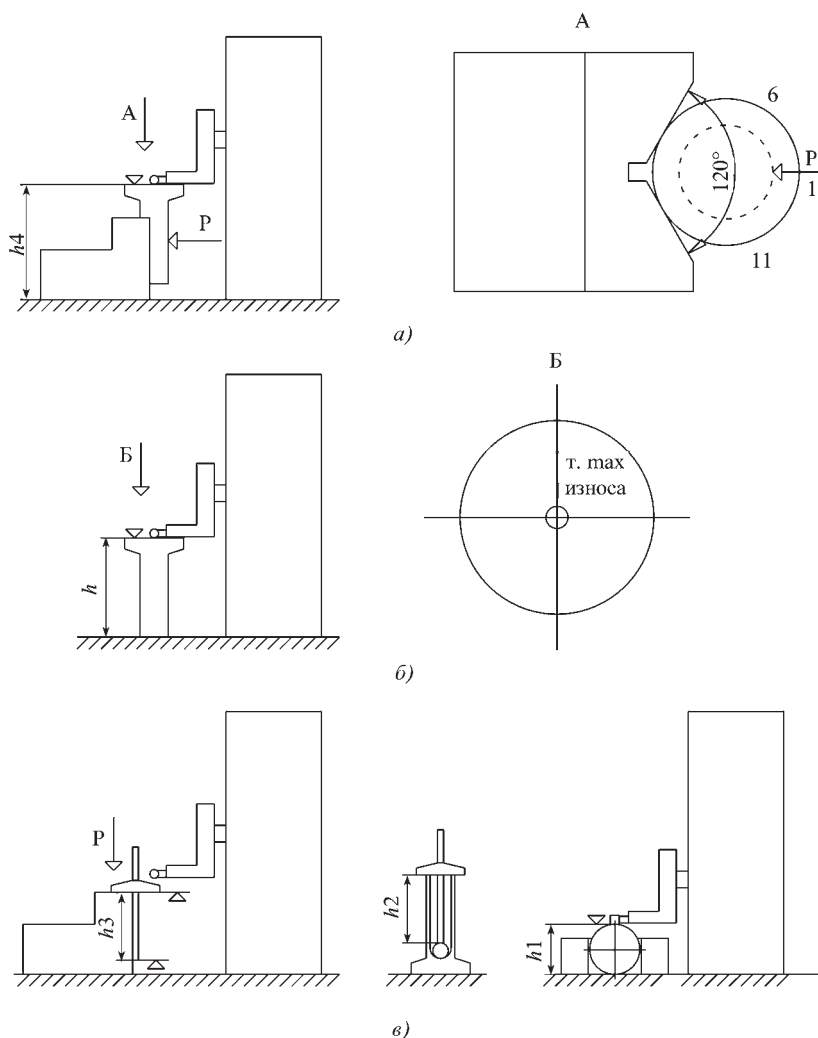


Рис. 5. Схемы измерения рабочего (а) и относительного (б) положения передающих элементов функциональной части толкателя (в)

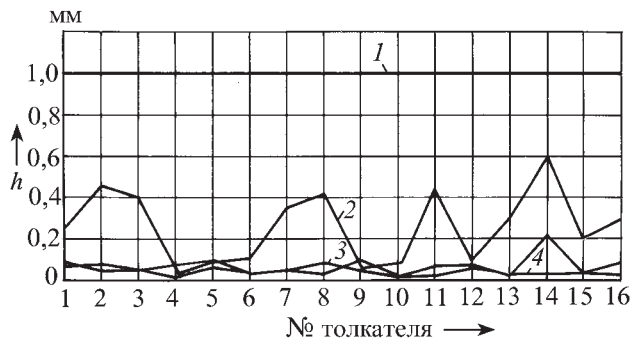


Рис. 6. Изменения отклонений рабочей части толкателя:
1 – граница допуска на износ; 2 – отклонение от плоскостности; 3 – отклонения в круговом сечении; 4 – неперпендикулярность оси

гается выше границы минимально допустимого значения. Значит, толкатель ремонтного вмешательства не требует.

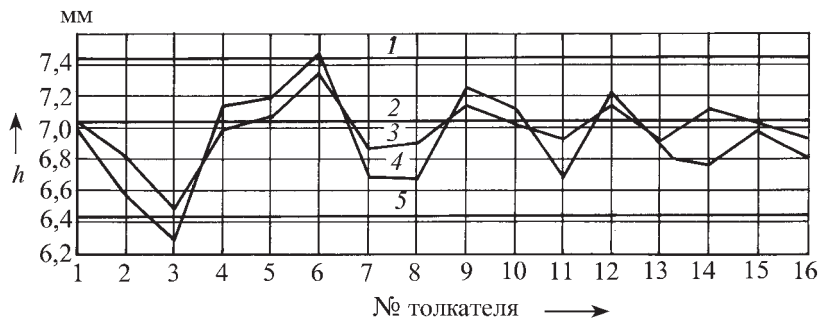


Рис. 7. Изменение минимального линейного размера от рабочего до передающего элемента толкателя с учетом отклонения последнего от плоскостности:
1–16 – номер образца

В направляющей части толкателя оценивалась ее геометрия по следующей схеме: толкатель рабочей частью прижимается к вертикальной плоскости измерительной призмы. Согласно требованиям чертежа, измерения выполняются в заранее размеченных координатных точках – 11 поперечных и 8 радиальных (рис. 9). По данным этих измерений можно определить значение диаметрального размера J для каждого поперечного сечения этой части: $d = h - h_1$, где h – расстояние от плоскости стола до соответствующей

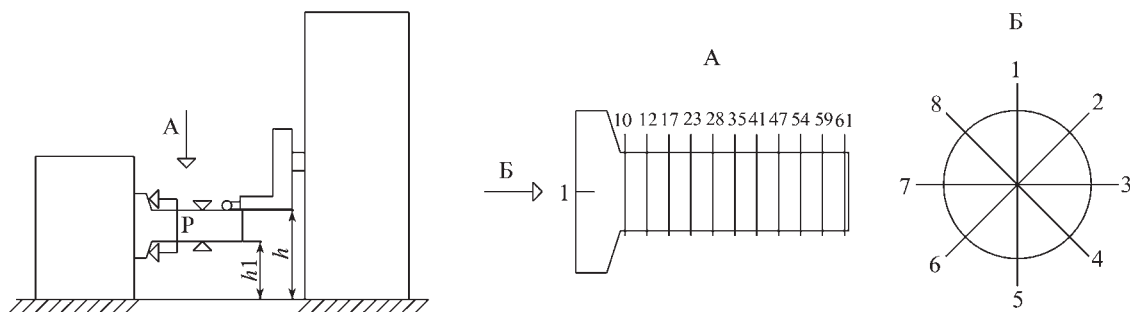


Рис. 9. Схемы измерений направляющей части толкателя

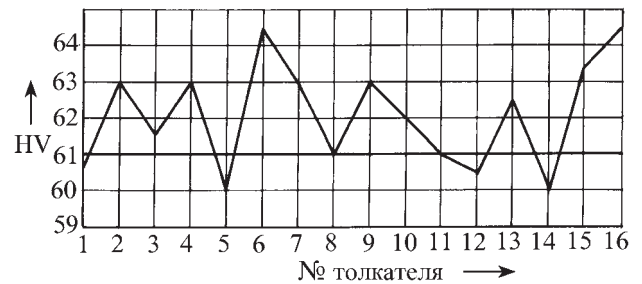


Рис. 8. Изменение твердости рабочей части толкателя

щей нижней точки сечения; h_1 – расстояние от плоскости стола до соответствующей верхней точки сечения.

Результаты изменения (рис. 10) подтверждают, что большинство элементов по минимальному размеру (0,1 мм) располагаются ниже допустимых границ износа, однако по максимальному его значению находятся в пределах допуска на износ. Правда, у отдельных элементов износ может достигать 0,25 мм (толкатели № 4, 5, 9, 12), что превышает допуск на размерный износ по направляющему элементу.

Твердость направляющей части измерялась в середине и крайних ее сечениях. Установлено: твердость полностью соответствует чертежным значениям.

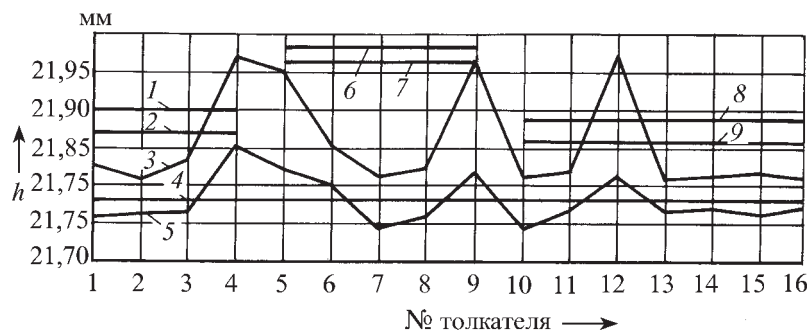
Таким образом, процесс износа направляющей части очень неравномерен: имеются как предельно изношенные толкатели, так и находящиеся в допустимой зоне.

Положение центра окружности в каждом из сечений направляющей части рассчитывается по формуле: $H_x = (h - h_i)/2$, а суммарное отклонение H_Σ оси окружности в сечении – по формуле $H_\Sigma = \sqrt{H_x^2 + H_y^2}$. (H_x – координата положения центра окружности по оси X ; H_y – координата положения центра окружности по оси Y .)

Отклонения от перпендикулярности рабочей части толкателя относительно оси направляющей его части изменяются, как установлено, от 0,01 до 0,1 м (см. рис. 5, а), т.е. имеются толкатели, ось направ-

Рис. 10. Изменение диаметральных размеров толкателя с учетом его отклонения от плоскостности:

1, 2 – максимальный и минимальный заданные размеры в сечениях 1–4; 3 – максимальный фактический размер; 4 – минимальный фактический размер в сечениях 10–11; 5 – минимальный фактический размер в сечениях 5–9; 6, 7 – максимальный и минимальный размеры в сечениях 5–9; 8, 9 – максимальный и минимальный заданные размеры в сечениях 10–11



ляющей части которых практически перпендикулярна рабочей, так и имеющие значительный наклон.

Проанализировано и влияние на износ приемного и направляющих элементов показателей точности и твердости элементов опорной и функциональной частей. В результате установлена взаимосвязь износа отдельных показателей частей толкателя: увеличение износа по диаметральному размеру приводит к повышению отклонения от плоскостности (чем больше отклонение от плоскостности, тем меньше линейное расстояние между рабочей и направляющей частями толкателя), а увеличение отклонения профиля в круговых сечениях ведет к росту отклонения от плоскости.

По направляющей же части анализ корреляционных зависимостей привел к следующим выводам.

1. Износ по диаметральному размеру увеличивает отклонения от цилиндричности элемента и линейное расстояние между рабочим и передающим элементами толкателя.

2. Увеличение отклонения от перпендикулярности передающего элемента сопровождается ростом отклонения от цилиндричности.

3. Износ направляющего элемента зависит от твердости: чем она меньше, тем больше отклонение от цилиндричности, а следовательно, и износ. Но по приемному элементу износ практически не зависит от твердости наплавленного слоя чугуна.

Таким образом, предложенная методика позволяет получить объективную информацию о механизме износа элементов толкателя клапана, а значит, выполнять при капитальном ремонте только те работы, которые действительно необходимы, со всеми вытекающими отсюда последствиями для стоимости ремонта и межремонтного ресурса дизеля.

Литература

1. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
2. Жолобов Л.А., Панов Ю.М. Влияние износа механизма газораспределения на выходные показатели двигателя // Совершенствование эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей и использование машинно-тракторного парка. Сб. науч. тр. / ГСХИ. Горький, 1986. С. 3–9.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru



В Саратове в ВЦ "Софит-экспо" 24–26 мая 2012 г. пройдет 12-я специализированная выставка автомобильной техники, комплектующих, технологий и оборудования "Автомир. Саратов", которая по праву входит в число лучших и наиболее масштабных региональных выставочных проектов. Уровень организации и проведения мероприятия отмечен знаком Российского Союза Выставок и Ярмарок (РСВЯ), присвоенным выставке в 2004 г. и подтвержденным выставочным аудитом в 2007 г. Эффективность и актуальность выставки подтверждается ежегодным увеличением количества компаний, представляющих свою экспозицию на выставке, расширяющейся географией участников и год от года возрастающим интересом посетителей.

В экспозиции выставки "Автомир. Саратов. 2012" представлены следующие разделы.

Атомобили. Транспорт. Моторная техника. Здесь будут представлены легковые, грузовые и специальные автомобили, автобусы, прицепы и прицепные устройства, мотоциклетная техника, вездеходы, снегоходы, скутеры; гидроциклы, катера и яхты; оборудование и аксессуары для автоспорта; а также услуги по страхованию автомобилей и гражданской ответственности водителей, кредитованию,

лизингу, аренде транспортных средств, технической помощи на дорогах, обучению и сертификации.

Автоэлектроника. Тюнинг. Аксессуары. В частности, аудио-, видеотехника, мобильные средства связи, телекоммуникации, компьютеры, охранные сигнализации и противоугонные системы, услуги тюнинговых фирм и навесное оборудование, средства для ухода за автомобилем и др.

Автотехсервис. В этом разделе планируется показать оборудование для станций технического обслуживания, авторемонтных мастерских и моечных комплексов. В частности, диагностическое, сварочное, для кузовного ремонта и покраски, шиномонтажа и балансировки колес, разнообразный инструмент. Здесь же посетители увидят автозапчасти и комплектующие, шины и колеса, автомобильные стекла, аккумуляторные батареи и зарядные устройства, компоненты электрооборудования, резинотехнические изделия, лакокрасочные материалы (эмали, грунты, шпатлевки), антикоррозионные и противоржавные мастики, клеи и герметики, смазочные материалы, спецодежду и средства индивидуальной защиты.

В программу выставки включены презентации автомобильных новинок, рекламные акции компаний-участников, деловые встречи, семинары; тест-драйвы и шоу-программы; салон старинных, редких и экзотических автомобилей и мотоциклов "Экзотика-авто", конкурсы "Автоаэрография 2012" и "Автотюнинг 2012".

Параллельно с выставкой "Автомир. Саратов. 2012" в те же дни на площадях ВЦ "Софит-экспо" пройдет четвертая специализированная выставка "Транспортный Комплекс Поволжья. 2012".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Петрова М.А. — Регулирование автомобильной промышленности в условиях мировых экономических кризисов XX–XXI вв. 1
 Коमारов В.В. — Технические и правовые аспекты проблемы разработки международных документов, устанавливающих требования по безопасности колесных транспортных средств 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

- Скрипко Л.А. — Перспективы гибридных АТС 8
 Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Мельник И.С., Корнев Б.А. Изменение числа работающих цилиндров дизеля — вариант повышения экономичности его режимов малых нагрузок 11
 Кропф А.Е. — Система автоматического регулирования автомобильной трансмиссии 13
 Баженов С.П., Дмитриев С.А. — Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса 14
 Балакина Е.В., Зотов Н.М. — Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении? 17
 Балабин И.В., Чабунин И.С. — К вопросу экспериментального исследования и аналитического описания эпюры контактного взаимодействия шины и обода автомобильного колеса с пятиградусными посадочными полками 19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

- Марков В.А., Девянин С.Н., Шумовский В.А. — Кукурузное масло как экологическая добавка к нефтяным топливам 23
 Тольский В.Е. — Нормирование структурного шума автомобильного двигателя 27
 Клементьев А.С. — Контрольные расходы топлива двигателя автомобиля "Иж-27156", работающего на бензине и компримированном природном газе 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

- Маров Е.И., Сафронов П.В. — Программно-аппаратный комплекс для исследования неравномерности частоты вращения коленчатого вала ДВС 31
 Бутин К.В., Касьянов С.В., Шibaков В.Г. — Снятие вибродиагностических показателей сопряжений — метод повышения качества агрегатов АТС на стадии испытаний 33
 Швеёв А.И., Касьянов С.В., Сафаров Д.Т., Швеёва Т.В. — Исследование изнашивания деталей ГРМ дизеля 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

М.С. Вусоцкий (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

Технический редактор Андреева Т.И.
 Корректоры: Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.
 Сдано в набор 01.12.2011. Подписано в печать 20.01.2012.
 Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
 Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,21. Заказ 44.
 Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.

ООО "Издательство Машиностроение"

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
 Свидетельство ПН № 77-7184
 Цена свободная.
 Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
 За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
 Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.