

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ

РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,

ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2013



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.5

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АУТСОРСИНГА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ "ДИРЕКТ-КОСТИНГ"

А.Г. ИСАВНИН, И.И. ФАРХУТДИНОВ

Филиал Казанского ФУ в Набережных Челнах (ИНЭКА)
(8552. 39-71-40)

Предложен метод оценки экономической эффективности применения реструктуризационного производственного аутсорсинга на машиностроительном предприятии с помощью системы "директ-костинг".

Ключевые слова: точка безубыточности, директ-костинг, реструктуризационный аутсорсинг, экономическая эффективность.

Isavnin A.G., Farkhoutdinov I.I.

ESTIMATION OF ECONOMIC EFFICIENCY OF APPLICATION OF OUTSOURCING BY MEANS OF "DIRECT-COSTING" SYSTEM

The method of estimation of economic efficiency of restructuring industrial outsourcing application at the truck-building enterprise by means of the system "direct-costing" is offered.

Keywords: break-even point, direct-costing, restructuring outsourcing, economical efficiency.

На сегодня производственный аутсорсинг – самый распространенный и востребованный инструмент оптимизации отечественных машиностроительных предприятий: эффективность такой оптимизации напрямую зависит именно от эффективности аутсорсинга. И методов оценки реструктуризационного производственного аутсорсинга достаточно много, большая часть из них основана на сравнении затрачиваемых постоянных издержек до и после внедрения этого инструмента на предприятии. Однако на практике помимо изменения постоянные издержек производства существуют и другие критерии, определяющие эффективность аутсорсинга. Например, снижение цен на покупные компоненты продукта при росте объемов заказа у аутсорсера, увеличение производственных мощностей за счет снижения "узких мест" [1] и др. Правда, объединить все критерии в одном методе – довольно сложно: каждый из них характеризует эффективность аутсорсинга с разных позиций. Но все-таки возможно. И наиболее подходящей, на взгляд авторов, системой, позволяющей осуществить такое объединение, является "директ-костинг". Поэтому в предлагаемой вниманию читателей статье и рассматривается метод оценки экономи-

ческой эффективности применения реструктуризационного производственного аутсорсинга именно с помощью системы "директ-костинг".

Начнем с того, что реструктуризационный производственный аутсорсинг, как и стратегия поглощения и слияния, может и увеличить, и снизить конкурентоспособность предприятия [2]. Поэтому только грамотное использование этого инструмента на предприятии и оценка его эффективности с разных позиций – залог успешного проведения оптимизации производственных площадей. В связи с чем для построения надежного метода определим основные критерии эффективности аутсорсинга.

Проведенный авторами анализ литературы, в которой приведен опыт применения реструктуризационного производственного аутсорсинга отечественными и зарубежными машиностроительными предприятиями, позволяет выделить следующие четыре основных критерия эффективности. Это изменения: уровня безубыточности предприятия, производственной его мощности, коэффициента реагирования переменных затрат и доли "холостых" затрат в постоянных издержках. Рассмотрим их.

По первому из критериев можно сказать следующее.

Низкий уровень безубыточности – одна из ключевых характеристик эффективной и конкурентоспособной деятельности предприятия. Следствием применения реструктуризационного аутсорсинга является оптимизация производственных площадей и снижение доли постоянных затрат в себестоимости продукта, что положительно сказывается на положении точки безубыточности [3]. Однако не всякое внедрение реструктуризационного аутсорсинга ведет к снижению уровня безубыточности предприятия. А именно: отсутствие компенсации удорожания себестоимости продукции при применении аутсорсинга повышением ее цены может привести к увеличению точки безубыточности; использование мультисорсинговой модели отношений может стать причиной появления новых административных издержек и повышения затрат на НИОКР [4], что вызовет увеличение постоянных издержек производства и, следовательно, точки безубыточности.

Изменение безубыточности предприятия до и после применения реструктуризационного производственного аутсорсинга можно представить с помощью рис. 1, который характеризует изменение точки безубыточности при применении аутсорсинга. На нем: $BEP^{д.а}$ и $BEP^{п.а}$ – точки безубыточности до и после применения аутсорсинга; $S_{пер}^{д.а}$, $S_{пер}^{п.а}$ – переменные затраты на единицу продукции до и после применения аутсорсинга; X – значение, при котором переменные затраты после применения аутсорсинга

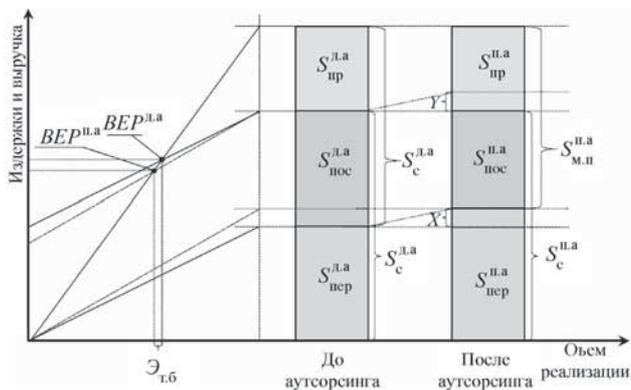


Рис. 1. Изменение точки безубыточности при применении аутсорсинга

увеличиваются; $S_{пос}^{д.а.}$, $S_{пос}^{п.а.}$ — постоянные затраты на единицу продукции до и после применения аутсорсинга; Y — значение, при котором постоянные затраты после применения аутсорсинга уменьшаются; $S_{м.п.}^{д.а.}$, $S_{м.п.}^{п.а.}$ — маржинальные прибыли продукта до и после применения аутсор-

синга. (Здесь сделано допущение, что себестоимость продукции при применении аутсорсинга остается относительно неизменной.) Этот критерий эффективности аутсорсинга оценивается с помощью формулы № 1 (табл. 1). Очевидно: если $\mathcal{E}_{т.б.} > 0$, то наблюдается положительный экономический эффект от применения аутсорсинга, а если $\mathcal{E}_{т.б.} < 0$ — эффект отрицательный.

Второй критерий — изменение производственной мощности предприятия. Применительно к современным отечественным предприятиям можно сказать, что их главной проблемой является усталость производства, которая подразумевает сильную изношенность оборудования и низкое качество выпускаемой продукции. Поэтому некоторые фирмы применяют производственный аутсорсинг либо для возможности продолжения производства в случае выхода из строя собственного оборудования [5], либо для повышения производственных мощностей путем снижения числа "узких мест" и использования мощностей аутсорсера.

Для оценки этого критерия предлагается воспользоваться показателем "запас финансовой прочности при достижении производственных мощностей", который определяется по формуле № 2.

Следует отметить, что увеличение запаса финансовой прочности предприятия при применении реструктуризационного производственного аутсорсинга может достигаться под влиянием двух факторов — снижения точки безубыточности и увеличения производственных мощностей (рис. 2). (На этом рисунке:

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\mathcal{E}_{т.б.} = BEP^{д.а.} - BEP^{п.а.}$	$\mathcal{E}_{т.б.}$ — экономический эффект от применения аутсорсинга по точке безубыточности
2	$ЗП_{п.м.} = \frac{V_{п.м.} - BEP}{V_{п.м.}} 100 \%$	$ЗП_{п.м.}$ — запас финансовой прочности при достижении производственных мощностей; $V_{п.м.}$ — производственные мощности предприятия; BEP — точка безубыточности предприятия
3	$\mathcal{E}_{з.п.} = \frac{V_{п.а.} - BEP^{д.а.}}{V_{п.а.}} 100 \% - ЗП_{п.м.}^{д.а.}$	$\mathcal{E}_{з.п.}$ — экономический эффект от применения аутсорсинга по запасу прочности (увеличение производственных мощностей)
4	$KP_{пер} = \frac{ПИ_{пер}}{ПИ_V}$	$KP_{пер}$ — коэффициент реагирования переменных затрат; $ПИ_{пер}$ — процент изменения переменных затрат; $ПИ_V$ — процент изменения объема производства
5	$\mathcal{E}_{к.р.} = KP_{пер}^{д.а.} - KP_{пер}^{п.а.}$	$\mathcal{E}_{к.р.}$ — экономический эффект от применения аутсорсинга по коэффициенту реагирования переменных затрат; $KP_{пер}^{д.а.}$, $KP_{пер}^{п.а.}$ — коэффициент реагирования переменных затрат до и после применения аутсорсинга
6	$D_{д.х.} = \frac{S_{х.з.}}{S_{пос}} 100 \%$	$D_{д.х.}$ — доля "холостых" затрат в постоянных издержках при среднем объеме производства; $S_{х.з.}$ — "холостые" затраты предприятия при среднем объеме производства; $S_{пос}$ — постоянные затраты предприятия при среднем объеме производства
7	$\mathcal{E}_{д.х.} = D_{д.х.}^{д.а.} - D_{д.х.}^{п.а.}$	$\mathcal{E}_{д.х.}$ — экономический эффект от применения аутсорсинга по доле "холостых" затрат в постоянных издержках; $D_{д.х.}^{д.а.}$, $D_{д.х.}^{п.а.}$ — доли "холостых" затрат в постоянных издержках до и после применения аутсорсинга при среднем объеме производства

при достижении производственных мощностей (рис. 2). (На этом рисунке: $ЗП_{п.м.}^{д.а.}$, $ЗП_{п.м.}^{п.а.}$ — запасы финансовой прочности при достижении производственных мощностей до и после применения аутсорсинга; $V_{п.м.}^{д.а.}$, $V_{п.м.}^{п.а.}$ — производственные мощности предприятия до и после применения аутсорсинга.) В связи с чем оценить критерий эффективности аутсорсинга можно по формуле № 3, в которой не учитывается увеличение запаса финансовой прочности из-за снижения точки безубыточности. Очевидно: если $\mathcal{E}_{з.п.} > 0$, то наблюдается положительный экономический эффект от применения аутсорсинга, а если $\mathcal{E}_{з.п.} < 0$, то эффект отрицательный.

Третий критерий — изменение коэффициента реагирования переменных затрат. Использование реструктуризационного производственного аутсорсинга ведет к увеличению доли переменных затрат в себестоимости продукта. Причем основную часть этих затрат составляют затраты на покупные компоненты. Поэтому для эффективного применения аутсорсинга следует добиваться дегрессивного поведения совокупных переменных затрат, т.е. относительный прирост переменных затрат должен быть меньше относительного увеличения объема производства. Другими словами, увеличение объемов заказа у аутсорсера должно сопровождаться снижением цен на его продукцию. И такое возможно, так как сокращаются постоянные и инвестиционные затраты на единицу продукции и, более того, аутсорсер может снижать или убирать рисковую надбавку в цене и прибегать к различному систематическому скидку.

Коэффициент реагирования переменных затрат определяется формулой № 4, предложенной К. Меллеровичем [6]. При оценке данного критерия эф-

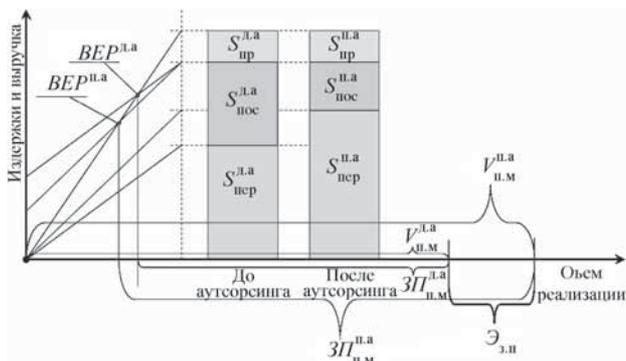


Рис. 2. Изменение запаса финансовой прочности предприятия при применении аутсорсинга

эффективности аутсорсинга следует учитывать коэффициент реагирования переменных затрат до применения данного инструмента на предприятии, для чего воспользуемся формулой № 5. Из нее следует: если $\Theta_{к.р} > 0$, то наблюдается положительный экономический эффект от применения аутсорсинга, а если $\Theta_{к.р} < 0$, то эффект отрицательный.

Четвертый критерий – изменение доли "холостых" затрат в постоянных издержках. На сегодня еще одной из основных проблем отечественных машиностроительных предприятий являются высокие постоянные издержки, которые есть следствие гигантских производственных площадей, где размещены все процессы производства, даже изготовление простейших заготовок. Как правило, выпуск неосновных изделий продукта генерирует убытки для предприятия, так как данное производство практически всегда не полностью загружено. (Типичный тому пример – Волгоградский тракторный завод: до прихода новой команды управленцев производство метизов на нем было загружено всего лишь на 10 %.) Поэтому одной из основных причин применения реструктуризационного производственного аутсорсинга на отечественных машиностроительных предприятиях, помимо снижения постоянных затрат, является снижение доли $D_{д.х}$ "холостых" затрат в постоянных издержках, которая определяется по формуле № 6. Тогда критерий эффективности аутсорсинга рассчитывается по формуле № 7. Из нее следует: если $\Theta_{д.х} > 0$, то наблюдается положительный экономический эффект от применения аутсорсинга, а если $\Theta_{д.х} < 0$, то эффект отрицательный.

Метод оценки экономической эффективности применения реструктуризационного производственного аутсорсинга строится на перечисленных выше критериях. Значения каждого из них определяют эффективность аутсорсинга на предприятии. Поэтому для оценки эффективности применения аутсорсинга основные критерии сводятся в таблицу, в которой отражаются количественные и качественные изменения (табл. 2). Следует отметить, что максимальная положительная эффективность реструктуризационного производственного аутсорсинга строится на достижении позитивных количественных и качественных изменений при применении данного инструмента (аутсорсинга) на предприятии (рис. 3).

К этому рисунку следует дать некоторые пояснения.

1. Количественные изменения, представленные на нем, – условные, так как при применении реструктуризационного производственного аутсорсинга показатели эффективности могут принимать различные значения, поэтому вариантов всевозможных совокупностей значений этих показателей довольно много. Однако, по мнению авторов, для эффективного применения аутсорсинга необходимо добиваться положительных значений всех показателей.

2. Изображенные на нем качественные изменения так же условные (принято от 0 до + 50%), так как они индивидуальны для каждого предприятия.

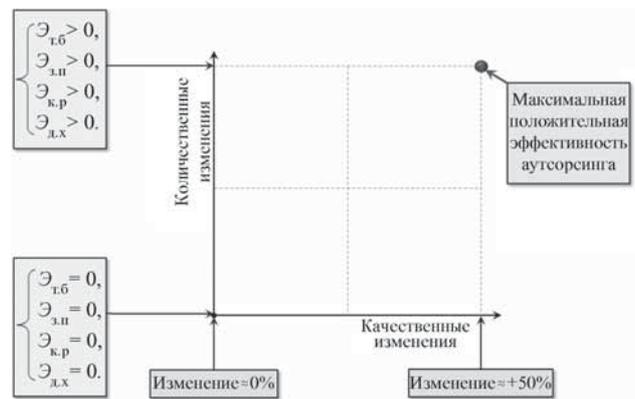


Рис. 3. Область положительной эффективности аутсорсинга

Таблица 2

Показатель эффективности	Значение показателя	Изменение, %
Изменение уровня безубыточности предприятия, $\Theta_{т.б}$	y_1	$+x_1$
Изменение производственной мощности предприятия, $\Theta_{з.п}$	y_2	$+x_2$
Изменение коэффициента реагирования переменных затрат, $\Theta_{к.р}$	y_3	$+x_3$
Изменение доли "холостых" затрат в постоянных издержках, $\Theta_{д.х}$	y_4	$+x_4$

Таким образом, система "директ-костинг" в оценке экономической эффективности проведения оптимизации предприятия с помощью производственного аутсорсинга позволяет объединить основные критерии эффективности аутсорсинга. Поэтому к преимуществам рассмотренного метода следует отнести возможность применения реструктуризационного аутсорсинга максимально эффективно, учитывая все основные положительные изменения, такие как снижение точки безубыточности, "холостых" постоянных затрат, коэффициента реагирования переменных затрат и увеличение производственных мощностей предприятия. Их очень важно учитывать при оптимизации предприятия, так как дальнейшая его конкурентоспособность напрямую будет зависеть от перечисленных выше критериев эффективности аутсорсинга.

Литература

- Исавнин А.Г., Фархутдинов И.И. Метод оценки экономической эффективности применения производственного аутсорсинга на автомобилестроительном предприятии России // Региональная экономика: теория и практика. 2012. № 13 (224). С. 16–21.
- Жан-Луи Бравар, Роберт Морган. Эффективный аутсорсинг: понимание, планирование и использование успешных аутсорсинговых отношений: пер. с англ. Днепропетровск: Баланс Бизнес Букс, 2007. – 288 с.
- Исавнин А.Г., Фархутдинов И.И. Влияние производственного аутсорсинга на безубыточность предприятия // Финансовая аналитика: проблемы и решения. 2012. № 30 (120). С. 2–8.
- Исавнин А.Г., Фархутдинов И.И. Сравнительный анализ основных преимуществ и недостатков синглсорсинга и мультисорсинга // Материалы VIII международной научно-практической конференции "Наука и инновации". Т. 6. Польша. 2012. С. 46–49. URL: http://www.ukrnauka.ru/NI/09-10-2012_A4_tom-4.pdf (дата обращения: 21.10.2012).
- Шелухин И.С. Развитие промышленного аутсорсинга в России, где крупный бизнес может заработать на малом // КОМПАС промышленной реструктуризации. 2003. № 4 (5). URL: <http://www.compass-r.ru/st-4-03-1.htm> (дата обращения: 21.10.2012).
- Рассказова-Николаева С.А. Директ-костинг. Правдивая себестоимость. М.: Книжный мир, 2009. – 256 с.



В конце апреля в подмосковной Коломне прошел VI Международный фестиваль "Мир автобусов-2013". На территории Автоколонны 1417, крупнейшего филиала ГУП МО "Мострансавто", он собрал не только профессионалов в области пассажирских перевозок из разных уголков России, но и десятки отечественных и зарубежных компаний, работающих в сфере производства подвижного состава и запасных частей, технического сервиса, информационных технологий и транспортной инфраструктуры. Для участия в выставке съехались более сотни экспонентов, представивших вниманию участников и гостей 95 различных автобусов и заполнивших своими стендами четыре выставочных павильона. Кстати, некоторые образцы автобусной техники, экспонировавшейся на открытой площадке, были представлены в России впервые.

В рамках фестивальной программы было традиционно много презентаций и конференций, "круглых столов" и деловых переговоров. Особый интерес вызвала пресс-конференция-презентация компании "Русские автобусы" ("Группа ГАЗ"), на которой были продемонстрированы модели, созданные в рамках совместного проекта с компанией "Скания-Русь" для Олимпийских игр в Сочи. Всего для олимпиады будет изготовлено 709 единиц автобусной техники, в том числе 127 – в специальном исполнении для людей с ограниченными возможностями. Это 282 автобуса большого класса ГолАЗ-5251 "Воаж" (150 – в специсполнении), 370 автобусов особо большого класса ГолАЗ-6228 (77 – в специсполнении), 57 туристических автобусов ГолАЗ-52911 "Крузиз".



Олимпийская тематика вообще стала "изюминкой" нынешнего фестиваля. Своеобразный мост длиной в 33 года между двумя значимыми для нашей страны событиями был организован в форме экспозиции-реконструкции "Олимпиада-80 – Олимпиада в Сочи-2014". У исторического ЛАЗа с олимпийским Мишкой на борту увлеченно рассказывал о своей работе на московских олимпийских играх водитель-ветеран автоколонны 1417 Борис Михайлович Сарычев, приглашенный в качестве почетного гостя на фестиваль. Рядом представлены фотографии и имена водителей, обслуживавших "Олимпиаду-80", среди которых, кстати, четверо коломенцев, их грамоты, удостоверения. Продолжала тему экспозиция мобильного "Московского музея дизайна", в которой были собраны подлинный олимпийский факел, плакаты, вымпелы, грамоты, значки, брелки и даже сохранившиеся входные билеты, датированные 27 июля 1980 г.

Интерактивная программа VI фестиваля "Мир автобусов" была, по традиции, интересна,

разнообразна и увлекательна. Разумеется, чрезвычайно популярными оказались тест-драйвы и мастер-класс для водителей автобусов по экономичному вождению, а также тренинг под названием "Категория D для Директоров" от опытных тренеров фирм "Мерседес-Бенц" и "Омни-плюс".

Участникам мастер-класса "День жестянщика" были наглядно показаны применяемые на предприятии передовые технологии кузовных работ.

"Круглый стол" под названием "Правильный диагноз" собрал к разговору представителей технической службы автотранспортных предприятий, а основным докладчиком на нем выступил представитель компании "Евро Парт Рус" Виктор Самусевич, рассказавший о новейших методах технической диагностики автобусов.



"Не тот итуцер" – еще одна деловая встреча, речь на которой шла об автобусах и автомобилях с альтернативными источниками топлива. Причем как о преимуществах, недостатках и перспективах техники, работающей на газовом топливе, так и об электромобилях, зарядных устройствах к ним, о первых в России зарядных заправочных станциях.

"Дело в деталях" – этот "круглый стол" стал, пожалуй, самым "горячим": без малого три часа здесь рассуждали и спорили представители различных фирм-производителей запасных частей. Вероятно, каждый остался при своем, однако этот "жаркий" разговор можно считать исключительно актуальным, продуктивным и полезным для всех его участников.

"Уборка и удаление последствий актов вандализма в пассажирском транспорте" – организатором разговора на эту интересную тему выступило авторитетное издание – журнал "Клининг". Представители ряда компаний, работающих на рынке подобных услуг, собрались, чтобы рассказать о передовых методах и технологиях в этой сфере, а также продемонстрировать в действии передовую технику для удаления въевшейся грязи с обивки сидений.

"В главной роли – АВТОБУС" – тема "круглого стола", где живо обсуждались проблемы и достижения в сфере развития туризма, обозначались задачи и определялись пути их решения на примере туристической фирмы "Мир автобусов 1417".

В рамках фестиваля состоялись совещания руководящего состава ГУП МО "Мострансавто" – директоров филиалов, главных инженеров, заместителей директоров по перевозкам и безопасности дорожного движения, позволившие обсудить общие проблемы и пути развития предприятия в целом и каждого его филиала в частности. Также прошел съезд некоммерческого партнерства АСМОП – объединения транспортников Московской области. Цели и задачи на будущее, насущные проблемы и



пути их решения – эти и другие моменты поднимали в своих выступлениях докладчики.

На традиционно высоком уровне оказалась зрелищная часть "Мира автобусов" и его культурная составляющая. Проведены конкурсы детского рисунка "Классный автобус", соревнования по картингу "Нас не догонят", выступления мотоциклистов, лотерея "Счастливые билеты". Как и в прежние годы, по территории автоколонны можно было прокатиться на омнибусе, запряженном парой лошадей, понаблюдать за работой кузнеца и совершить небольшую экскурсию по городу на фирменном автобусе "Русский князь" в сопровождении совершенно замечательного во всех отношениях гида. Для детей была организована "фабрика картонных автобусов", где каждый маленький посетитель выставки мог собственными руками сотворить свой уникальный автобус из картона, а затем "выпустить его на линию". Для "заправки" участников и гостей фестиваля в течение дня работали помимо стационарного кафе автоколонны еще три точки питания – с русской, баварской и скандинавской кухнями. Разумеется, каждый имел и возможность отведать знаменитой коломенской пастыли.

В первый день фестиваль посетили около 700 человек, к концу второго дня организаторы насчитали уже более 1400, после чего сбился со счета. Зарегистрированы посетители из самых разных уголков нашей страны: Москвы, Санкт-Петербурга, Владимира, Вологды, Нижнего Новгорода, Екатеринбурга, Ростова-на-Дону, Нового Уренгоя, Владивостока, Южно-Сахалинска, Ижевска, Рязани, ряда подмосковных городов, Республик Марий Эл и Мордовии. Немало гостей и участников приехало из стран СНГ и дальнего зарубежья – всего из 18 государств мира. А в числе "простых" посетителей, зарегистрировавшихся на сайте фестиваля и прибывших в Коломну по собственной инициативе, впервые оказались жители Берлина.



В рамках фестиваля по установившейся традиции прошел конкурс "Лучший в мире автобусов", в ходе которого участники голосовали за понравившуюся модель из представленных на выставке новинок. Лучшим микроавтобусом признан экзотичный "Фокс Лиса" ООО "Интех", лучшим маршрутным автобусом назван МА3-241, а титул лучшего междугородного туристического автобуса достался "Мерседесу Туризмо". Лучшим же выставочным стендом в фестивальной экспозиции оказался стенд компании "Русские автобусы".



УДК 621.43

ОБЪЕМНОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ КАК СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДВС С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Д-ра техн. наук В.Н. КОНОПЛЕВ и И.В. КУЗНЕЦОВ,
А.А. КОНУШИН
МГИУ (495. 675-62-42)

Рассматривается работа двигателя с форкамерным зажиганием.

Ключевые слова: процессы сгорания, ДВС, фазы сгорания ДВС, форкамерный ДВС, показатели рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания.

Konoplev V.N., Kuznetsov I.V., Konushin A.A.

VOLUMETRIC IGNITION AS A WAY TO IMPROVING THE WORK PROCESS INDICATORS OF SPARK-IGNITION ICE

It reviews the work of engine with precombustion chamber ignition.

Keywords: combustion process, phases of combustion, ICE, prechamber ICE, work process indicators of ICE.

Процесс сгорания в ДВС с искровым зажиганием на его индикаторной диаграмме (рис. 1) принято [1] условно разделять на три фазы. **Первая** – воспламенение топливовоздушной смеси и формирование начального очага пламени (точка 2). Причем значительную часть ее продолжительности составляет период воспламенения смеси от электрической искры, т.е. время от момента

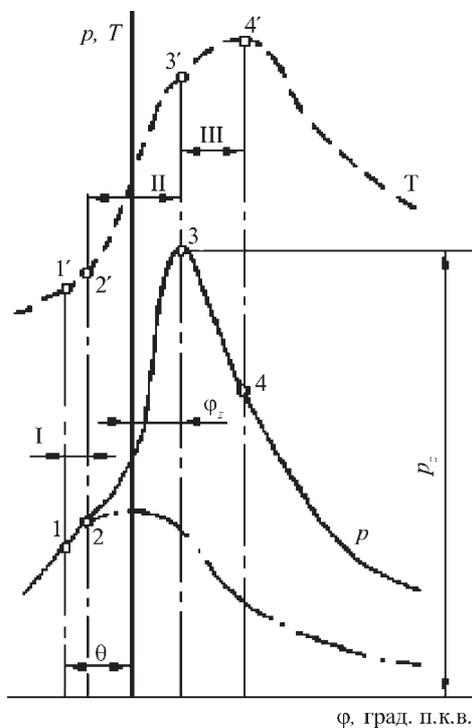


Рис. 1. Индикаторная диаграмма ДВС

искрового разряда до момента образования начального очага пламени. И данный период очень сильно зависит от коэффициента избытка воздуха: при его отклонении от значений 0,8...0,9 как в сторону уменьшения, так и увеличения это время возрастает. И особенно сильно – при обеднении смеси.

Развитие первой фазы зависит также от соотношения между скоростью тепловыделения от реакции сгорания и скоростью теплоотвода в окружающий свежий заряд и в стенки камеры сгорания: для эффективного формирования пламени, очевидно, необходимо, чтобы первая скорость превышала вторую (чем больше теплоотвод, тем труднее формируется фронт пламени. И наоборот.).

Вторая фаза – распространение пламени по всему объему камеры сгорания. Принято считать, что она завершается через угол φ_z поворота коленчатого вала после ВМТ, соответствующий моменту достижения в цилиндре максимального давления p_r сгорания (точка 3).

Переход от первой ко второй фазе сопровождается резким увеличением скорости сгорания (скорости распространения пламени), которая определяется в основном интенсивностью крупномасштабной турбулентности. При этом чем больше теплоты передается от фронта пламени в свежую смесь, тем быстрее идет горение. Но нормальная (без детонации) скорость $dp/d\varphi$ в рассматриваемых ДВС обычно не более 0,2 МПа/град.

Третья фаза – догорание смеси на такте расширения. Она считается завершенной при достижении в цилиндре максимальной температуры (точка 4). И зависит от химической (нормальной) скорости распространения пламени.

Таким образом, процессу сгорания в ДВС с искровым зажиганием присуще противоречие между первой фазой, требующей снижения турбулентности, и второй фазой, требующей интенсивного завихрения смеси. На сгорание в первой и третьей фазах большое влияние оказывает состав смеси: ее обеднение увеличивает продолжительность сгорания и нарушает однообразие данного процесса в последовательных циклах, что ведет к неустойчивой работе ДВС.

Разработчики процессов в ДВС обычно стараются обеспечить хорошее сгорание бедных смесей. Однако на этом пути есть ряд препятствий. И одно из них детонация – процесс, возникающий и развивающийся в смеси до подхода фронта пламени нормального горения: в зонах возникновения детонации протекают предпламенные реакции с образованием химически активных промежуточных продуктов сгорания, благодаря которым сгорание приобретает взрывной характер, сопровождается резким локальным повышением температуры и образованием ударной волны, скорость которой может достигать 2000 м/с. Итог – резкое снижение мощности и ухудшение экономических показателей ДВС, высокая вероятность его перегрева.

Исследования показали, что наименьшей склонностью к детонации обладают смеси с $\alpha = 0,5...0,7$, имеющие низкую температуру горения и характеризующиеся

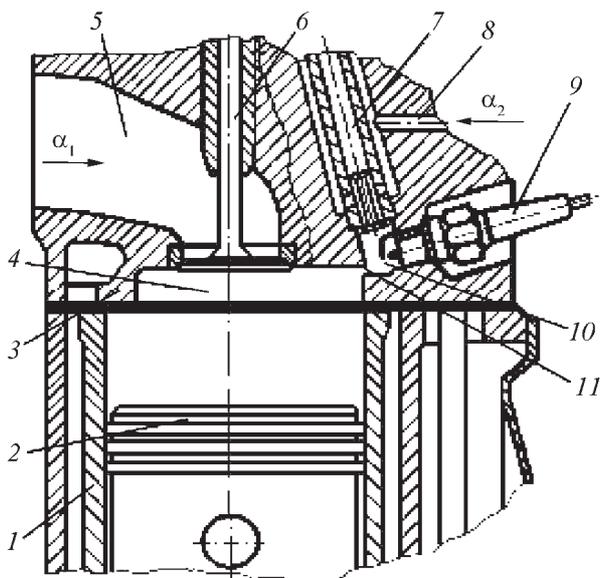


Рис. 2. Схема форкамерного ДВС:

1 – рабочий цилиндр; 2 – поршень; 3 – головка; 4 – камера сгорания; 5 – впускной патрубок; 6 – основной впускной клапан; 7 – вспомогательный впускной клапан; 8 – канал подвода богатой смеси; 9 – свеча зажигания; 10 – форкамера; 11 – сопловой канал

наличием охлаждающего эффекта, создаваемого при испарении топлива. Смесям же с $\alpha = 0,8...0,9$ свойственна высокая скорость сгорания, при которой давление и температура имеют максимальные значения. Что, с одной стороны, хорошо (ДВС развивает наибольшую мощность), а с другой – плохо (при увеличении угла опережения зажигания и высоких степенях сжатия ϵ может возникнуть детонация).

Но наибольшей склонностью к детонации подвержены смеси с $\alpha = 1,0...1,1$, что обусловлено снижением скорости сгорания при высоких температурах, из-за чего часть смеси, сгорающая последней, проходит относительно длительный период химической подготовки.

Дальнейшее обеднение смеси сопровождается значительным снижением давления и температуры, при которых детонация затруднена.

Если детонацию "привязать" к фазам, то она обычно возникает в конце второй фазы. И этим она отличается от так называемого калильного зажигания: оно наблюдается в начале второй фазы сгорания.

Как видим, требования, предъявляемые к первой и последующим фазам сгорания в ДВС с искровым зажиганием, разнообразны и довольно противоречивы. Но удовлетворить их все-таки можно. Например, применив объемное воспламенение и сгорание смеси в камере сгорания, как это сделано на двигателе ЗМЗ-4022.10 с продуваемой форкамерой.

В цилиндре 1 данного двигателя, как обычно, располагается (рис. 2) поршень 2, который в положении ВМТ образует с головкой 3 камеру сгорания 4. Эта камера через сопловой канал 11 соединена с форкамерой 10, в которой установлена свеча зажигания 9. В головке 3 находится основной впускной патрубок 5, соединенный с объемом цилиндра 1 через основной впускной клапан 6,

и канал 8 для подвода богатой смеси в форкамеру через вспомогательный впускной клапан 7.

При работе ДВС через основной впускной клапан в цилиндр поступает бедная, с $\alpha = \alpha_1$, а в форкамеру – богатая, с $\alpha = \alpha_2$, смесь. На такте сжатия смесь с α_1 вытесняется в форкамеру, где, соединяясь со смесью с α_2 , образует к моменту зажигания форкамерную смесь с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_{\phi} = 0,5...0,7$. Данная смесь поджигается свечой. Образующийся при этом факел продуктов сгорания через сопловой канал воспламеняет бедную, с $\alpha = \alpha_1$, смесь в камере сгорания.

В связи с тем, что форкамера отделена от основной камеры сгорания сопловым каналом с относительно малым проходным сечением, первая фаза горения в форкамере идет исключительно стабильно, при малом теплоотводе и низкой турбулизации смеси, а вторая и третья фазы, которые осуществляются в основной камере сгорания, – при высокой турбулизации заряда. При этом пламя быстро охватывает весь объем камеры сгорания, в результате детонации нет, поскольку нет затянувшихся по времени предпламенных реакций.

Характерные для форкамерного ДВС индикаторные диаграммы, полученные на одноцилиндровом отсеке со степенью сжатия $\epsilon = 7,0$ на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, коэффициенте наполнения $\eta_V = 0,7$ и $\theta = 14^\circ$, приведены на рис. 3. Из него видно, что после зажигания смеси в форкамере давление в ней резко увеличивается, затем, через определенный промежуток времени (угол ϕ_z), достигает своего максимума p_{ϕ_z} , а потом падает и становится меньше давления в камере сгорания. Под действием разности этих давлений продукты сгорания из форкамеры попадают в камеру сгорания и воспламеняют заряд смеси во всем ее объеме. Давление в ней резко увеличивается и при $\phi = \phi_z$ достигает максимальной величины p_z .

Сравнительные исследования форкамерного и обычного искрового ДВС с одинаковыми ($\epsilon = 7$) степенями сжатия, проведенные на одноцилиндровом отсеке размерности $S/D = 92/92$ на режиме работы с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, коэффициенте наполнения $\eta_V = 0,7$, $\alpha_2 = 0,23...0,24$, показали, что процесс сгорания в форкамерном ДВС идет в 2,0–2,5 раза быстрее. Кроме того,

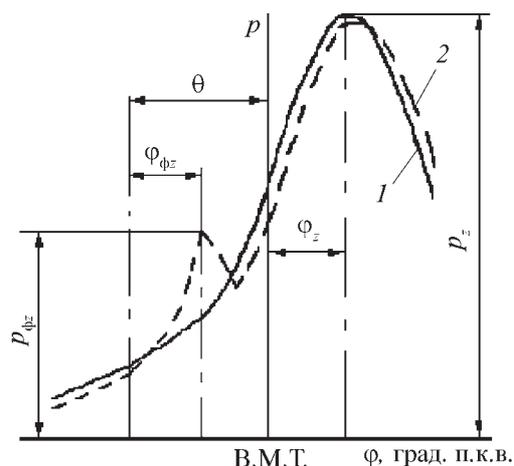


Рис. 3. Индикаторная диаграмма форкамерного ДВС:

1 – изменение давления в цилиндре; 2 – изменение давления в форкамере

ДВС	Выбросы вредных веществ, г/исп.			Расход топлива, л/100 км
	CO	CH	NO _x	
Форкамерный без нейтрализатора отработавших газов	9,3	7,20	3,30	13,8
Искровой без нейтрализатора отработавших газов	52,0	11,70	9,20	15,3
Форкамерный с нейтрализатором отработавших газов	1,0	0,76	1,07	15,3
Искровой с нейтрализатором отработавших газов	12,3	2,00	7,30	16,0

в диапазоне изменения α_1 от 1,0 до 1,3 скорость u_c сгорания в форкамерном ДВС практически постоянна и составляет ~ 40 м/с, но уже при $\alpha_1 = 1,9$ она снижается до 10 м/с. В обычном же ДВС при $\alpha_1 = 0,9$ эта скорость равна 20 м/с, при $\alpha = 1,2$ она резко снижается до 10 м/с, а при $\alpha_1 \approx 1,3$ сгорание прекращается.

Необходимо также отметить, что в форкамерном ДВС состав цилиндрической смеси с α_1 мало влияет на оптимальные углы θ , они значительно меньше оптимальных углов для обычного искрового ДВС, которые заметно увеличиваются при обеднении смеси в цилиндре.

Результаты обработки индикаторных диаграмм приведены на рис. 4. Из него видно, что все показатели рабочего процесса ДВС существенно зависят от состава смеси с α_1 , поступающей в цилиндр. Так, установлено, что максимальное давление p_{ϕ_z} сгорания в форкамере ($\sim 1,4$ МПа, или 14 кгс/см²), угол ϕ_z ($6...8^\circ$), при котором оно получено, практически постоянны во всем диапазоне изменения α_1 . Это обстоятельство указывает на то, что на такте впуска около сопловых каналов форкамеры образуется достаточно обогащенная и, возможно, расслоенная смесь, часть которой при сжатии поступит в форкамеру.

Среднее индикаторное давление p_i , максимальное давление p_z сгорания и соответствующий ему угол ϕ_z максимальны при работе форкамерного ДВС на смеси с $\alpha_1 = 1$ и снижаются по мере ее обеднения. Максимальная скорость $dp/d\phi$ нарастания давления в форкамерном ДВС несколько больше, чем в обычном ДВС с искровым зажиганием, и уменьшается по мере обеднения смеси с α_1 , но значительно меньше, чем у дизеля. Наиболее эффективному сгоранию, исходя из максимального индикаторного коэффициента полезного действия $\eta_i = 0,39$, соответствует сгорание смеси с $\alpha_1 = 1,55...1,65$.

Сравнительные испытания по циклу ЕЭК ООН автомобиля ГАЗ-3110 "Волга" с форкамерным и обычным искровым ДВС одинаковой размерности и степени сжатия $\epsilon = 7,0$ показали, что автомобиль с форкамерным ДВС имеет на $\sim 10\%$ лучшую топливную экономичность и меньшее содержание токсичных веществ в отработавших газах (см. таблицу). В том числе моноок-

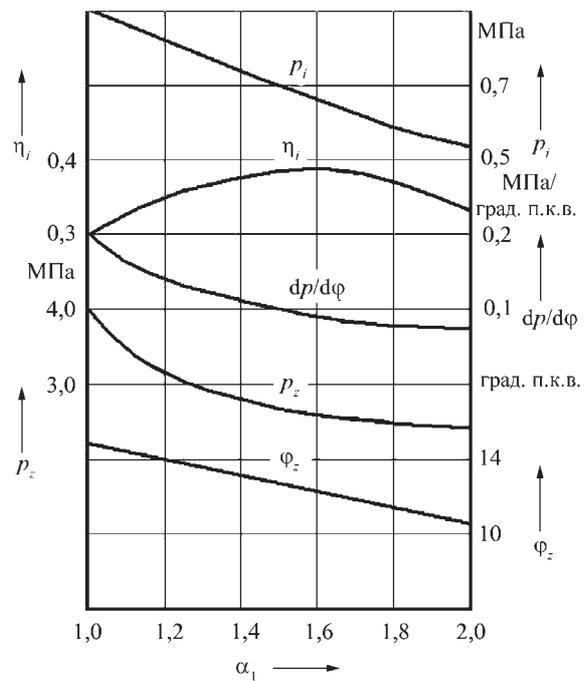


Рис. 4. Зависимость показателей рабочего процесса ДВС от состава смеси, поступающей в цилиндры

сида углерода – в 5,5 раза, углеводородов – на 3,8 % и оксидов азота – в 2,8 раза.

При установке каталитического нейтрализатора (объемом 2,5 л) отработавших газов в систему выпуска выбросы автомобилем с форкамерным ДВС по монооксиду углерода снизились в 12,3 раза, по несгоревшим углеводородам – в 26 раз и по оксиду азота – в 6,8 раза.

Таким образом, проведенные авторами экспериментальные исследования показали, что объемное форкамерно-факельное воспламенение заряда в камере сгорания способствует полному сгоранию смеси даже при очень глубоком ($\alpha_1 > 1,8$) их обеднении. Факельная система обеспечивает наименьшую продолжительность первой фазы горения, ускоряет процесс горения во второй фазе и, что особенно важно, сокращает продолжительность третьей фазы, т.е. догорание в процессе расширения. В результате тепловая напряженность деталей двигателя снижается, затрудняются предпламенные реакции в локальных объемах основной камеры сгорания, что уменьшает возможность возникновения детонации.

То есть факельная система зажигания является не только средством, обеспечивающим быстрое и стабильное сгорание бедных смесей, но и мощным средством подавления детонации.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Под редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1983. – 372 с., ил.

УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДИЗЕЛЯ ТИПА R4 НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Канд. техн. наук В.В. ГУСАРОВ, С.В. ГАЗИАЛИЕВ
МГИУ (8.495.967-83-63 доб. 28170)

Сравниваются возмущения бензинового ДВС и дизеля типа R4 от реакций крутящего момента (M_p) при их работе на холостом ходу. Предложены варианты уменьшения уровня этих возмущений в дизеле.

Ключевые слова: уравновешенность, дизель, бензиновый ДВС, момент, анализ, импульс, возмущение.

Gusarov V.V., Gazialiev S.V.

BALANCE OF THE DIESEL ENGINE OF THE R4 TYPE IDLING

Comparison of indignations of petrol and diesel engine of the R4 type idling from reactions of a torque (M_p) is executed. Options of reduction of level of indignations in diesel engine are offered.

Keywords: balance, diesel, petrol engine, moment, analysis, impulse, indignation.

На протяжении многих лет идут споры о том, какой ДВС лучше подходит для легковых автомобилей, дизель или бензиновый? И они не беспочвенны: и тот, и другой имеет право называться лучшим, обладает своими преимуществами и недостатками.

Так, современный дизель привлекает к себе все больше покупателей благодаря более высокому КПД, а следовательно, и более низким расходом топлива. Но для него характерны вибрации на режиме холостого хода, особенно ярко проявляющиеся у дизеля типа R4. Правда, производители легковых автомобилей стараются минимизировать воздействие этих вибраций с помощью виброгашения и виброизоляции: применяют специальные опоры двигателя (гидравлические и др.), позволяющие уменьшить воздействие вибраций на кузов автомобиля. Но полностью погасить их не удается, и опытный водитель практически сразу определит наличие дизеля типа R4 под капотом автомобиля не только по звуку, но и по характерным вибрациям.

Неуравновешенность ДВС – результат действия, во-первых, сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов и, во-вторых, реактивного крутящего момента.

Известно, что у ДВС типа R4 не уравновешены результирующая сил ΣP_{j2} инерции второго порядка и результирующий момент ΣM_{j2} этих сил относительно центра масс силового агрегата от действия возвратно-поступательно движущихся масс (формулы № 1 в табл. 1) [1]. Причем следует отметить, что уравновешивание сил инерции второго порядка (и одновременно момента от этих сил) в некоторых моделях рассматриваемых ДВС выполняют с помощью двух балансирных валов, таким образом, в этом слу-

чае неуравновешенным остается только реактивный крутящий момент.

Центробежные силы инерции для всех цилиндров равны и направлены противоположно. Следовательно, их равнодействующая (ΣK_R) и результирующий момент ΣM_B равны нулю, т.е. $\Sigma K_R = 0$; $\Sigma M_B = 0$. Но на практике для "внутренней уравновешенности" ДВС (с целью исключения внутренних изгибных моментов от действия центробежных сил) на коленчатом валу устанавливают нащечные противовесы [1].

Вторым источником неуравновешенности ДВС является опрокидывающий момент M_p , определяемый реакцией крутящего момента ДВС.

Все перечисленные выше силы и моменты можно количественно оценить, используя критерий, предложенный специалистами МГИУ, по величине максимального за период импульса от возмущающего действия силы $L_{p_{max}}$ или импульса $L_{M_{max}}$ от момента (формулы № 2). Энергию e действия возмущающих импульсов от $L_{p_{max}}$ и $L_{M_{max}}$ можно вычислить по формулам № 3.

Авторами разработаны программы, позволяющие количественно оценивать эти возмущения с учетом режимов работы и конструктивных параметров ДВС. Результаты анализа показали, что на малых (до $\sim 1600...1900 \text{ мин}^{-1}$) скоростных режимах работы ДВС типа R4 энергия возмущения от действия реактивного крутящего момента является преобладающей. В частности, при минимальной частоте вращения, соответствующей режиму холостого хода, она в несколько раз превосходит возмущения от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов. Иначе говоря, на режимах холостого хода основным источником вибраций ДВС служат возмущения от действия опрокидывающего момента. И если неуравновешенность бензинового ДВС и дизеля от действий сил инерций возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов практически одинакова, то возмущающее действие от опрокидывающего момента существенно отличается.

Сравнения возмущений от этого момента на режиме холостого хода выполнены для бензинового и дизельного ДВС, имеющих одинаковые конструктивно-массовые параметры (табл. 2). Для режима холостого хода (рис. 1) построили программным способом кривые результирующих крутящих моментов обоих вариантов ДВС и определили импульсы возмущений от их действия за цикл. При этом максимальные возмущающие импульсы $L_{M_{max}}$ у бензинового двигателя составили 0,43 Н·м·с, а у дизельного – 1,31 Н·м·с, то есть в 3,1 раза больше, чем у бензинового. По энергии же возмущающее действие опрокидывающего момента у дизеля больше в 9,61 раза, так как она пропорциональна квадрату импульса.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Sigma P_{j2} = 4 m r \omega^2 \lambda \cos 2 \varphi$; $\Sigma M_{j2} = a \Sigma P_{j2}$	m – возвратно-поступательно движущаяся масса; r – радиус кривошипа; ω – частота вращения коленчатого вала; λ – безразмерный кинематический параметр ДВС; φ – текущий угол поворота кривошипа; a – расстояние от середины коленчатого вала до центра масс силового агрегата
2	$L_{p_{max}} = \int_{t_2}^{t_1} P dt$; $L_{M_{max}} = \int_{t_2}^{t_1} M dt$	t_1, t_2 – время начала и конца максимальных за цикл импульсов от возмущающего действия переменных сил и моментов
3	$e_p = \frac{L_{p_{max}}^2}{2 M_{CA}}$; $e_M = \frac{L_{M_{max}}^2}{2 I_{CA}}$	M_{CA} и I_{CA} – масса и момент инерции силового агрегата относительно оси коленчатого вала

Таблица 2

Параметр	Двигатель	
	бензиновый	дизель
Число цилиндров	4	4
Число коренных опор коленчатого вала	5	5
Порядок работы цилиндров	1–3–4–2	1–3–4–2
Среднее индикаторное давление p_i , МПа (кгс/см ²)	0,2	0,2
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	700	700
Степень сжатия	10	18
Лямбда (R/L)	0,31	0,31
Ход поршня, мм	90	90
Диаметр поршня, мм	82	82
Масса, г:		
поршня	600	600
шатуна	750	750

Таким образом, анализ показал, что основная причина существенно больших вибраций дизеля на режиме холостого хода связана с особенностями его рабочего процесса. Можно ли снизить уровень возмущений в дизеле на этом режиме? Это можно сделать, например, за счет уменьшения амплитуды крутящего момента $M_{кр}$ путем снижения давления P_c в конце такта сжатия.

Снизить давление P_c можно различными способами. В частности, уменьшив количество воздуха, поступающего

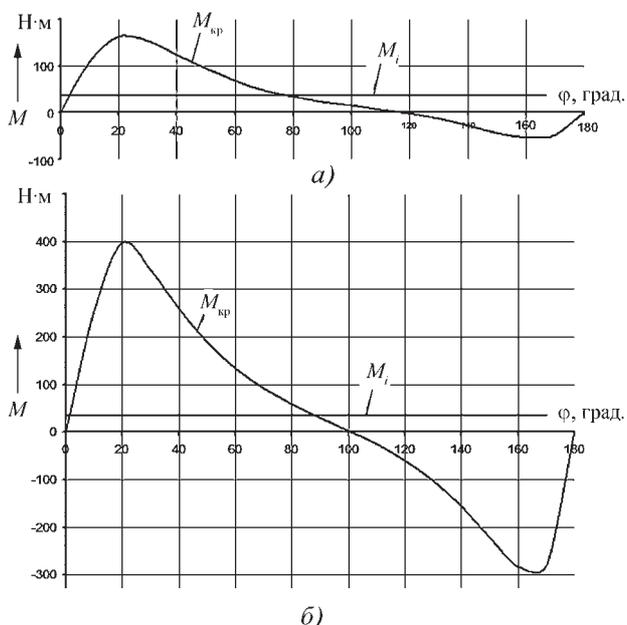


Рис. 1. Зависимости результирующего крутящего момента бензинового ДВС (а) и дизеля (б) на режиме холостого хода ($n = 700 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,2 \text{ МПа}$)

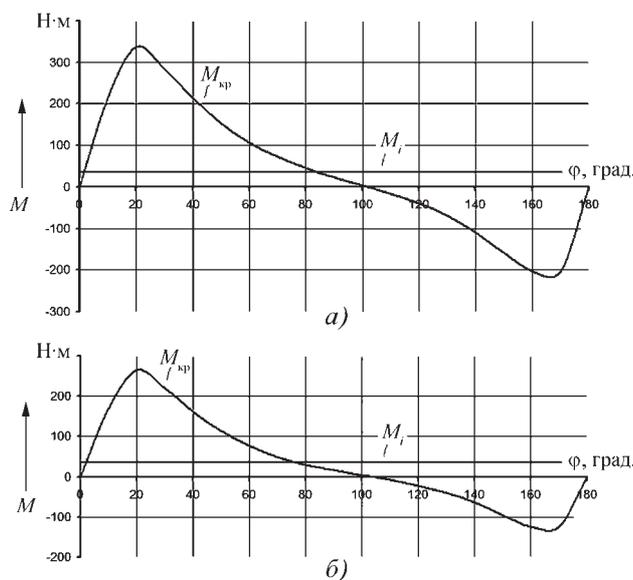


Рис. 2. Зависимости результирующего крутящего момента дизеля на режиме холостого хода при разной степени дросселирования, равной 50 (а) и 80 % (б)

в камеру сгорания на режиме холостого хода, т.е. применив дросселирующее устройство. Правда, тогда может возникнуть проблема снижения температуры T_c конца такта сжатия и как следствие – нарушение нормального процесса самовоспламенения в дизеле. Преодолеть ее можно с помощью рециркуляции отработавших газов или использования свечей накаливания на режиме холостого хода.

Для количественной оценки возможностей улучшения уравновешенности дизеля на холостом ходу авторы выполнили программный количественный анализ возмущений от действия опрокидывающего момента для разных вариантов реализации режима холостого хода дизеля. Графики крутящих моментов при дросселировании потока воздуха во впускном его коллекторе на 50 и 80 % приведены на рис. 2. Максимальный возмущающий импульс $L_{M_{max}}$ от действия опрокидывающего момента при 50%-м (рис. 2, а) дросселировании составляет 1,04 Н·м·с, а при 80%-м (рис. 2, б) – 0,74 Н·м·с. В результате в варианте "а" максимальный импульс, по сравнению с исходным вариантом (при отсутствии дросселирования), меньше в 1,27 раза, а энергия – в 1,62 раза. В варианте "б" эти показатели в 1,78 и 3,18 раза меньше соответственно.

Результаты сравнения импульсов возмущений от опрокидывающего момента бензинового ДВС и дизеля на других режимах работы иллюстрирует табл. 3: с увеличением частоты вращения коленчатого вала разница возмущений от действия опрокидывающего момента между двумя рассматриваемыми двигателями практически исчезает. Более того, при n свыше 3000 мин⁻¹ бензиновый двигатель по этому показателю оказывается даже хуже дизеля. Интересен тот факт, что неуравновешенность дизеля от действия опрокидывающего момента достигает наибольших значений именно на режиме холостого хода ($L_{M_{max}} = 1,31 \text{ Н·м·с}$).

Так что если частоту вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу увеличить, например, до 1000 мин⁻¹, то, как следует из табл. 2, его уравновешенность существенно улучшится: величина импульса возмущения снизится до $L_{M_{max}} = 0,88 \text{ Н·м·с}$. Однако такой способ уравновешивания,

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Импульсы возмущений от действия опрокидывающего момента для двигателей							
	бензинового при p_s , МПа				дизеля при p_s , МПа			
	0,2	0,5	0,8	1,2	0,2	0,5	0,8	1,2
5000	0,42	0,39	0,37	0,34	0,35	0,33	0,31	0,28
4000	0,31	0,28	0,26	0,22	0,23	0,21	0,18	0,16
3000	0,20	0,16	0,14	0,12	0,14	0,18	0,23	0,31
2000	0,08	0,12	0,19	0,31	0,36	0,43	0,51	0,63
1000	0,26	0,42	0,56	0,78	0,88	1,05	1,23	1,46

к сожалению, приведет к увеличению (пропорционально изменению частоты вращения) расхода топлива.

В ходе исследования установлено, что для параметров рассматриваемого дизеля расчетное значение импульса возмущения от действия неуравновешенных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка на режиме холостого хода составляет $L_{p_{max}} = 2,63$ Н·м·с, что соответствует приведенному значению эквивалентного по энергии возмущения импульсу от действия момента $L_{M_{max пр.}} = 0,44$ Н·м·с. (Здесь использовано выражение для приведенного импульса, вытекающего из формул № 3.)

Таким образом, возмущения от действия опрокидывающего момента анализируемого дизеля на режиме холостого хода в 3 раза больше, чем от действия неуравновешенных сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Приведенные выше результаты сравнительного анализа за возмущений бензинового ДВС и дизеля характерны

именно для двигателей типа R4. Для двигателей же с иным числом и расположением цилиндров различия между бензиновым ДВС и дизелем меньше.

Таким образом, основным источником неуравновешенности дизеля типа R4 на режиме холостого хода является возмущение от действия опрокидывающего момента. Величина этого возмущения существенно больше возмущений у подобного по конструкции бензинового ДВС. На других режимах работы эта разница существенно уменьшается. Снизить возмущающее действие опрокидывающего момента дизельного двигателя на холостом ходу (в несколько раз) можно путем дросселирования воздушного потока на впуске.

Литература

1. Луканин В.Н. и др. Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова "Двигатели внутреннего сгорания". 2 т. М.: Высшая школа, 2005. — 400 с.

УДК 629.113.65

КОМБИНИРОВАННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ АТС С КОМБИНИРОВАННЫМИ ЭНЕРГОУСТАНОВКАМИ

Канд. техн. наук В.А. ПРОХОРОВ

Университет машиностроения (МАМИ) (495. 493-86-86)

Рассматриваются вопросы совместимости характеристик источников и потребителей электрической энергии соизмеримой мощности на борту автономных транспортных средств. Приводится один из вариантов реализации технического решения поставленной задачи и результаты ее решения при испытании макетного образца.

Ключевые слова: комбинированные энергоустановки, КЭУ, система электроснабжения, транспортное средство с КЭУ, регулирование мощности, регулирование тока, регулирование напряжения, регулятор, комбинированный регулятор.

Prochorov V.A.

COMBINED CONTROL FOR POWER SYSTEMS AND ENERGY CONSUMPTION IN VEHICLES WITH COMBINED POWER PLANTS

This article the compatibility issues between the characteristics of the sources and consumers of electricity comparable capacity on-board autonomous vehicles are considered. One of the options for implementing the technical solution of the problem and the results of its solution in a test prototype is examined.

Keywords: combined power plant, CPP, electrical system, a vehicle with CPP, power controller, current controller, voltage controller, regulator, combined controller.

В ряде случаев в автономных системах электроснабжения и энергопотребления требуется контролировать и регулировать, в зависимости от режима работы, не только напряжение на нагрузке, но и потребляе-

мые ею ток и мощность. В таких случаях регулятор всех этих параметров значительно сложнее регулятора только одного параметра, например, напряжения. Потому что, скажем, отслеживание мощности в системе и

регулирование ее по определенному закону связано с перемножением сигналов, пропорциональных току и напряжению на нагрузке, а это требует применения современной элементной базы с высокой степенью интеграции. Типичный тому пример — системы электроснабжения и энергопотребления АТС с комбинированными энергоустановками, включающими ДВС, электрический генератор, тяговые аккумуляторные батареи и электроприводы.

Один из таких регуляторов (их называют комбинированными) разработан в МАМИ. Он обеспечивает формирование характеристики с тремя участками (рис. 1), первый из которых ("0—1") — участок ограничения тока на максимальном уровне, второй ("1—2") — участок формирования с постоянной или регулируемой потребляемой мощностью, третий ("2—3") — участок ограничения напряжения на нагрузке на максимально допустимом уровне.

Блок-схема разработанного регулятора приведена на рис. 2. Она состоит из трех каналов регулирова-

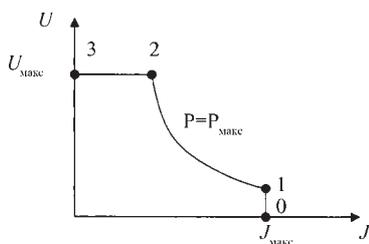


Рис. 1. Комбинированная регулируемая характеристика бортовой системы электропитания АТС с КЭУ

ния – тока, напряжения и мощности. Первый из них, канал регулирования тока J нагрузки, включает следующие элементы: масштабирующие усилители А1, А2, усилитель ошибки А9 и выходной компаратор А12, сигнал которого используется для управления исполнительным органом системы через собирающий логический элемент D5.

Усиленный до необходимого уровня сигнал с датчика ДТ тока поступает на инвертирующий вход усилителя сигнала рассогласования, выполненного на микросхеме А9. На неинвертирующий вход этого же усилителя с движка переменного резистора R19 подается напряжение, соответствующее заданному уровню ограничения тока нагрузки. До тех пор, пока этот ток не достигнет уровня ограничения, на выходе усилителя А9 будет положительное напряжение. Такое же напряжение будет и на выходе компаратора А12. Если же

при изменении нагрузки ток достигнет значения, соответствующего заданному уровню ограничения, то на выходе А9 будет нулевое напряжение. В этот момент начинает работать компаратор А12 канала регулирования тока, формируя сигнал управления исполнительным органом (проходным силовым ключевым регулятором или обмоткой возбуждения генератора).

Для обеспечения стабильной работы регулятора напряжение сигнала ошибки сравнивается с пилообразным напряжением частотой 1 кГц. Таким образом, сигнал управления представляет собой ШИМ-сигнал.

Выбранная частота переключений соответствует приемлемому режиму с точки зрения уменьшения динамических потерь в силовых полупроводниковых ключах.

Второй канал, обработки заданного уровня напряжения и на нагрузке, реализован на усилителе А8 сигнала рассогласования и компараторе А11. Напряжение на его вход поступает с делителей напряжения R6, R7. Работает этот канал аналогично каналу тока.

Очевидно, что таким же образом можно ограничить и мощность P_n , отдаваемую источником в нагрузку. Необходимо только иметь сигнал, пропорциональный ее уровню, т.е. $P_n = U_n J_n$. Следовательно, в системе должно быть устройство, умножающее сигналы U_n и J_n . В рассматриваемом регуляторе сигнал, пропорциональный мощности на нагрузке, формируется на умножающем цифроаналого-

вом преобразователе D3. Выходное напряжение такого ЦАП равно:

$$U_{\text{вых}} = N \frac{U_{\text{оп1}}}{2^{10} - 1},$$

где N – двоичное число на входе ЦАП; $U_{\text{оп1}}$ – уровень опорного напряжения ЦАП1.

Если в качестве $U_{\text{оп1}}$ использовать сигнал, пропорциональный U_n , а ток нагрузки J_n представить числом N , то выходное напряжение ЦАП1 будет выражаться следующей зависимостью:

$$U_{\text{вых}} = \frac{J_n U_n}{2^{10} - 1} = K J_n U_n = K P_n.$$

Аналоговый сигнал J_n в цифру преобразует АЦП D1, который представляет собой шестизрядный быстродействующий аналого-цифровой преобразователь. На АЦП подается сигнал, пропорциональный J_n и не превышающий уровня опорного напряжения преобразования. Входной сигнал преобразуется в выходной шестизрядный код по принципу:

$$N = \frac{U_{\text{вх}} (2^6 - 1)}{U_{\text{оп2}}}.$$

Таким образом, с помощью интегрального АЦП выполняется квантование уровня входного напряжения, и число N на выходе АЦП показывает, какой относительной величины достигло входное напряжение к данному моменту времени.

Рассмотрим более подробно канал регулирования мощности.

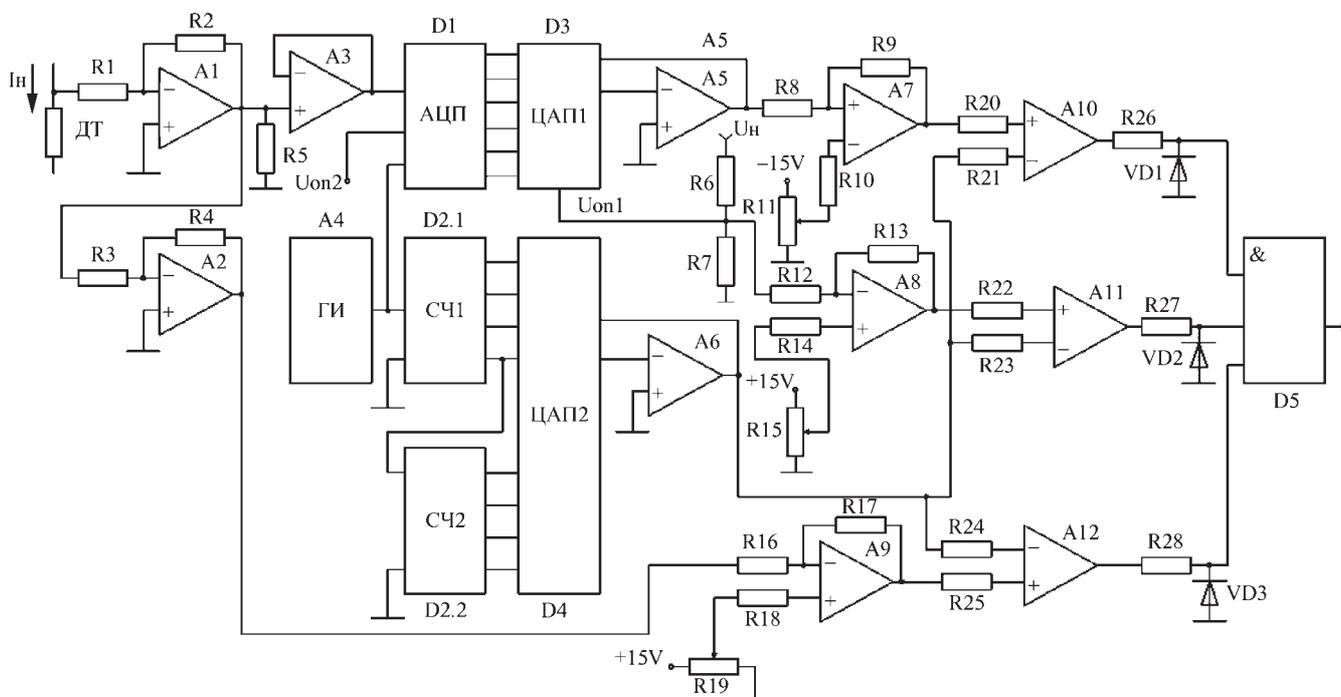


Рис. 2. Блок-схема комбинированного регулятора бортовой системы электропитания АТС с КЭУ

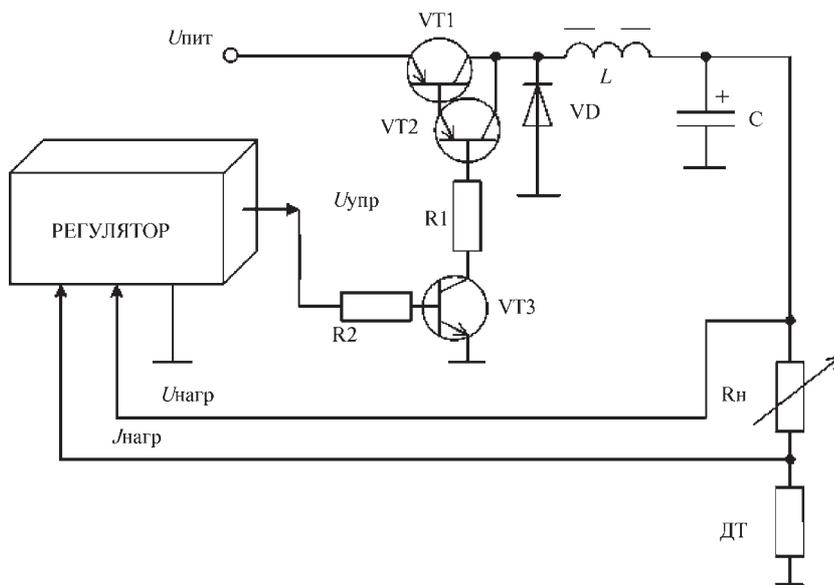


Рис. 3. Схема испытания комбинированного регулятора

Сигнал с датчика ДТ тока, пропорциональный току нагрузки, поступает на масштабирующий усилитель А1. Коэффициент K_U передачи по напряжению этого усилителя, равный

$$K_U = \frac{R_2}{R_1},$$

выбирается из условия, что при максимальном токе нагрузки входное напряжение АЦП не должно превышать величину $U_{оп2}$.

На входе АЦП включен повторитель А3, предназначенный для согласования входного сопротивления АЦП с источником сигнала и коррекции нулевого входного напряжения.

Собственно канал регулирования мощности состоит из усилителя А7 ошибки и компаратора А10. Работает канал идентично каналам тока и напряжения.

Все три сигнала управления по каналам регулирования собираются на логической схеме (микросхема D5), выход которой непосредственно управляет ключом исполнительного органа. Диоды VD1–VD3 служат для отсекаания отрицательного напряжения на входах суммирующего устройства D5.

В результате если один из регулируемых параметров (J , U или P_n) не превосходит уровня ограничения, то на выходе соответствующего канала

(компаратора) имеет место логическая единица, не влияющая на выходное состояние собирающей ячейки. Следовательно, в это время регулирование осуществляется по одному из двух других параметров. Как только регулируемый параметр превысит порог ограничения, на выходе соответствующего канала появляется логический нуль, и управление исполнительным ключом переходит на этот канал.

Для работы интегрального АЦП необходим источник импульсов с ТТЛ-уровнем. По этим импульсам происходит, для исключения неопределенных ситуаций, подключение внутренней схемы преобразования на выход. (В рассматриваемом регуляторе генератор импульсов частотой 256 кГц выполнен на интегральном таймере А4.)

Пилообразное напряжение, необходимое для модуляции сигнала ошибки, формируется на микросхемах D2, D4, A6. Импульсы частотой 256 кГц поступают на вход восьмиразрядного счетчика D2. Число на выходе счетчика преобразуется с помощью ЦАП2 в пилообразное напряжение частотой 1 кГц.

По разработанному принципу был собран макетный образец комбинированного регулятора и проведено его экспериментальное исследование (рис. 3).

При этом в качестве силовой части системы использовался проходной импульсный регулятор, выполненный на транзисторах VT1–VT3, диоде VD и фильтре LC. При изменении сопротивления нагрузки R_n от нуля (режим короткого замыкания) до номинального значения была воспроизведена результирующая характеристика регулятора, соответствующая рис. 1.

УДК 629.1.02.03

СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ТЯГОВОГО ВЕНТИЛЬНОГО ПРИВОДА НА НИЗКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ

Д-р техн. наук В.В. ЛОХНИН, Е.В. КУЗЬМИЦКИЙ
Университет машиностроения (МАМИ) (8.495. 223-05-23)

Предлагается способ, обеспечивающий глубокое регулирование частоты вращения, а также возможность расширения диапазона стабильной работы тягового вентильного привода.

Ключевые слова: низкая частота вращения, тяговый вентильный привод, бортовой вентильный преобразователь, вентильный двигатель.

Lohnin V.V., Kusmitsky E.V.

THE WAY PROVIDING OF STABLE WORK OF THE VALVE TRACTION DRIVE ON LOW FREQUENCY OF ROTATION

The way for deeper regulation frequency of rotation and also possibility of expansion a range of stable work the valve traction drive are offered.

Keywords: low frequency of rotation, the valve traction drive, onboard valve converter, the valve engine.

Структура тягового вентильного привода состоит из трех элементов: источника постоянного тока, бортового вентильного преобразователя и соб-

ственно вентильного двигателя, который, как правило, выполняется на базе синхронной машины с возбуждением от постоянных магнитов. Частоту

вращения ротора такого привода регулируют путем изменения скважности импульсов по цепи датчика положения ротора. При этом, в принципе, возможны два режима работы – с непрерывным и прерывным токами фазы. Но каким бы не был режим, питание фазы можно рассматривать по схеме (рис. 1) с двухпозиционной модуляцией, где в проводящем состоянии всегда находится один из ключей – S1 или S2.

Так, в режиме с непрерывным током происходит периодическое изменение двух состояний схемы, первое из которых имеет место при включенном ключе S длительностью $t_{вкл} = \gamma T$ (рис. 2), а второе – при выключенном его состоянии длительностью $t_{выкл} = (1 - \gamma) T$. (Здесь γ – скважность импульсов.)

Если допустить, что сглаженность выходного напряжения идеальна, то можно записать, что $U_{н.ср} = E \gamma$. То есть среднее выходное напряжение бортового вентильного преобразователя постоянно

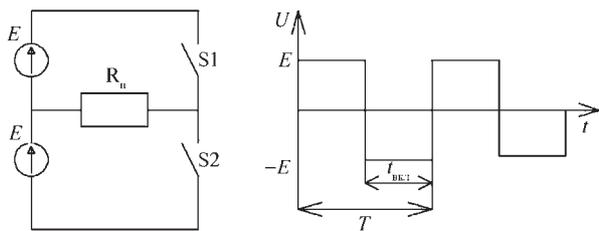


Рис. 1. Схема питания фазы вентильного электродвигателя через двухпозиционный модулятор

$$U_{\text{м.ср}} = \frac{E \gamma^2}{\gamma^2 + \frac{2L}{TR_n}}$$

(Здесь L – индуктивность дросселя сглаживающего фильтра; R_n – сопротивление нагрузки; T – период коммутации ключа.)

Как видим, на среднее значение выходного напряжения в этом случае влияет больше факторов, чем при работе с непрерывным током, и для устойчивой работы тягового вентильного привода в этой зоне необходимы дополнительные меры.

Параметры, соответствующие границе начала такого неустойчивого режима работы, могут быть определены по формуле

$$J_{\text{н.гр}} = \frac{TE}{2L}(1-\gamma),$$

в которой $J_{\text{н.гр}}$ – среднее значение граничного тока нагрузки.

В целом исследования, выполненные авторами, доказывают: на режиме с прерывистым током фаз тяговый вентильный привод работает неустойчиво; за счет полноценного демпфирования пульсаций вращающего момента и частоты вращения диапазон стабильной его работы может быть расширен в ~10 раз; самое глубокое регулирование частоты вращения обеспечивает изменение величины питающего напряжения.

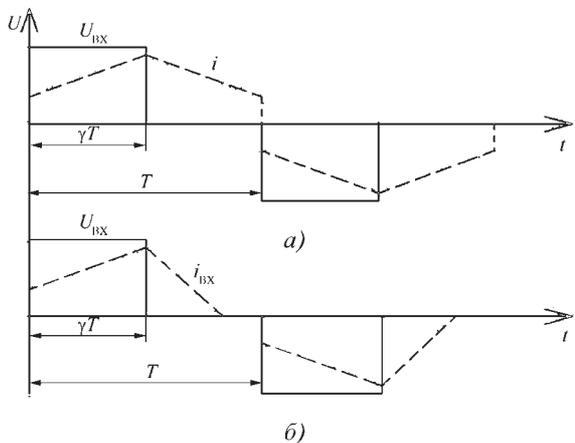


Рис. 2. Работа двухпозиционного модулятора при непрерывном (а) и прерывистом (б) токе фазы

(его пульсаций нет). Однако на практике они есть, и их величину ΔU_m дает формула

$$\Delta U_m = \frac{U_{\text{м.макс}} - U_{\text{м.мин}}}{2},$$

где U_m – напряжение модулятора.

В режиме с прерывистым током ток фазы падает до нуля на интервале, когда ключ S выключают и возникает иное состояние модулятора, напряжение U_m на фазе поддерживается за счет накопленной энергии:

УДК 629.113.05:53.08

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ АТС

В.В. МЕЛЕШИН

Северо-Кавказский федеральный университет (9280. 08-48-83)

Представлен метод определения на инерционном стенде с беговыми барабанами моментов инерции и сил сопротивления в силовом агрегате и ходовой системе АТС, использующий технологию автоматической идентификации информационных параметров на режиме "разгон-выбег".

Ключевые слова: система "АТС-среда", момент внутренних сил сопротивления, момент инерции, информационно-измерительная система, идентификация, оценивание.

Meleshin V.V.

RESEARCH OF THE METHOD OF DEFINITION OF INFORMATION PARAMETERS OF THE VEHICLE

Method of definition of moments of inertia and forces of resistance in the power unit and running system of a vehicle at the inertial stand with chassis dynamometers with use of technology of automatic identification of information parameters on a mode "dispersal-run-down" are presented.

Keywords: system "vehicle-environment", the moment of internal forces of resistance, moment of inertia, information-measuring system, identification, estimation.

Анализ патентных разработок, научной литературы, периодических отраслевых изданий показывает, что для определения момента инерции вращающихся частей дви-

гателей и других механизмов АТС в последние годы довольно интенсивно внедряются инерционные технологии испытаний [1]. Однако метода определения моментов инерции силового агрегата и ходовой системы АТС в условиях стенда с беговыми барабанами до сих пор фактически нет. Поэтому разработанный на кафедре ТЭА и рассматриваемый ниже метод должен представлять интерес для специалистов.

Сущность этого метода сводится к определению момента сил сопротивлений в АТС при его разгоне от приводного электродвигателя стенда и момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс при свободном выбеге автомобиля на беговых барабанах стенда.

Как известно, теория автомобиля учитывает моменты инерции J_m для вращающихся и поступательно движущихся масс силового агрегата и вращающихся масс трансмиссии, приведенных к валу двигателя, а также суммарный момент инерции ведущих и ведомых колес, приведенный к ведущим колесам АТС [2]. В этом случае, очевидно, справедливы формулы № 1 и 2 (см. таблицу).

В свою очередь, инерционный момент от вращающихся масс автомобиля, приведенный к его ведущим колесам, определяется по формуле № 3, из которой, учитывая формулы № 4 и 5 для определения инерционного момента от вращающихся масс автомобиля, приведенного к ведущим колесам при разгоне АТС на включенной передаче, можно вывести формулу № 6, а для свободного выбега – формулу № 7.

Так говорит теория. Поэтому и при проведении испытаний АТС на стенде с беговыми барабанами дело сводится к расчету двух параметров – момента сил сопротивле-

№ формулы	Формула	Примечание
1	$M_{им} = J_m \dot{\omega}_e$	$M_{им}$ – инерционный момент от вращающихся и поступательно движущихся масс силового агрегата и вращающихся масс трансмиссии; $\dot{\omega}_e$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя
2	$M_{ик\sigma} = J_{к\sigma} \dot{\omega}_k$	$M_{ик\sigma}$ – суммарный инерционный момент от ведущих и ведомых колес; $\dot{\omega}_k$ – угловое ускорение колес автомобиля
3	$M_{и\sigma(k)} = M_{им} + M_{ик\sigma}$	$M_{и\sigma(k)}$ – инерционный момент от вращающихся масс автомобиля, приведенный к его ведущим колесам; $M_{им}$ – инерционный момент от вращающихся и поступательно движущихся масс силового агрегата и вращающихся масс трансмиссии; $M_{ик\sigma}$ – суммарный инерционный момент от ведущих и ведомых колес
4	$U_{тр} = \frac{\omega_e}{\omega_k}$	$U_{тр}$ – кинематическое передаточное число трансмиссии
5	$\hat{U}_{тр} = \eta_{тр} U_{тр}$	$\hat{U}_{тр}$ – силовое передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ – ее КПД
6	$M_{и\sigma(k)}^i = (J_m U_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к\sigma}) \dot{\omega}_k$	–
7	$M_{и\sigma(k)}^{iN} = J_{к\sigma} \dot{\omega}_k$	–
8	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = M_{и\sigma(k)}^i U_{ст} \eta_{ст} + M_{и\theta\sigma}$	$U_{ст}$ – кинематическое передаточное число стэнда; $\eta_{ст}$ – его КПД
9	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = M_{и\sigma(k)}^i U_{ст} \eta_{ст} + M'_{и\theta\sigma}$	–
10	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = M_{и\sigma(k)}^{iN} U_{ст} \eta_{ст} + M_{и\theta\sigma}$	–
11	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = M_{и\sigma(k)}^{iN} U_{ст} \eta_{ст} + M'_{и\theta\sigma}$	–
12	$M_{и\theta\sigma} = J_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	$J_{\theta\sigma}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей стэнда; $\dot{\omega}_\theta$ – угловое ускорение беговых барабанов стэнда
13	$M'_{и\theta\sigma} = J'_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	–
14	$J_{\theta\sigma} = J_\theta + J_{зл}$	J_θ – момент инерции беговых барабанов; $J_{зл}$ – момент инерции привода стэнда
15	$J'_{\theta\sigma} = J_\theta$	–
16	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = [(J_m U_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к\sigma}) \dot{\omega}_k] U_{ст} \eta_{ст} + J_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	–
17	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = [(J_m U_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к\sigma}) \dot{\omega}_k] U_{ст} \eta_{ст} + J'_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	–
18	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = (J_{к\sigma} \dot{\omega}_k) U_{ст} \eta_{ст} + J_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	–
19	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = (J_{к\sigma} \dot{\omega}_k) U_{ст} \eta_{ст} + J'_{\theta\sigma} \dot{\omega}_\theta$	–
20	$U_{ст} = \frac{\omega_k}{\omega_\theta}$	–
21	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = [(J_m U_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к\sigma}) U_{ст}^2 \eta_{ст} + J_\theta + J_{зл}] \dot{\omega}_\theta$	–
22	$M_{и\sigma(\theta)}^{(i)} = [(J_m U_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{к\sigma}) U_{ст}^2 \eta_{ст} + J_\theta] \dot{\omega}_\theta$	–
23	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = (J_{к\sigma} U_{ст}^2 \eta_{ст} + J_\theta + J_{зл}) \dot{\omega}_\theta$	–
24	$M_{и\sigma(\theta)}^{(N)} = (J_{к\sigma} U_{ст}^2 \eta_{ст} + J_\theta) \dot{\omega}_\theta$	–
25	$P_\tau = P_\psi + P_B + P_{и}$	P_τ – сила тяги на ведущих колесах; P_ψ – сила сопротивления дороги; P_B – сила сопротивления воздуха; $P_{и}$ – суммарная инерционная сила, приложенная в центре масс автомобиля
26	$P_{и} = \delta_i m_{и} \dot{v}_k$	δ_i – коэффициент учета вращающихся масс; $m_{и}$ – масса поступательно движущихся частей автомобиля; \dot{v}_k – ускорение его колеса
27	$\delta_i m_{и} \dot{v}_k = P_\tau - P_\psi - P_B$	–
28	$\delta_i m_{и} \dot{v}_k = P_\tau - P_\psi$	–
29	$\dot{v}_k = \frac{P_\tau - P_\psi}{\delta_i m_{и}}$	–

№ формулы	Формула	Примечание
30	$\dot{\omega}_k = \frac{1}{\delta_i m_n r_k^2} (M_k - M_\psi)$	M_k – момент на ведущих колесах; M_ψ – момент сил сопротивления дороги
31	$\dot{\omega}_k = \frac{1}{J_{a\Sigma}} (M_k - M_\psi)$	$J_{a\Sigma}$ – момент инерции автомобиля на включенной передаче
32	$\dot{\omega}_k = \frac{1}{J_{k\Sigma}} (-M_\psi)$	$J_{k\Sigma}$ – момент инерции автомобиля на выключенной передаче
33	$\dot{\omega}_6 = \frac{1}{J_{6\Sigma}} (M_{эд} - M_{c(6)})$	$M_{эд}$ – момент приводного электродвигателя стенда
34	$\dot{\omega}_6 = \frac{1}{J_6} (-M_{c(6)})$	$M_{c(6)}$ – момент внутренних сил сопротивлений в автомобиле
35	$\dot{\omega}_k = a_a (\bar{M}_k - \bar{M}_\psi)$	a_a – относительный приведенный к валу двигателя суммарный момент инерции автомобиля; \bar{M}_k – относительный приведенный к валу двигателя крутящий момент на ведущих колесах автомобиля; \bar{M}_ψ – относительный приведенный к валу двигателя момент сопротивлений при движении автомобиля
36	$\dot{\omega}_k = a'_a (-\bar{M}_\psi)$	a'_a – относительный приведенный к валу двигателя момент инерции ведущих колес автомобиля
37	$\dot{\omega}_6 = a (\bar{M}_{эд} - \bar{M}_{c(6)})$	a – относительный приведенный к валу двигателя момент инерции стенда и момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля, приведенный к беговым барабанам стенда; $\bar{M}_{эд}$ – относительный приведенный к валу двигателя крутящий момент на валу электродвигателя; $\bar{M}_{c(6)}$ – относительный момент внутренних сил сопротивлений, приведенный к беговым барабанам стенда
38	$\dot{\omega}_6 = a' (-\bar{M}_{c(6)})$	a' – относительный приведенный к валу двигателя момент инерции стенда и момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля, приведенный к беговым барабанам стенда
39	$M_{n\Sigma(6)} = M_{эд} - M_{c(6)}$	–
40	$M'_{n\Sigma(6)} = -M_{c(6)}$	–
41	$\begin{cases} \dot{\omega}_6 = a' (-\bar{M}_{c(6)}) \\ \dot{\hat{\omega}}_6 = -\bar{M}_{c(6)} [K_1 (\omega_6 - \hat{\omega}_6) + \hat{a}] \\ \dot{\hat{a}} = K_2 (\omega_6 - \hat{\omega}_6) \end{cases}$	$\dot{\omega}_6$ и $\dot{\hat{\omega}}_6$ – угловое замедление вращающихся масс автомобиля и стенда на выбеге и его оценка; a' и \hat{a} – постоянная времени системы на выбеге и ее оценка; K_1 и K_2 – коэффициенты усиления идентификатора
42	$\varepsilon = 1 - \frac{\hat{a}'}{a'}$	–

ний в АТС при его разгоне и момента инерции при его свободном выбеге (рис. 1).

Для этого определяется суммарный инерционный момент от автомобиля и стенда, приведенный к беговому барабану стенда. При разгоне от электродвигателя и свободном выбеге на включенной передаче – по формулам № 8 и 9, а при выключенной передаче – по формулам № 10 и 11 соответственно.

Суммарный инерционный момент от вращающихся частей стенда, приведенный к беговому барабану, при разгоне от электродвигателя дает формула № 12 и при свободном выбеге – формула № 13.

При расчете момента сил сопротивлений в трансмиссии автомобиля учитывается момент инерции привода стенда, а при разгоне от электродвигателя – момент инерции самого электродвигателя. При свободном выбеге электродвигатель отключается муфтой свободного хода, тогда моменты инерции привода стенда дают формулы № 14 и 15 соответственно.

Учитывая формулы № 6, 7, 12–15, формулы № 8–11 примут вид формул № 16–19, а учитывая формулу № 20, формулы № 16–19 примут вид формул № 21–24 соответственно.

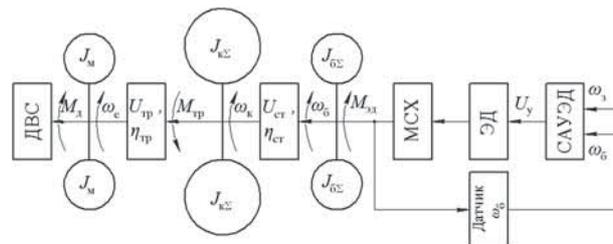


Рис. 1. Функциональная схема процесса разгона автомобиля беговыми барабанами стенда с последующим свободным выбегом автомобиля

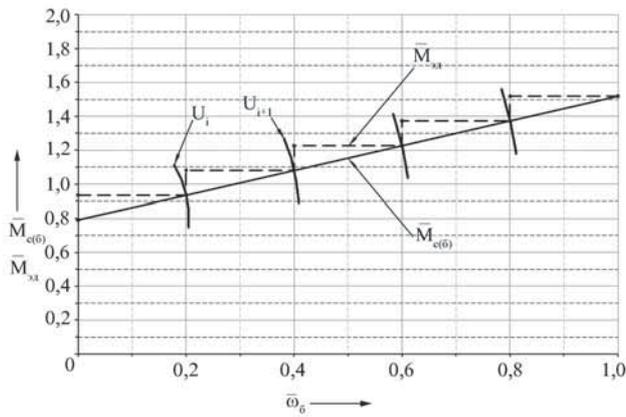


Рис. 2. Принцип определения момента сил внутренних сопротивлений в автомобиле

Для уравнения силового баланса автомобиля справедлива формула № 25. В теории автомобиля рассматривают поступательное его движение. В этом случае инерционная сила, действующая на автомобиль, рассчитывается по формуле № 26, с учетом чего формулу № 25 можно записать в виде формулы № 27. Но в связи с тем, что испытания АТС выполняют на стенде с беговыми барабанами, силой сопротивления воздуха можно пренебречь. Тогда справедлива формула № 28, из которой, выразив ускорение колеса, получаем формулу № 29.

Наконец, учитывая соотношения между линейной и угловой скоростями, а также между силой и моментом, получаем формулу № 30. Тогда движение АТС при разгоне на включенной передаче описывает формула № 31, а при свободном выбеге на выключенной передаче – формула № 32.

Как предписано условиями проведения испытаний, при движении АТС на беговых барабанах стенда момент на его ведущих колесах создается моментом на валу приводного электродвигателя стенда, и момент сил сопротивления дороги равен моменту внутренних сил сопротивлений в АТС, поскольку силами сопротивления воздуха и дороги можно пренебречь. Моменты инерции автомобиля на включенной и выключенной передачах передаются к беговым барабанам стенда, тогда их движение при разгоне от электродвигателя описывает формула № 33, а при свободном выбеге – формула № 34.

Формулы № 31–34 лучше всего выразить в относительных переменных. В результате их можно записать в виде формул № 35–38 соответственно. Если же учесть формулы № 12, 13, 37 и 38, то уравнения движения беговых барабанов стенда при разгоне от электродвигателя описывает формула № 39, а при свободном выбеге – формула № 40.

Для определения момента сил сопротивлений в АТС используется приводной электродвигатель стенда, работающий по известной регуляторной характеристике. С помощью системы автоматического управления этим электродвигателем при разгоне АТС беговыми барабанами в точках выхода на установившиеся режимы задаются угловые

скорости вращения бегового барабана и фиксируются значения крутящего момента электродвигателя. Полученные значения описывают зависимость момента сил сопротивлений в автомобиле от угловой скорости вращения беговых барабанов (рис. 2), по которой в соответствии с изменениями угловой скорости вращения беговых барабанов при свободном выбеге автомобиля в идентификаторе определяют момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс АТС.

Этот идентификатор представляет собой фильтр Калмана–Бьюси, содержащий матрицу коэффициентов усиления, которые влияют на чувствительность фильтра к произвольным шумам и длительность переходного процесса [3].

Процесс идентификации момента инерции, приведенного к беговым барабанам стенда, системы "автомобиль–стенд" на выбеге осуществляется в соответствии с формулой № 41. Качество же этого процесса характеризуется относительной ошибкой оценивания, которая рассчитывается по формуле № 42.

Выведенные на экран осциллографа введенные и идентифицированные параметры позволяют оценить параметры процесса идентификации. Ошибка идентификации на установившемся режиме не превышает $\varepsilon = 0,13 \cdot 10^{-5}$, а время выхода идентификатора на установившийся режим составляет не более 1 с. Идентификация относительного момента инерции, приведенного к беговым барабанам стенда, системы "автомобиль–стенд" проводилась при свободном выбеге АТС на включенной (рис. 3, а) и выключенной (рис. 3, б) передачах.

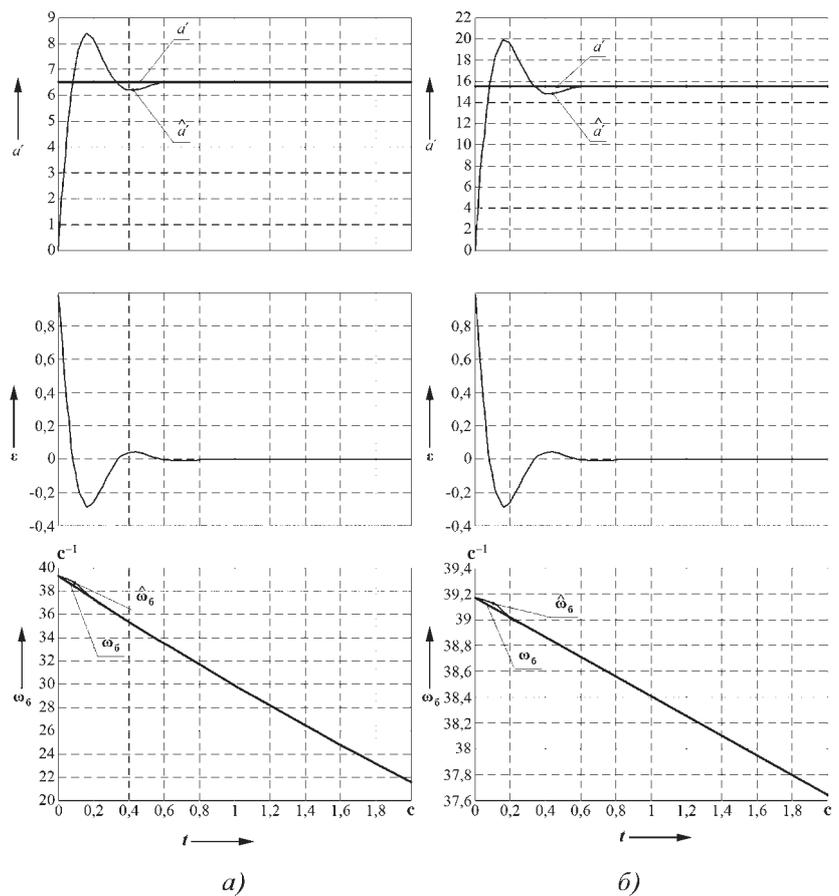


Рис. 3. Идентифицированные параметры на экране осциллографа

Рассмотренным методом с достаточно высокой точностью можно определять моменты инерции и силы сопротивления силового агрегата и ходовой системы как грузовых, так и легковых автомобилей с механической коробкой передач. Необходимо лишь скорректировать коэффициент усиления идентификатора. Исследования показали, что для автомобилей одного и того же класса эти коэффициенты можно принимать одинаковыми.

Практическая значимость разработанного метода заключается в том, что с его помощью можно получать информационные параметры о состоянии силового агрегата, трансмиссии и ходовой системы АТС при его движении в любой момент времени, а также судить о степени загрузки АТС и, как следствие, об эффективности выполнения им транспортного процесса.

Алгоритм идентификации показателя применим для всех агрегатов АТС: от силового агрегата, включающего в себя двигатель и трансмиссию, до полуосей и ходовой системы ведущих колес, которая зависит от колесной формулы автомобиля, конструкции его главных передач, дифференциалов и т.д. В этом случае при проведении испытаний на барабанном стенде необходимо включить передачу в коробке передач (а при наличии дополнительной или раздаточной коробки – и соответствующие элементы управ-

ления). Определив суммарный момент инерции, приведенный к колесам АТС при включенной, а затем при выключенной передаче в коробке, можно отдельно оценить на выбеге суммарный момент сил сопротивления в ходовой системе и этот показатель использовать как диагностический параметр для ходовой системы. Если из приведенного суммарного момента инерции вычесть момент инерции ходовой части, барабанов и приводного электродвигателя стенда, то можно найти долю момента инерции, приходящуюся на силовой агрегат при выключенной передаче в коробке передач.

Литература

1. Егоров А.В., Кузовков С.Г., Кожин Д.В., Дмитриев С.В. Бестормозной метод определения момента инерции КШМ V-образных ДВС // Автомобильная промышленность. 2010. № 12. С. 27–30.
2. Копотилев В.И. Автомобили: Теоретические основы: учебное пособие для вузов. Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403 с.
3. Науменко Б.С. Бортовые автоматизированные системы управления скоростью транспортных машин. Ставрополь, 1999. – 245 с.
4. Науменко Б.С. Новая информационная система автомобиля для тяговых режимов движения // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. Спецвыпуск. 2002. С. 45–48.

УДК 629.083

ОЧЕРЕДНОСТЬ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС В РАЗЛИЧНЫХ ФАЗАХ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук А.И. НАЗАРОВ, В.И. НАЗАРОВ
Харьковский НАДУ (8057. 70-70-33)

Рассматриваются фазы процесса торможения двухосного автомобиля при скачкообразном изменении вертикальных реакций на его колесах.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, фазы процесса торможения, блокирование колес.

Podrigalo M.A., Nazarov A.I., Nazarov V.I.

PERIODIC OF BLOCKING THE WHEELS IN VARIOUS PHASES OF INHIBITION OF TWO AXLE AUTOMOBILE

Phases of inhibition two-axle vehicle with a sudden change of the vertical reactions on its wheels are considered.

Keywords: two-axle vehicles, the phase of inhibition, blocking the wheels.

Динамика процесса торможения автомобиля исследована достаточно глубоко и в отечественной, и зарубежной литературе. В частности, определены его фазы, характеризующиеся определенным сочетанием заблокированных и незаблокированных колес различных осей. Однако ни в одном из этих исследований не учтен скачкообразный характер изменения вертикальных нагрузок на оси автомобиля при блокировании колес, приводящий к появлению новых, ранее не изученных явлений.

Например, Н.А. Булгаков в работе [1] определил, что процесс торможения двухосного автомобиля в общем случае имеет три фазы: первая – при незаблокированных колесах, вторая – при заблокированных колесах одной из осей, третья – при всех заблокированных колесах.

Но при одновременном блокировании всех колес вторая фаза отсутствует, а наилучшим с позиций обеспечения высокой эффективности торможения, устойчивости и управляемости автомобиля является режим торможения в первой фазе.

В идеальном же случае торможение должно происходить на границе первой и второй фаз, т.е. до грани блоки-

рования всех колес: здесь полностью реализуется сила сцепного веса автомобиля при максимальном значении коэффициента сцепления колес с дорогой, причем на всех колесах.

Е.А. Чудаков в работе [2] предложил и назвал идеальным закон распределения тормозных сил между осями, соответствующий формуле № 1 (см. таблицу). По замыслу автора, этот закон обеспечивает одновременное доведение до грани блокирования и блокирование всех колес автомобиля.

Однако и то, и другое не совсем корректно [3]. Авторы данной статьи считают, что понятия "одновременное доведение до грани блокирования" и "одновременное блокирование колес автомобиля" не идентичны. Одновременное доведение передних и задних колес двухосного автомобиля до грани блокирования при "жестких" колесах, рассматриваемые Е.А. Чудаковым, возможно только при законе распределения тормозных сил между осями, соответствующем формуле № 2. А это совершенно разные законы, как видно из рис. 1. Хотя они и имеют общую основу. Так, зона А соответствует массиву значений действительного коэффициента β_d распределения тормозной силы на переднюю ось, при которых первыми будут доведены до грани блокирования задние колеса автомобиля. В зонах же В и С значений β_d первыми до грани блокирования будут доведены передние колеса.

В связи со всем сказанным выше авторы решили определить очередность блокирования колес в различных фазах процесса торможения при скачкообразном изменении вертикальных реакций на них, вызванных их блокированием.

Для достижения этой цели необходимо было решить две задачи: определить вертикальные реакции дороги на передних (R_{z1}) и задних (R_{z2}) колесах при различном сочетании их заблокированности и незаблокированности, а также очередность блокирования колес, соответствующую различным фазам процесса торможения автомобиля.

Технология решения этих задач сводилась к следующему.

Если предположить, что передние и задние колеса достигли предела блокирования одновременно, то суммарные вертикальные реакции на осях, очевидно, определяются по формулам № 3. При блокировании же только передних или только задних колес вертикальная нагрузка на перед-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\beta_{ид} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi h}{L}$	b – расстояние от задней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость; L – база автомобиля; h – высота его центра масс; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью
2	$\beta'_{ид} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi (h - r_{св})}{L}$	$\beta'_{ид}$ – идеальный коэффициент распределения массы автомобиля на переднюю ось; $r_{св}$ – свободный радиус колеса
3	$R_{z_1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{св}}{L} \right);$ $R_{z_2} = G_a \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h - r_{св}}{L} \right)$	R_{z_1}, R_{z_2} – суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля; $G_a = m_a g$ – сила тяжести автомобиля; m_a – его масса; g – ускорение свободного падения
4	$\varphi R_{z_1} > P_{\tau_1}$	P_{τ_1} – суммарные тормозные силы на передней оси
5	$\varphi R_{z_2} < P_{\tau_2}$	P_{τ_2} – суммарные тормозные силы на задней оси
6	$R_{z_1} = G_a \frac{b}{L} + P_{\tau_1} \frac{h - r_{св}}{L} + P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L};$ $R_{z_2} = G_a \frac{a}{L} - P_{\tau_1} \frac{h - r_{св}}{L} - P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L}$	a – расстояние от передней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость
7	$P_{\tau_1} = \varphi R_{z_1}$	–
8	$R_{z_1} = G_a \frac{b}{L} + \varphi R_{z_1} \frac{h}{L} + P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L};$ $R_{z_2} = G_a \frac{a}{L} - \varphi R_{z_1} \frac{h}{L} - P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L}$	–
9	$R_{z_1} = G_a - R_{z_2}$	–
10	$R_{z_1} = \frac{G_a \frac{b}{L} + P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L}}{1 - \varphi \frac{h}{L}};$ $R_{z_2} = \frac{G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) - P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L}}{1 - \varphi \frac{h}{L}}$	–
11	$P_{\tau_2} = \varphi R_{z_2}$	–
12	$R_{z_1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{св}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{св}}{L}};$ $R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{св}}{L}}$	–
13	$\beta'_x = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{св}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{св}}{L}};$ $1 - \beta'_x = \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{св}}{L}}$	β'_x – коэффициент распределения касательных реакций на переднюю ось; β'_y – коэффициент распределения нормальных реакций на переднюю ось
14	$R_{z_1} = G_a \frac{b}{L} + P_{\tau_1} \frac{h - r_{св}}{L} + \varphi R_{z_2} \frac{h}{L};$ $R_{z_2} = G_a \frac{a}{L} - P_{\tau_1} \frac{h - r_{св}}{L} - \varphi R_{z_2} \frac{h}{L}$	–
15	$R_{z_1} = \frac{G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} \right) + P_{\tau_1} \frac{h - r_{св}}{L}}{1 + \varphi \frac{h}{L}};$ $R_{z_2} = \frac{G_a \frac{a}{L} - P_{\tau_2} \frac{h - r_{св}}{L}}{1 + \varphi \frac{h}{L}}$	–

№ формулы	Формула	Примечания
16	$R_{z_1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L}}; R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\text{св}}}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L}}$	—
17	$\beta_x^* = \frac{R_{z_1}}{G_a} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L}}$	β_x^* — коэффициент распределения касательных реакций на заднюю ось
18	$1 - \beta_x^* = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\text{св}}}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L}}$	—
19	$R_{z_1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} \right); R_{z_2} = G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right)$	—
20	$\beta_x^m = \beta_{\text{ил}}$	—
21	$\Delta R_{z_1} > 0$	ΔR_{z_1} — изменение вертикальной нагрузки на передние колеса после блокирования задних колес автомобиля
22	$\Delta R_{z_1} = R_{z_1}^* - R_{z_1}^{**}$	$R_{z_1}^*$ — суммарная динамическая вертикальная реакция на колесах задней оси при незаблокированных передних колесах; $R_{z_1}^{**}$ — суммарная динамическая вертикальная реакция на колесах передней оси при заблокированных передних и незаблокированных задних колесах
23	$R_{z_1}^* = G_a \frac{b}{L} + P_{\tau_1} \frac{h - r_{\text{св}}}{L} + P_{\tau_2} \frac{h}{L}$	—
24	$R_{z_1}^{**} = G_a \frac{b}{L} + P_{\tau_1} \frac{h}{L} + P_{\tau_2} \frac{h - r_{\text{св}}}{L}$	—
25	$\Delta R_{z_1} = \frac{r_{\text{св}}}{L} (P_{\tau_2} - P_{\tau_1}) > 0$	—
26	$P_{\tau_1} = \beta_x^* P_{\tau} = \beta_x^* \varphi G_a;$ $P_{\tau_2} = (1 - \beta_x^*) P_{\tau} = (1 - \beta_x^*) \varphi G_a$	P_{τ} — общая тормозная сила
27	$P_{\tau_1} = G_a \varphi$	—
28	$G_a \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L} (1 - 2\beta_x^*) > 0$	—
29	$\beta_x^* = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L}} < 0,5$	—
30	$\frac{b}{L} < 0,5 \left(1 + \varphi \frac{r_{\text{св}}}{L} \right)$	—

ней оси резко возрастает, а на задней — снижается. Передние сразу же разблокируются, поскольку выполняется условие, соответствующее формуле № 4, задние остаются заблокированными, поскольку выполняется условие формулы № 5, а при незаблокированных колесах суммарные динамические вертикальные реакции на осях можно определить по формулам № 6.

К сказанному следует добавить, что при блокировании передних колес справедлива формула № 7, а формула № 6 приобретает вид формулы № 8.

Учитывая, далее, что суммарная динамическая вертикальная реакция R_{z_1} на передней оси автомобиля определяется по формуле № 9, формулы № 8 можно преобразовать в формулы № 10.

При заблокированных передних колесах и доведении задних колес до грани блокирования справедлива формула № 11. Поэтому если подставить ее в формулы № 10, а также учесть формулу № 9, то получим формулы № 12.

Очевидно, что отношения R_{z_1} / G_a и R_{z_2} / G_a будут равны коэффициентам β_x распределения суммарных касательных реакций на заднюю ось.

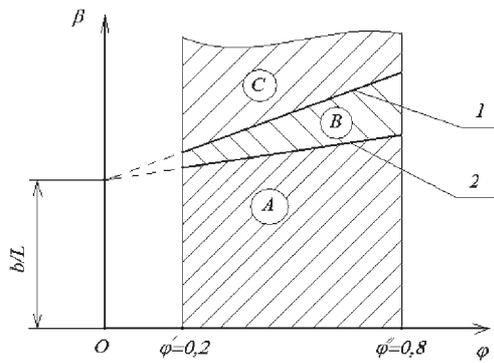


Рис. 1. Зависимости идеального коэффициента распределения тормозных сил на переднюю ось автомобиля от коэффициента сцепления колес с дорогой:

1 – по формуле № 1; 2 – по формуле № 2

тельных реакций между передней и задней осями автомобиля, соответствующим торможению с передними заблокированными колесами и задними колесами, находящимися на грани блокирования. Для них предназначены формулы № 13.

При блокировании задних колес справедлива формула № 11, поэтому формулы № 6 примут вид формул № 14, а если учесть формулу № 9, то вид формул № 15, которые при доведении передних колес до грани блокирования, где выполняется условие формулы № 7, преобразуются в формулы № 16. Коэффициенты же β_x распределения суммарных касательных реакций между осями для данного случая подчиняются формулам № 17.

При всех заблокированных колесах суммарные динамические вертикальные реакции на осях определяются известными [1, 2] формулами № 19, а коэффициент β_x^m распределения касательных реакций между осями – формулой № 20.

Зависимости $\beta_{ид}(\varphi)$, $\beta'_{ид}(\varphi)$, $\beta'_x(\varphi)$, $\beta''_x(\varphi)$ приведены на рис. 2. На нем зона опережающего блокирования задних колес находится ниже кривой $\beta'_x(\varphi)$ (зона D). При $\beta_d > \beta'_x(\varphi)$ (зона E) происходит опережающее блокирование передних колес.

Блокирование колес одной из осей – начало второй фазы процесса торможения, которая характеризуется торможением автомобиля с заблокированными колесами од-

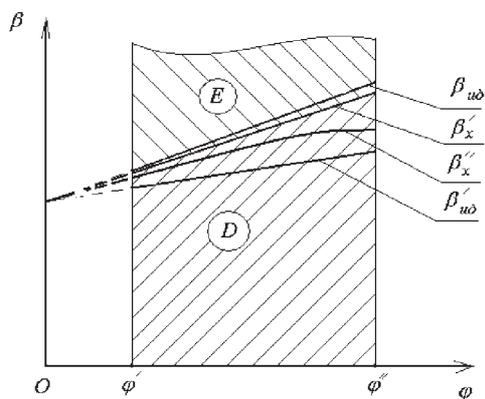


Рис. 2. Зависимость коэффициентов распределения тормозных сил на переднюю ось автомобиля от коэффициента сцепления колес с дорогой

ной оси и незаблокированными колесами второй. При достижении границ второй и третьей фаз происходит блокирование колес второй оси, которые ранее не были заблокированы. При блокировании колес любой оси (передней или задней) наблюдается резкое (скачкообразное) уменьшение суммарной вертикальной динамической реакции на колесах задней оси и соответствующее увеличение реакции на колесах оси передней.

При опережающем блокировании задних колес на границе первой и второй фаз после блокирования передних колес на этой границе имеет место еще большее уменьшение вертикальной нагрузки на задние колеса. Поэтому на второй и третьей фазах автомобиль тормозится всеми заблокированными колесами.

При опережающем блокировании передних колес на границе первой и второй фаз после блокирования задних колес вертикальная нагрузка на эти колеса резко уменьшается, а на передние колеса, наоборот, возрастает, и они разблокируются. Для этого лишь необходимо, чтобы выполнялись условие, выраженной формулой № 21, и формулы № 22–24.

Таким образом, если выполняется условие формулы № 25, то на границе второй и третьей фаз при разблокировании передних колес справедливы формулы № 26, а также формула № 27.

Подставляя формулы № 26 и 27 в формулу № 25, получим формулу № 28, которая справедлива при $\beta''_x < 0,5$, когда, как установили авторы, $\beta''_x > \beta'$. То есть в этом случае на границе второй и третьей фаз после блокирования задних колес произойдет разблокирование передних, значит, граница третьей фазы по времени будет достигнута позже. Отсюда можно сделать вывод: вторая фаза будет состоять из двух временных промежутков – 2, а и 2, б (рис. 3). При этом в промежутке 2, а торможение будет происходить с заблокированными передними и незаблокированными задними колесами, а в промежутке 2, б – с заблокированными задними и незаблокированными передними. При невыполнении же условия № 28 на границе второй и третьей фаз после блокирования задних колес передние колеса останутся заблокированными.

С учетом формулы № 17 определяется коэффициент β''_x распределения суммарной касательной реакции между осями, соответствующий формуле № 29, из которой выводится формула № 30. Таким образом, разделение второй фазы на промежутки 2, а и 2, б возможно только при выполнении этого условия.

В заключение отметим, что особое внимание следует обратить на то, что при блокировании колес любой из осей

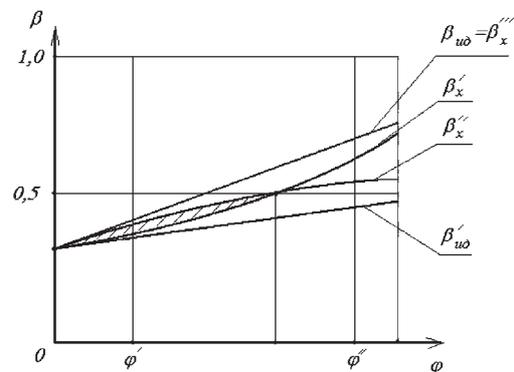


Рис. 3. Зона, в которой возможно разделение второй фазы торможения на временные промежутки 2, а и 2, б (заштрихована)

(передней или задней) происходит скачкообразное уменьшение вертикальной нагрузки на заднюю ось автомобиля, а при разблокировании колес эта нагрузка возрастает. Отсюда можно сделать вывод: не является ли увеличение вертикальной нагрузки на заднюю ось при разблокировании колес той самой причиной, которая повышает устойчивость движения автомобиля при торможении с антиблокировочной системой?

Таким образом, авторам удалось получить зависимости, которые позволяют определить суммарные вертикальные динамические реакции на колесах передней и задней осей в различных фазах торможения автомобиля и уточнить границы различных фаз торможения с учетом резкого (скачкообразного) изменения вертикальной нагрузки на колесах при их блокировании: при блокировании любых

колес вертикальная нагрузка на задние колеса скачкообразно уменьшается, а на передние — увеличивается.

И еще одно замечание: при смещении центра масс к задней оси автомобиля возможна ситуация, при которой на границе второй и третьей фаз торможения задние колеса блокируются, а передние — разблокируются. Вторая фаза процесса торможения в этом случае состоит из двух временных промежутков: при блокированных передних колесах и незаблокированных задних; при разблокированных передних и заблокированных задних колесах.

Литература

1. Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. Исследование динамики торможения автомобиля // Научное сообщение № 18. Харьков: Изд-во Харьковского государственного университета, 1962. — 36 с.
2. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: МАШГИЗ, 1950. — 343 с.

УДК 629.113

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ
Ульяновский ГТУ (8842. 77-81-49)

Рассмотрены моделирование параметров трансмиссии при проектировании автомобиля, в том числе алгоритм расчета, сравнительные результаты оптимизации передаточных чисел коробки передач, его скоростные характеристики.

Ключевые слова: математическая модель, параметры трансмиссии, критерий оптимальности, частота вращения вала, кинетическая энергия, трудоемкость изготовления и сборки трансмиссии.

Dyakov I.F.

THE CREATION THE MATHEMATICAL MODEL OF THE TRANSMISSION IN DESIGNING A CAR

The modeling of parameters of the transmission in designing a car, including the calculation algorithm, the comparative results of the optimization of transmission numbers of the gearbox and speed characteristics of the vehicle are given.

Keywords: mathematical model, parameters of transmission, optimality criterion, the frequency of shaft rotation, the kinetic energy, the intensity of the manufacturing and assembling of the transmission.

Интенсивное развитие и совершенствование конструкций автомобилей за последние годы привело к расширению круга предварительных исследований и сокращению сроков проектирования, что позволяет избежать морального старения конструкций. Причем особенно важную роль в решении данной проблемы играет математическое моделирование. И моделирование трансмиссии — характерный тому пример.

Как известно, трансмиссия — элемент конструкции, от которого зависят топливно-экономические и тягово-скоростные характеристики АТС. Поэтому для ее оценки применяют самые различные формы моделирования — физические, стендовые и дорожные. Но предпочтение все-таки следует отдавать именно математическому моделированию: оно дает возможность провести более полные исследования, тогда как моделирование физическое базируется на теории подобия, при котором избежать погрешности не удастся. Рассмотрим, как это лучше всего осуществить.

Один из важнейших вопросов проектирования трансмиссии — это расчет ее минимального передаточного числа u_{\min} . Его обычно ведут, исходя из кинематического обеспечения максимальной скорости движения АТС, поэтому стараются получить как можно меньшим. С тем, чтобы кинематически

увеличить данную скорость. При этом u_{\max} выбирают на основании сравнения трех факторов — условий сцепления колес с дорогой (индекс ϕ), возможности преодоления заданного максимального дорожного сопротивления (индекс ψ) и обеспечения устойчивости движения (индекс ν). В результате сравнения $u_{\max\phi}$ и $u_{\max\psi}$ обычно выбирают $u_{\max\phi}$, затем сравнивают значения $u_{\max\phi}$ и $u_{\max\nu}$ и большее из них принимают за u_{\max} . Но если, например, окажется, что $u_{\max\phi} > u_{\max\nu}$, то считают, что $u_{\max} = u_{\max\phi}$, т.е. берут значение, при котором "сцепной вес" АТС полностью используется, а если $u_{\max\nu} = u_{\max\phi}$, то принимают $u_{\max} = u_{\max\nu}$ [1]. Но традиционные исследования, связанные с оптимизацией параметров трансмиссии, всегда недостаточно полны и точны, поскольку в их ходе в качестве критерия оптимальности используются лишь средняя мощность двигателя или приведенные затраты, а трудоемкости изготовления и сборки, обслуживания и ремонта не учитываются. Что ведет к неоправданному "узакониванию" значительных эксплуатационных расходов (рис. 1).

Правда, разработчики иногда представляют комбинации частных критериев оптимальности с соответствующими показателями их важности по топливной экономичности. Но и такая оценка тоже дает неполную картину оптимальности трансмиссии, так как ее вращающиеся массы в различных автомобилях отличаются, поэтому и создают разные по величине динамические нагрузки, в том числе и наибольшие, соответствующие троганию автомобиля с места при быстром включении сцепления, а также при движении по бездорожью. Поэтому для количественной

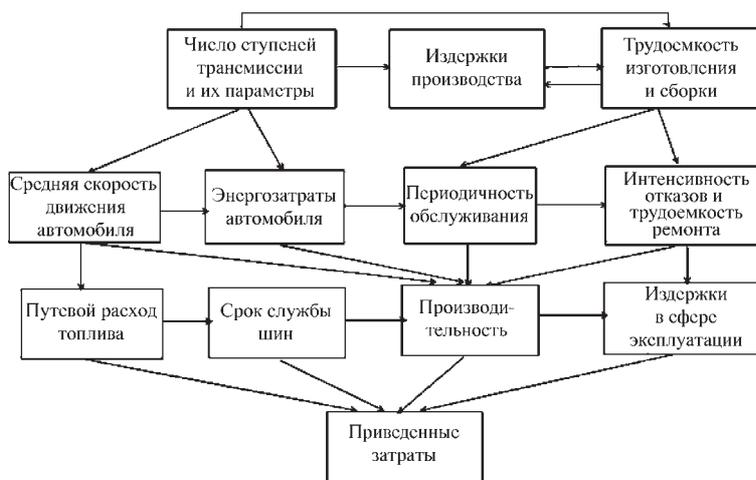


Рис. 1. Схема взаимосвязи параметров трансмиссии с затратами средств

оценки этих режимов приходится вводить коэффициент k_d динамичности, который показывает, во сколько раз максимальный крутящий момент при движении на i -й передаче больше соответствующего расчетного момента. Положение можно исправить, если в качестве интегрального критерия оценки по передачам взять технический уровень трансмиссии, который определяется прежде всего ее удельной трудоемкостью в сфере изготовления и эксплуатации, а также ее тягово-скоростной характеристикой и энергетическим КПД (формула № 1 в табл. 1).

Следующий вопрос – выбор параметров разгонной характеристики автомобиля на каждой передаче. Они, как известно, зависят не только от передаточных чисел трансмиссии, но и от характеристик двигателя, который и выбирают в зависимости от максимальной мощности, необходимой для движения автомобиля. При этом оценочными параметрами двигателя являются его максимальная мощность $N_{e\max}$, частота n вращения коленчатого вала на режиме этой мощности, крутящий момент $T_{кр}$ и минимально устойчивая частота вращения (n_{\min}) коленчатого вала двигателя.

Еще один вопрос – определение времени t_p разгона автомобиля на каждой i -й передаче. Это время для одной

степени свободы можно представить на основании теоремы об изменении кинематической энергии (формула № 2). Правда, если эту формулу раскрыть, то она получается довольно громоздкой даже при небольшом числе звеньев трансмиссии, поскольку суммируются характеристики звеньев. Однако для автомобиля с одной степенью свободы ее можно упростить, заменив уравнение движения автомобиля тождественным ему уравнением движения одного звена, которое перемещается так, что его обобщенная координата совпадает в любой момент времени с обобщенной координатой автомобиля.

Момент J_n инерции вращающихся масс трансмиссии в этом случае приводится к звену приведения, в качестве которого используется колесо относительно оси его вращения. Принимается также, что на звено приведения (колесо) действует пара сил с приведенным к нему моментом M_n . Величины J_n и M_n , при которых уравнение движения звена приведения окажется тождественным уравнению движения автомобиля, определить несложно. Но важно то, что обобщенная координата φ_n звена приведения будет совпадать с обобщенной координатой автомобиля в любой момент времени t . Тогда, выразив в форме интеграла энергии для некоторого конечного промежутка времени, за ко-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f(J_{np}) = \frac{\sum_{i=1}^n m_{tp} \delta_{вр} k_d \frac{l_{раз}}{t_{раз}} + \sum_{i=1}^k \left(\frac{\tau_{изг} + \tau_{исб}}{\tau_{ТО} + \tau_{iTP}} \right)}{m_a \beta v_{max} k_k} \eta_3 \rightarrow$ $\rightarrow \min$	$\sum_{i=1}^n m_{tp}$ – масса i -го агрегата (муфты сцепления, коробки передач, раздаточной коробки, карданного вала и главной передачи) трансмиссии; $\delta_{вр}$ – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы трансмиссии; $l_{раз}$ – путь разгона; $t_{раз}$ – время разгона на i -й передаче; k – число агрегатов в трансмиссии; k_d – коэффициент динамичности; $\tau_{изг}$, $\tau_{исб}$ – соответственно трудоемкость изготовления и сборки трансмиссии в сфере производства; $\tau_{ТО}$, τ_{TP} – соответственно трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта трансмиссии в сфере эксплуатации; m_a – полная масса автомобиля; β – коэффициент использования пробега; v_{max} – максимальная скорость движения автомобиля на данной передаче; k_k – коэффициент комфортабельности, учитывающий эргономические свойства рабочего места водителя; η_3 – энергетический КПД автомобиля
2	$\sum_{i=1}^{i=n} A_i = \sum_{i=1}^{i=n} T_i - \sum_{i=1}^{i=n} T_{i0}$	n – число подвижных звеньев (деталей) в трансмиссии; A_i – работа внешних сил, действующих на ведущее колесо за рассматриваемый промежуток времени; T_i – кинетическая энергия движущегося автомобиля в конце рассматриваемого промежутка времени; T_{i0} – кинетическая энергия движущегося автомобиля в начале этого промежутка времени
3	$\int_0^{\varphi_n} M_n d\varphi = \frac{J_n \omega^2}{2}$	M_n – приведенный момент сил; φ – угол поворота колеса; ω – угловая скорость вращения колеса
4	$\int_0^{\varphi_n} M_n d\varphi = \sum_{i=1}^n A_i$	–
5	$\frac{J_n \omega^2}{2} = \sum_{i=1}^n T_i$	–
6	$\frac{J_{по} \omega_0^2}{2} = \sum_{i=1}^n T_{i0}$	$J_{по}$ – приведенный момент инерции в начале рассматриваемого промежутка времени; ω_0 – угловая скорость звена приведения (колеса) в начале движения автомобиля ($t = 0 \dots 2\pi / \omega$)
7	$t_p = \int_0^{\varphi_n} \frac{d\varphi}{\sqrt{\frac{2}{J_n} \int_0^{\varphi_n} M_n d\varphi}}$	–
8	$\tau_{к.п} = \left(a \frac{m_{кп}}{T_{maxкп}} - b \right) \delta$	a , b – постоянные коэффициенты, зависящие от производственного процесса изготовления и сборки коробки передач; $m_{кп}$ – масса коробки передач; $T_{maxкп}$ – максимальный крутящий момент на выходном валу коробки передач; δ – коэффициент, учитывающий серийность производства

№ формулы	Формула	Примечания
9	$\tau_{кр} = (a_1 + b_1 m_k) \delta$	a_1, b_1 – постоянные коэффициенты уравнения регрессии; m_k – средняя масса карданного сочленения
10	$\tau_{з.м} = (a_2 + b_2 m_{з.м}) \delta$	a_2, b_2 – постоянные коэффициенты уравнения регрессии; $m_{з.м}$ – масса заднего моста со ступицами и тормозами
11	$\tau_{ТОТР}^{транс} = (0,18 \dots 0,23) \tau_{ТОТР}^{авт}$	–
12	$\tau_{ТО}^{авт} = (a_3 + b_3 m_a) k_{то}$	a_3, b_3 – коэффициенты уравнения регрессии; $k_{то} = \left(1 + \frac{\Delta \tau}{\tau_{ср}}\right) \beta k_\gamma$ – коэффициент, учитывающий изменение трудоемкости технического обслуживания; $\Delta \tau$ – приращение трудоемкости технического обслуживания; $\tau_{ср}$ – среднее значение трудоемкости технического обслуживания
13	$J(s) = \int_0^t \left[\frac{v_a (G_a \psi k_{сц} + k_b A v_a^2)}{\eta_{тр} (1 - \delta_{бук}) k_p} + J_{тр} \omega_k u_{тр}^2 \frac{d\omega_k}{dt} \right] dt$	$G_a = (m_n + m_f k_\gamma + 80 z) g$ – сила тяжести автомобиля; m_n – номинальная грузоподъемность; m_f – масса перевозимого груза; 80 – средняя масса одного человека; z – число пассажиров вместе с водителем; $k_{сц}$ – коэффициент использования "сцепного веса"; ψ – суммарное дорожное сопротивление; k_b – коэффициент обтекаемости автомобиля; A – площадь Миделя; $\delta_{бук}$ – коэффициент буксования колес; k_p – коэффициент коррекции двигателя; $J_{тр}$ – приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии; ω_k – угловая скорость колеса; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; t – время движения автомобиля; v_a – его скорость; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии
14	$\tau_{ТОТР}^{авт} = (a_3 + b_3 m_a) \frac{J(S)}{\int_0^t N_e dt}$	N_e – эффективная мощность двигателя
15	$J(S)_{об} = \{ k_n v_{аср} [m_n (k_\gamma \beta + \eta_\sigma) \psi + 80 z] g + F_b + F_j \} t_{дв} \times \frac{2,723 \cdot 10^{-6}}{\eta_{тр}}$	k_n – постоянный коэффициент; m_n – номинальная грузоподъемность автомобиля; η_σ – коэффициент использования снаряженной массы автомобиля; $t_{дв}$ – время движения (нахождение в наряде) автомобиля; F_j – сила, затрачиваемая на инерцию вращающихся масс
16	$\eta_\sigma = J_e / J(S)$	J_e – энергозатраты двигателя, выраженные в виде формулы № 17 [3]
17	$J_e = \int_0^t \left[k_1 (650 - \Delta p_k) (n_e - 600) - \left(\frac{650}{\Delta p_k} - \frac{n_e}{600} \right) + k_2 \right] dt$ (А.с. № 1661813 G07 C5/10. Бюл. № 25. 1991)	k_1, k_2 – постоянные коэффициенты уравнения регрессии, зависящие от конструктивных параметров двигателя и трения между трущимися деталями; Δp_k – давление во всасывающем коллекторе двигателя; n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя; t – время движения автомобиля
18	$f(u_i) = \int_{t_{i\min}}^{t_{i\max}} \frac{G_t}{m_a} dt \rightarrow \min$	t – время движения автомобиля на i -й передаче; G_t – часовой расход топлива двигателем

торый обобщенная координата φ_n изменяется из начальной позиции в другую, получим формулу № 3. Однако чтобы формулы № 2 и 3 были тождественными, необходимо выполнить два условия (формулы № 4 и 5). При этом надо иметь в виду: если удовлетворяется условие формулы № 5, справедливое для любого момента времени, то удовлетворяется и условие, выраженное формулой № 3. Из чего следует формула № 6. И в этой позиции угловая скорость звена приведения равна нулю.

Если, далее, проинтегрировать формулу № 3, то получим формулу № 7.

Что касается трудоемкости изготовления, сборки, обслуживания и ремонта трансмиссии, то их в общем виде лучше выражать отдельно для каждого агрегата, так как в сфере производства и эксплуатации они несопоставимы по величине.

На трудоемкость изготовления и сборки коробки передач оказывает влияние целый ряд факторов: ее масса; максимальный момент, на передачу которого рассчитана коробка передач; применяемые материалы; число ступеней и т.д. Оценить совокупное влияние этих факторов на трудоемкость изготовления трансмиссии в общем случае не

представляется возможным. Однако для $\tau_{к.п}$ грузовых автомобилей средней грузоподъемности имеется четко выраженная линейная зависимость от отношения массы $m_{к.п}$ коробки передач и максимального крутящего момента T_{\max} . Это формула № 8.

При внесении отдельных конструктивных изменений в коробку передач (марки материала отдельных элементов, конфигурации картера или крышки и т.д.) ориентировочная оценка их влияния на трудоемкость изготовления может быть сделана на основе уточнения коэффициентов a, b, δ этой формулы. Расчет же средней $\tau_{ср}$ трудоемкости изготовления карданной передачи можно вести по формуле № 9, а трудоемкости $\tau_{д.м}$ изготовления заднего ведущего моста в комплекте со ступицами и тормозами – по формуле № 10. Но, естественно, оценка трудоемкости изготовления заднего ведущего моста на основе данных о его массе $m_{д.м}$ не может отразить влияния существенных конструктивных изменений в отдельных узлах (например, замены обычного дифференциала на кулачковый дифференциал). В этом случае потребуются более тщательный поэлементный анализ, для которого можно воспользоваться заводскими данными о доле затрат на изготовление отдельных наиболее важных

элементов в общей трудоемкости изготовления трансмиссии. Например, для автомобиля УАЗ-3160 такие данные выглядят следующим образом:

элемент конструкции трансмиссии	доля затрат в общей трудоемкости изготовления трансмиссии, %
Коробка передач в сборе	0–35
Картер заднего моста в сборе	12–16
Картер редуктора в сборе	5–6
Редуктор в сборе	34–45
Ведущая и ведомая шестерни заднего моста	5–10
Дифференциал в сборе	13–18
Полуось	3–5

Долю $\tau_{ТО\ TP}^{транс}$ трудоемкости технического обслуживания и ремонта трансмиссии в сфере эксплуатации можно рассматривать как часть общей средней годовой трудоемкости $\tau_{ТО\ TP}^{авт}$ автомобиля (формула № 11). Затраты же $\tau_{ТО}^{авт}$ труда на одно техническое обслуживание автомобиля – исходя из статистических данных (формула № 12).

Установлено, что в условиях эксплуатации трудоемкость $\tau_{ТО\ TP}^{авт}$ обслуживания и ремонта автомобиля в большей степени зависит от нагрузочного режима движения, выраженного через затраты энергии $J(S)$ на преодоление дорожных сопротивлений, трение трущихся частей и выполнение транспортной работы, изменяющиеся в каждый промежуток времени (формула № 13). При этом очевидно, что чем выше качество выполненного обслуживания или ремонта, тем меньше затрачивается энергии двигателя. Тогда выражение трудоемкости технического обслуживания и ремонта можно представить в виде формулы № 14.

Однако следует иметь в виду, что общепринятое планирование периодичности проведения технического обслуживания по пробегу малоэффективно, а учесть энергозатраты на преодоление внешних сопротивлений за длительное время практически невозможно без измерительных устройств. Поэтому определять эти энергозатраты лучше всего упрощенно, предварительно приняв некоторые значения из параметров, входящих в формулу № 13, а затем заменяя их после интегрирования постоянными. В итоге получается формула № 15.

Как показали исследования автомобилей УАЗ-3160 и ГАЗ-3307 в условиях эксплуатации, с увеличением их грузоподъемности и скорости движения и число, и частота δ отказов возрастают, особенно при работе этих автомобилей на грунтовых и изношенных асфальтированных дорогах, где значения коэффициента ψ сопротивления движению велики. При этом растут и затраты $J(S)$ энергии на

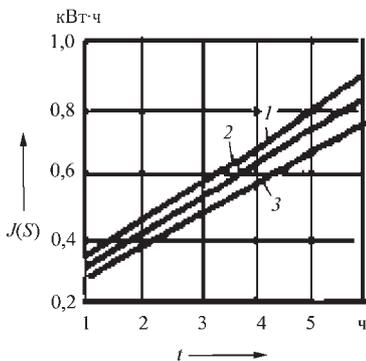


Рис. 2. Зависимость энергозатрат автомобиля УАЗ-3303 от времени движения при скорости 20 км/ч:
1 – $\psi = 0,15$; 2 – $\psi = 0,02$; 3 – $\psi = 0,025$

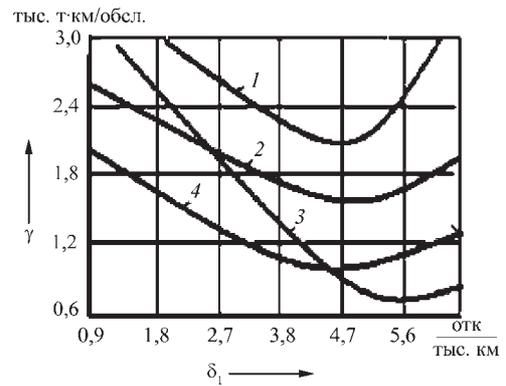


Рис. 3. Зависимость удельной наработки автомобилей от числа отказов на единицу пробега до и после 50 тыс. км:
1, 2 – УАЗ-3303; 3, 4 – ГАЗ-3307

движение (рис. 2). Однако зависимости удельной наработки γ на отказ не столь однозначны: с ростом грузоподъемности они увеличиваются, а с ростом частоты отказов сначала уменьшаются, а затем возрастают (рис. 3).

Учет энергозатрат вместо пробега для определения показателей надежности и планирования периодичности ТО и TP вполне обоснован: между ними существует довольно четкая корреляционная связь – определенное соотношение. Поэтому значения энергозатрат подсчитывали по формуле № 15, при расчете величин s , v_a , m_n , k_f использовали статистические данные, а трудоемкость $\tau_{ТО}$ проведения технического обслуживания определяли по результатам хронометража.

Тесная связь между переменными $J(S)_{об} \rightarrow (\tau_{ТО} + \tau_{ТР})/s$ и $s \rightarrow (\tau_{ТО} + \tau_{ТР})/s$ вытекает из теории корреляции. И результаты расчета эту связь подтверждают: коэффициент корреляции $r_1 > r_2$ на 37 %.

Аналогичные исследования проводились в Киевском автодорожном институте и Ульяновской сельскохозяйственной академии. Их результаты тоже подтвердили наличие тесной связи между расходом топлива и затратами на техническое обслуживание и текущий ремонт. Однако в условиях эксплуатации расход топлива учитывают в расчете на 100 км пробега, поэтому планировать какие-либо исследования по этому расходу не имеет смысла до тех пор, пока автомобили не станут оснащать топливомерами.

При анализе статистических данных по отказам автомобилей выводят законы распределения ресурсов отдельных агрегатов и деталей, оценивают коэффициенты вариаций распределений. В результате установлено, что детали трансмиссии, работающие на износ, имеют нормальный закон распределения; детали, разрушающиеся от усталости, – логарифмически нормальное или гамма-распределение. Наибольший же разброс по отказам приходится на подшипники качения. Иначе говоря, каждому виду нагружения деталей соответствует свой закон распределения ресурса. Но несмотря на это, все вероятностно-статистические методы регламентирования безотказности работы автомобиля основаны на том, что между показателем надежности конструкции и уровнем нагрузочных режимов существует определенная связь.

Так, энергетический показатель η_s , который входит в формулу № 1 интегральной оценки трансмиссии автомобиля, определяется отношением энергозатрат двигателя к общим энергозатратам автомобиля (формула № 16). Произведение составляющих $m_a \beta v_{max}$ в той же формуле № 1 характеризует производительность автомобиля. И как показали исследования, самое большое влияние на эту про-



Рис. 4. Блок-схема алгоритма оптимизации передаточных чисел трансмиссии

изводительность оказывают масса m_a и средняя скорость v_{cp} движения автомобиля. Отсюда есть все основания утверждать, что повышение грузоподъемности и полной массы автомобиля сопровождается (при прочих равных условиях) уменьшением средней скорости, а следовательно, и относительной потерей производительности. Однако средняя скорость движения определяется прежде всего тягово-скоростными свойствами, а они, в свою очередь, зависят от передаточных чисел трансмиссии. Если передаточные числа (минимальное u_{min} и максимальное u_{max}), вычисляют, как сказано выше, исходя из кинематического обеспечения максимальной скорости движения, силы тяги по условию сцепления колес с опорной поверхностью, преодоления дорожного сопротивления, устойчивого движения с требуемой минимальной скоростью, то промежуточные передачи находят по закону геометрической прогрессии в зависимости от диапазона трансмиссии. И чтобы оценить эти передачи, а также минимальное и максимальное передаточное числа трансмиссии, можно использовать частный критерий оптимальности в виде формулы № 18.

На этот критерий накладываются шесть условий: сила тяги на i -й передаче должна обеспечивать заданное сцепление ведущих колес с дорожным полотном; максимальная скорость движения — быть больше или равной минимально допустимой на этой передаче; устойчивость движения на i -й передаче — сохраняться в допустимых пределах; среднее ускорение с полной массой на этой передаче — быть больше минимально допустимого; максимально преодолеваемый подъем полностью груженым автомобилем на i -й передаче — быть больше минимально допустимого; автомобиль должен обладать проходимостью на грунтовых дорогах.

Все перечисленные условия представляются в виде уравнений с переменными параметрами, причем правая часть каждого такого уравнения представляет собой значения, допускаемые государственными и отраслевыми стандартами (блок-схема алгоритма показана на рис. 4). Например, согласно отраслевому стандарту, максимальный угол, преодолеваемый автомобилем повышенной

Передачи	Стандартный ряд		Оптимальный ряд		
	Критерий оптимальности трансмиссии	Передаточное число коробки передач	Критерий оптимальности трансмиссии	Передаточное число коробки передач	Снижение массы зубчатого колеса, %
I	0,135	3,78	0,078	3,50	7,5
II	0,084	2,60	0,050	2,24	13,9
III	0,042	1,55	0,026	1,40	9,7
IV	0,030	1,00	0,017	1,00	—
V	0,012	0,82	0,006	0,82	—

проходимости при полной нагрузке и коэффициенте сцепления 0,75, должен быть более 35 %.

В частности, если при решении этих уравнений воспользоваться всеми численными значениями параметров автомобиля УАЗ-3160, то получим, что передаточное число первой передачи у него должно быть не менее 3,5.

Коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью, равный 0,75, — тоже величина, установленная государственным стандартом. Подставив ее в правую часть нужного уравнения, получим верхний предел передаточного числа этой передачи. (Для автомобиля УАЗ-3160 — не более 4,5.)

Как видим, конструктор получает в свое распоряжение очень важную информацию: передаточное число первой передачи можно менять от существующего до предельного значения, причем как в сторону увеличения, так и уменьшения.

Так же можно определить диапазон возможных передаточных чисел и для других передач, и по этим значениям — соответствующий им диапазон изменения затрат энергии на границах диапазона передаточных чисел при движении автомобиля по асфальтированной и грунтовой дорогам. Затем найти максимальные энергозатраты автомобиля на данной передаче при реализации максимальной скорости и грузоподъемности на тех же дорогах, исходя из того, что эта скорость обеспечивается за счет коэффициента использования мощности двигателя. И в конечном итоге — получить вектор варьируемых величин, т.е. передаточных чисел.

Автор выполнил такие расчеты для стандартной и оптимизированной коробки передач автомобиля УАЗ-3160. Их результаты приведены в табл. 2.

Как видно из этой таблицы, оптимизацией передаточных чисел коробки передач можно добиться снижения массы ее зубчатых колес более чем на 30 %. Это, в свою очередь, снизит расход топлива УАЗ-3160. Например, при установленном движении со скоростью 100 км — на 15–18 %.

Таким образом, результаты проведенного автором исследования доказывают, что метод оптимизации параметров трансмиссии — довольно эффективный инструмент конструктора. Хотя и достаточно трудоемкий, так как требует сбора исходной информации. Но для облегчения этой задачи можно применить нейронную сеть с использованием генетического алгоритма, который дает возможность оперировать дискретными значениями параметров этой сети, что упрощает аппаратную реализацию, сокращает время обработки более чем в 4 раза при выполнении расчетов.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин. Т. 2 // под ред. А.А. Полуняна. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 513 с.
2. Дьяков И.Ф. Комплексная оптимизация передаточных чисел трансмиссии // Автомобильная промышленность. 2002. № 7. С. 15–16.
3. Дьяков И.Ф. Основы оптимизации в автомобилестроении. М.: Машиностроение, 2012. — 380 с.



УДК 629.113

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ ПРИЧИН НИЗКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ АВТОБУСОВ "ВОЛЖАНИН"

Канд. техн. наук Г.А. ЧЕРНОВА, А.В. ПОПОВ
Волжский политехнический институт
(филиал ВолгГТУ) (8443. 33-77-40)

Проведена оценка работоспособности карданной передачи автобусов "Волжанин" и даны рекомендации по устранению причин неисправностей.

Ключевые слова: автобус, карданная передача, неисправность.

Chernova G.A., Popov A.V.

ANALYSIS OF POSSIBLE CAUSES LOW OPERATIONAL RELIABILITY CARDAN DRIVES BUSES "VOLZHANIN"

Performance measurement of cardan drive of buses "Volzhanin" was made. Defect cause removal recommendations are given.

Keywords: bus, cardan drive, defect.

В муниципальном пассажирском предприятии г. Волжский (МУП "Волжская автоколонна № 1732"), обслуживающем городские маршруты, при эксплуатации автобусов "Волжанин-6270" и "Волжанин-5270" значительная часть сходов с линии приходится на неисправности карданных передач. Так, автобусы мод. 6270 по этой причине выходят из строя от 8 до 15 раз в год, а мод. 5270 – от 33 до 63 (статистика за 2006–2011 гг.). Установлено, что основные неисправности карданных передач автобусов "Волжанин": срез болтов крепления фланцев, выработка шлицев, люфт передней и задней крестовин, вибрация карданного вала и его обрыв, износ деталей подвесной опоры [1].

Многочисленные проверки технологии сборки на предприятии-изготовителе нарушений не выявили, тем не менее наблюдается значительное число неисправностей карданной передачи при эксплуатации. Это заставило специалистов усомниться в правильности расчета конструкторами данного узла и потребовало проведения поверочного расчета, оценки заложенного запаса прочности.

И такой расчет был выполнен. Его порядок был следующим. Сначала устанавливались расчетный и нагрузочные режимы, затем определялись критическая частота вращения карданного вала, максимальное напряжение кручения, угол закручивания карданного вала и осевая сила, действующая на него, рассчитывались на прочность крестовина карданного вала и допустимые усилия, действующие на игольчатый подшипник. И в заключение рассчитывалась на прочность вилка карданного вала.

На карданные валы действует крутящий момент, передаваемый от коробки передач, и осевые силы, возникающие при колебаниях ведущего моста на рессорах. Проверочный расчет на прочность карданной передачи проводится по максимальному крутящему моменту двигателя $M_{e\max}$ при движении автобуса на первой передаче при максимальной частоте вращения коленчатого вала с учетом динамического нагружения. Разработанные алгоритмы расчета на прочность основных деталей карданной передачи приведены на рис. 1 и 2; исходные данные – в табл. 1, а результаты расчетов – в табл. 2.

Опыт эксплуатации автобусов и грузовых автомобилей показывает, что карданная передача без поломок может работать до капитального ремонта 250 000 км, и при этом распределение пробегов до сходов должно подчиняться нормальному закону. Исследование показало, что большинство неисправностей карданной передачи происходит после ремонта при пробегах до 2500 км, распределение фактических пробегов подчиняется экспоненциальному закону, а теоретических – закону Эрланга (рис. 3). Экспоненциальное распределение пробегов до возникновения неисправностей карданной передачи свидетельствует о возможных нарушениях при ее конструировании, технологии сборки и ремонте, эксплуатации [2].

Анализ результатов расчета карданной передачи автобусов "Волжанин" показал, что прочность узла конструкцией вполне обеспечивается. Не обнаружено, как уже говорилось выше, и отклонений от технологии изготовления и сборки. Соответственно, причину остается искать в сфере эксплуатации.

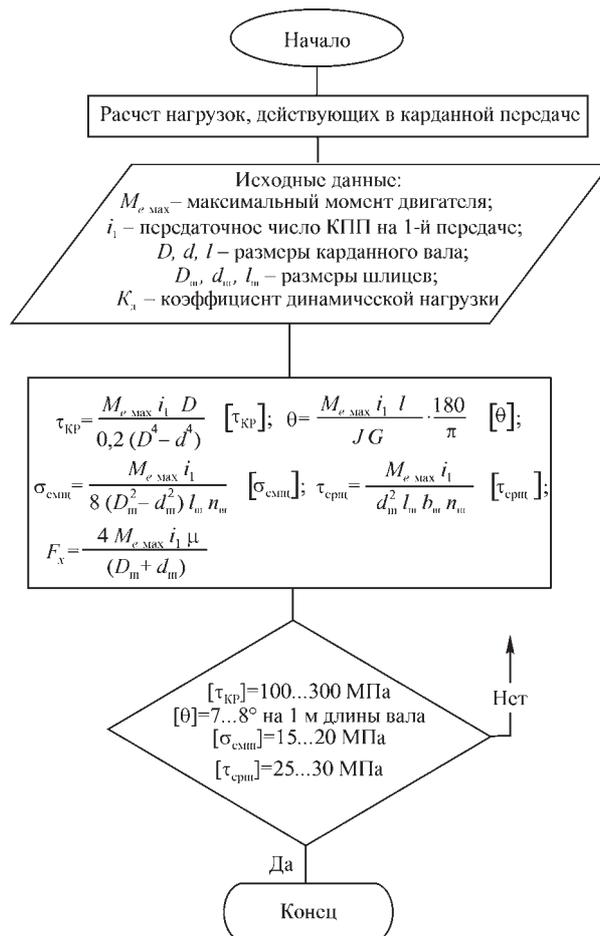


Рис. 1. Алгоритм расчета нагрузок, действующих в карданной передаче

Таблица 1

Параметр	Условное обозначение	Значение параметра
Максимальный крутящий момент, Н·м	$M_{e \max}$	1050
Максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя при $M_{e \max}$, мин ⁻¹	$n_{e \max}$	1400
Передаточное число 1-й передачи коробки передач	i_1	3,43
Наружный диаметр карданного вала, м	D	0,094
Внутренний диаметр карданного вала, м	d	0,086
Коэффициент динамичности	K_d	2,5
Длина карданного вала, м	l	2,565
Диаметр шлицев по выступам, м	$D_{ш}$	0,065

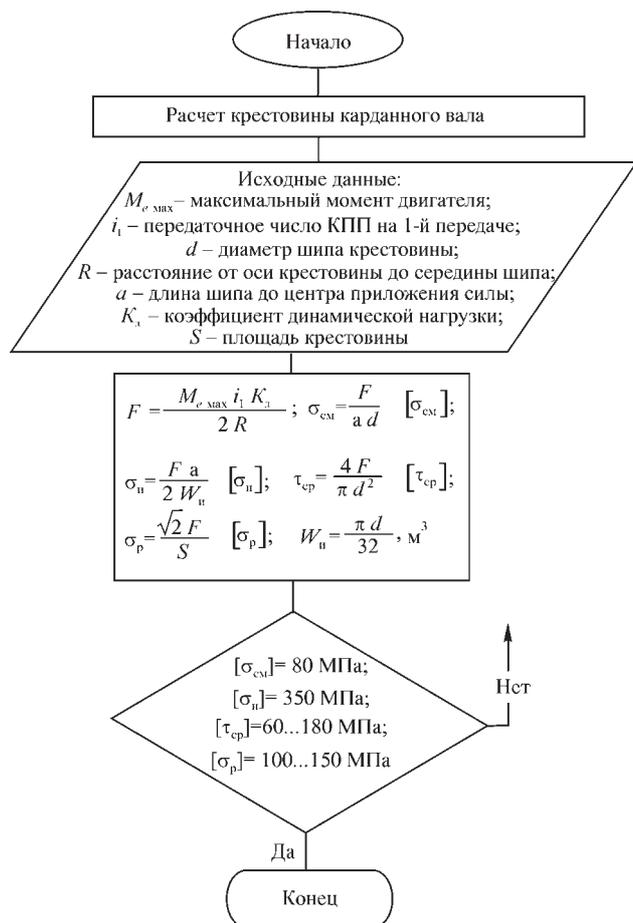


Рис. 2. Алгоритм расчета крестовины карданной передачи

Оценка работоспособности карданной передачи автомобилей "Волжанин" на основе выборки их сходов с маршрута и пробегов между сходами показала, что наиболее часто имеют место ослабление крепления и обрыв болтов карданного вала, повышенный износ в шарнирных соединениях и шлицевом соединении, а также нарушение балансировки вала, обрыв подвесного подшипника.

Изучение технологий ремонта в автоколонне позволило выявить ряд их нарушений, ставших основными причинами низкой эксплуатационной надежности карданных передач. Так, для карданных передач должны использоваться болты с классом прочности не ниже 10,9, однако в

Таблица 2

Параметр	Условное обозначение	Полученное значение	Рекомендуемое значение
Критическая частота вращения карданного вала, мин ⁻¹	$n_{кр}$	2875	3000
Напряжение кручения карданного вала, МПа	$\tau_{кр}$	184,5	Не более 300
Угол закручивания	θ	6,79	—
Напряжение смещения шлицев, МПа	$\sigma_{смш}$	15,82	Не более 20
Напряжение среза шлицев, МПа	$\tau_{срш}$	22,34	Не более 30
Сила, действующая на шип крестовины, Н	F	28 583	—
Напряжение смещения шипа крестовины, МПа	$\sigma_{см}$	20,2	Не более 80
Напряжение изгиба шипа крестовины, МПа	$\sigma_{иш}$	50,3	Не более 350
Напряжение среза, МПа	$\tau_{ср}$	18	Не более 180
Напряжение растяжения, МПа	σ_p	9,0	Не более 150
Напряжение изгиба вилки шарнира, МПа	$\sigma_{и \max}$	65,33	Не более 80
Напряжение кручения вилки, МПа	$\tau_{к \max}$	5,8	Не более 150
Допустимая максимальная сила, действующая на иголки, Н	$F_{g \max}$	31 865	28 600
Осевая сила, Н:			
при хорошей смазке		5 953	—
при плохой смазке	Q	17 859	—
при заедании		53 576	—



Рис. 3. График распределения пробегов автобусов "Волжанин" до схода с неисправностью карданной передачи

эксплуатирующей организации применяются болты класса прочности 8.8. При ремонте и сборке не применяются динамометрические ключи для затяжки болтовых соедине-

ний карданной передачи. Для фиксации болтовых соединений на автобусном производстве используется анаэробный фиксатор резьбы фирмы "Локтайт", тогда как в процессе ремонта в автоколонне устанавливаются пружинные шайбы низкого качества, которые в условиях динамической нагрузки теряют свои свойства. Все это приводит к ослаблению и обрыву болтов.

При ремонте в автоколонне, впрочем, как и при сборке автобусов на производстве, балансировка карданной передачи не производится из-за отсутствия стенов. В результате валы с существенным дисбалансом достаточно быстро разбивают шлицевые соединения, выводя из строя промежуточные опоры и вызывая повышенный износ шарниров. Последнему также способствует использование ненадлежащих смазок.

Литература

1. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высшая Школа, 1972. – 368 с.
2. Кулько П.А. Основы научных исследований: учебное пособие. ВолгоГТУ: Волгоград, 2005. – 129 с.

УДК 629.067

РАСЧЕТ ПУТИ И СКОРОСТИ НАЧАЛА И ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ПРОВЕДЕНИИ АВТОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ,
кандидаты техн. наук С.Х. ПЛИЕВ и В.Б. ТЕДЕЕВ
Горский ГАУ (8.8672.53-28-84);
Северо-Кавказский горно-металлургический институт (ГТУ)
(8.8672.40-74-22)

Приведен последовательный вывод пути и скорости начала торможения колесных машин для проведения автотехнической экспертизы.

Ключевые слова: торможение, путь, скорость, автотехническая экспертиза, дорожно-транспортное происшествие, автомобиль, трактор, трицикл.

Mamity G.I., Pliev S.Kh., Tedeev V.B.

CALCULATION OF THE BRAKING START AND DISTANCE FOR THE CONDUCTING OF AUTO-TECHNICAL EXPERTISE

Consecutive conclusion the formulas for calculation of the braking start and distance for the conducting of auto-technical expertise is given.

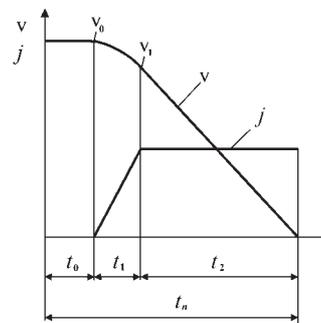
Keywords: braking, distance, speed, auto-technical expertise, road accident, automobile, tractor, tricycle.

Режимы движения колесной машины (автомобиля, трактора и т.д.) имеют решающее значение для сохранности опорной поверхности и безопасности движения. И один из наиболее важных с этой точки зрения таких режимов – торможение. Но при его рассмотрении некоторые авторы [1 и др.] включают в тормозной путь расстояние, проходимое колесной машиной с момента начала реагирования водителя на возникшую опасность. Что, на наш взгляд, неправомерно. Водитель, в зависимости от состояния здоровья, может не среагировать на опасность, и не сразу нажать на педаль тормоза. Поэтому очевидно, что нет никакой необходимости в том, чтобы включить это расстояние в расчет тормозного пути – его легко определить отдельно, как произведение скорости движения на время реакции водителя. Иначе говоря, время реакции водителя никак не может быть включено в процесс торможения: процесса-то нет. В связи с этим процесс торможения во времени лучше всего представлять в виде графической модели (см. рисунок).

Из него видно, что торможение заканчивается в момент, когда скорость движения машины становится равной нулю. Хотя стандарты и работы многих авторов, касающиеся тормозной диаграммы, продлевают кривую изменения замедления за пределы времени торможения $t_n = t_0 + t_1 + t_2$, соответствующего времени остановки машины, называя его временем растормаживания.

Как видим, налицо путаница в понятиях. Она произошла из-за того, что действительно, в отличие от скорости движения, которая в конце экстренного торможения становится равной нулю, кривая замедления, записанная на ленту осциллографа, не обрывается, отражая продольные и угловые затухающие колебания остановившегося автомобиля, вызванные продольной эластичностью шин и изменением нормальных реакций опорной поверхности. Однако эта путаница исчезает, если обратиться к теории движения автомобиля: согласно ей, тормозным путем считается расстояние S , пройденное колесной машиной (автомобилем, трактором, трициклом, мотоциклом) с момента нажатия на педаль до полной остановки (формула № 1 в таблице). Тогда можно записать дифференциальные уравнения движения машины для периодов t_0 , t_1 и t_2 (формулы № 2).

Проинтегрировав их дважды и просуммировав полученные выражения для x_0 , x_1 и x_2 , получаем формулу № 3, а затем, приняв во внимание, что последнее значение члена этого уравнения невелико, – формулу № 4.



№ формулы	Формула	Примечания
1	$S = x_0 + x_1 + x_2$	x_0, x_1, x_2 – путь, проходимый машиной за время t_0, t_1, t_2 соответственно; t_0 – время, за которое колодки переместятся до их соприкосновения с тормозным барабаном (диском); t_1 – время нарастания замедления от нуля до установившегося его значения; t_2 – время торможения с установившимся замедлением
2	$\ddot{x}_0 = 0;$ $\ddot{x}_1 + j t / t_1 = 0;$ $\ddot{x}_2 + j = 0$	Для $0 \leq t \leq t_0, 0 \leq t \leq t_1, 0 \leq t \leq t_2$ соответственно j – установившееся замедление; $\ddot{x}_0, \ddot{x}_1, \ddot{x}_2$ – замедления в периоды t_0, t_1, t_2 соответственно
3	$S = v_0 t_0 + v_0 t_1 / 2 + v_0^2 / 2 j - j t_1^2 / 24$	v_0 – скорость движения машины в начале торможения
4	$S = v_0(t_0 + t_1 / 2 + v_0 / 2 j)$	–
5	$j = (\varphi_x + f) g / \delta$	φ_x – коэффициент продольного сцепления шин с опорной поверхностью; f – коэффициент сопротивления качению; g – ускорение свободного падения; δ – коэффициент учета вращающихся масс
6	$S = v_0 [t_0 + t_1 / 2 + v_0 \delta / (\varphi_x + f) g]$	–
7	$\dot{x}_1 = -\frac{j}{t_1} \int_0^{t_1} t dt + C = v_0 - j t_1 / 2 = v_1$	–
8	$x_2 = v_1^2 / 2 j = S_{ю}$	–
9	$v_1 = \sqrt{2 j S_{ю}} = \sqrt{2(\varphi_x + f) g S_{ю} / \delta}$	–
10	$v_0 = \sqrt{2(\varphi_x + f) g S_{ю} / \delta} + (\varphi_x + f) g t_1 / 2 \delta$	–
11	$S_1 = v_0(t_0 + t_1 / 2) + (L - \varphi_x h) v_0^2 \delta / 2(\varphi_x + f) g b$	L – база колесной машины; h – высота расположения ее центра масс; b – расстояние от оси задних колес машины до центра масс
12	$S_2 = v_0(t_0 + t_1 / 2) + (L + \varphi_x h) v_0^2 \delta / 2(\varphi_x + f) g a$	a – расстояние от оси передних колес до центра масс
13	$\delta = 1 + (J_m i^2 \eta + J_k) / m r^2$	J_m – момент инерции маховика двигателя и связанных с ним вращающихся деталей; i – передаточное число трансмиссии; η – КПД трансмиссии; J_k – момент инерции всех колес машины; m – ее масса; r – радиус качения колеса
14	$\delta = 1 + J_m i^2 \eta / m r^2$	–
15	$\delta = 1 + J_k / m r^2$	–

Учитывая, далее, что значение j дает формула № 5, получаем формулу № 6, по которой для случая полного использования "сцепного веса" колесной машины можно определить минимально возможный путь торможения, что может дать, в ряде случаев, однозначный ответ на вопрос: была ли техническая возможность избежать наезда, столкновения и др. То есть осталось ли время для реакции водителя, а если осталось, то какое.

Если торможение происходит с юзом, то считается, что след этого юза при установившемся замедлении j остается на дороге. Тогда скорость v_1 начала юза определится (см. рисунок) из уравнения $\ddot{x}_1 + \frac{j t}{t_1} = 0$ (формула № 7).

С другой стороны, дважды проинтегрировав уравнение $\ddot{x}_2 + j = 0$ и учитывая, что $t_2 = v_1 / j$, легко найти выражение для тормозного пути x_2 , пройденного юзом (формула № 8). Откуда получаем формулу № 9. И если теперь подставить эту формулу в формулу № 7, можно по формуле № 10 определить по следу $S_{ю}$ юза скорость v_0 начала торможения.

Так обстоит дело с автомобилем. Но трицикл, в отличие от автомобиля, может иметь отдельные приводы на тормоза переднего (передних) и задних (заднего) колес. Поэтому для него рассмотренные выше уравнения № 4 и № 6 подходят только для случая торможения всеми коле-

сами. Если же торможение трицикла производится только передним (передними) колесом, тормозной путь дает формула № 11, а только задними (задним) колесами – формула № 12.

В формулы № 6, 9, 10–12 входит коэффициент δ учета вращающихся масс полноприводной колесной машины, если торможение, даже при юзе, происходит с неотсоединенным от трансмиссии двигателем. Он рассчитывается по формуле № 13, из которой видно, что при аналитическом определении коэффициента δ учитываются только маховик и колеса машины. Остальные вращающиеся массы (детали трансмиссии), ввиду малости создаваемых ими инерционных моментов, во внимание не принимаются. При торможении машины юзом с неотсоединенным от трансмиссии двигателем и заблокированными колесами формула № 13 приобретает вид формулы № 14. При торможении же машины с отсоединенным двигателем или движении накатом значение δ дает формула № 15. Наконец, если торможение происходит при отсоединенном двигателе и заблокированных колесах, то $\delta = 1$.

Литература

1. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений. 2-е изд., стер. М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 240 с.



УДК 621.09.06 (076): 658.56

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ КАК ОСНОВА КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРОИЗВОДИТЕЛЯ АВТОКОМПОНЕНТОВ НА МИРОВОМ РЫНКЕ

Канд. техн. наук С.В. КАСЬЯНОВ, Г.Ф. БИКТИМИРОВА
Филиал Казанского ФУ в Набережных Челнах (ИНЭКА) (917. 262-22-66),
ОАО "КамАЗ"

Показана целесообразность подготовки информационного обеспечения процесса управления качеством продукции по требованиям ISO/TS 16949:2009 на основе стандартизированной технологической документации. Предложена методика обучения специалистов командной работе.

Ключевые слова: конкурентные преимущества, производство автокомпонентов, технологическая документация.

Kasianov S.V., Biktimirova G.F.

TECHNOLOGICAL DOCUMENTATION AS A BASIS OF CAR PARTS MANUFACTURER COMPETITIVENESS IN THE WORLD MARKET

Expediency of creation of the information for product quality control under requirements ISO/TS 16949:2009 on the basis of the standardized technological documentation is shown. Methods of team work management of specialists are offered.

Keywords: competitive advantage, production of autocomponents, technological documentation.

О трудностях выживания российского автопрома в связи с вступлением в ВТО сказано более чем достаточно. Однако глубина анализа действительных проблем, с которыми сталкивается каждое отдельно взятое предприятие, пока оставляет желать много лучшего. Наиболее важно для любого из них сегодня — сохранение рабочих мест, т.е. долгосрочное поддержание своей конкурентоспособности в жестком соперничестве с ведущими мировыми автопроизводителями. А для этого необходимы: стабильный выпуск продукции мирового уровня качества; всесторонняя, безошибочная и максимально оперативная подготовка производства обновляемых изделий; выявление и ликвидация значимых потерь в действующем производстве.

Как и во всем мире, сегодня в России преобладают компактные автосборочные заводы, которые получают автокомпоненты от специализированных производств. Именно предприятия — производители автокомпонентов и могли бы стать точками роста, основой развития автомобильной отрасли. Пока что они, как правило, сосредоточены исключительно на производстве продукции, не имеют инженерных подразделений, не располагают собственными финансовыми ресурсами. Каждый работающий там специалист перегружен задачами сверх всякой меры. Чтобы добиться права стать поставщиком лидеров мирового рынка, такому предприятию потребуется запланировать достаточно большое количество шагов улучшений по каждой составляющей конкурентоспособности, обеспечить их ресурсами и организовать эффективное управление каждым из этих шагов.

Результат этой скрупулезной работы наряду с множеством прочих условий зависит от наличия и использования соответ-

ствующей информации. Насколько же подготовлена и как применяется информация для постоянного повышения качества продукции?

Как полноценная отрасль экономики отечественное автомобилестроение сформировалось в эпоху индустриализации в 1928–1932 гг. Страна к тому времени не имела ни собственных конструкций машин, ни производств, так что нам был уготован единственный путь — закупка за рубежом заводов для выпуска уже продаваемых моделей. Главным партнером стала компания "Форд". Оттуда на построенные у нас "фордовские" автомобильные и тракторные заводы пришла и тейлоровская система управления, к тому времени уже устаревшая. Она предназначена для обеспечения установленного качества выпускаемой продукции путем введения жесткого тотального контроля процессов выпуска продукции.

В начале XX века Г. Форд работал на еще незаполненных рынках сбыта, т.е. находился в положении монополиста. У него не было необходимости улучшать качество и бороться за каждого потребителя. Дешевый и производительный альтернативный контроль был достаточен для выпуска машин, востребованных на рынке. В условиях же плановой экономики СССР каждому заводу была заранее предопределена роль монополиста в своем сегменте продукции. Как и Г. Форд, наше государство полагало, что обезличенному потребителю, обязанному принять от изготовителя запланированную ему машину, достаточно предъявить изделие установленного качества. Таким образом, система Тейлора вполне естественно принялась и у нас.

Для ее осуществления в условиях единой государственной собственности разра-

ботана и стандартизована развита "Единая система технологической документации" [1]. В утвержденных формах технологических карт предписано изложение достаточно большого количества требований к качеству каждого компонента изделия, к условиям и параметрам процессов его производства (профессия и разряд рабочего, режимы процесса, эскизы обработки/сборки с указанием требований к точности, нормы времени, требования к безопасности труда [2]), а также перечислен полный комплекс необходимой оснастки и средств контроля. Эти формы отражают и достаточно глубоко проработанную структуру процессов производства. Так, в составе каждой операции должно быть выделено описание обработки в отдельных установках и станочных позициях. Систематизировано множество видов технологических переходов, в которых формируются простейшие элементы деталей. Для каждого из них требовалось представить графическую схему — эскиз обработки с указанием требований к качеству. Были также типизированы все элементы организации производства, пронормирована длительность вспомогательных процессов. Все это — несомненные плюсы нашей информационной системы, которая существенно упорядочила содержание комплекса требований к продукции и процессам ее выпуска, заложила фундамент для обеспечения качества. Терять ее нельзя, ведь иной документации, где столь подробно описано содержание процессов, просто не существует.

Теперь о недостатках.

Во-первых, в типовой организационной структуре предприятия от технолога не требовалось видения целостной системы его процессов. Предполагалось, что разработанные в специализированных подразделениях группы документов заставят каждого выполнять свои функции с должным качеством — и проектные работы, и подготовку производства, и обеспечение требуемого технического состояния оборудования (рис. 1). Стандартизация только сделала разные виды документов понятными и привычными соответствующим специалистам отрасли. Она также формализовала специальную подготовку будущих технологов и инженеров, причуя их выполнять требования стандартов (ГОСТов и ОСТов) путем заполнения стандартных форм. В ЕСТД предусмотрен единственный инструмент управления — контроль за выполнением этих требований (см. рис. 1). Используя его, система управления вроде бы должна обеспечить то, что запланировано — продукцию требуемого качества. Можно сказать, что этот принцип копирует классическую "толкающую" схему выпуска продукции: каждый обязан выполнить порученный ему объем работы, а требуемый конечный результат должен появиться сам собой. Однако на деле гарантировать это невозможно.

Во-вторых, техдокументация содержит требования только к качеству продукции и процессов ее выпуска. Например, в ней не отражены напрямую характеристики расхода

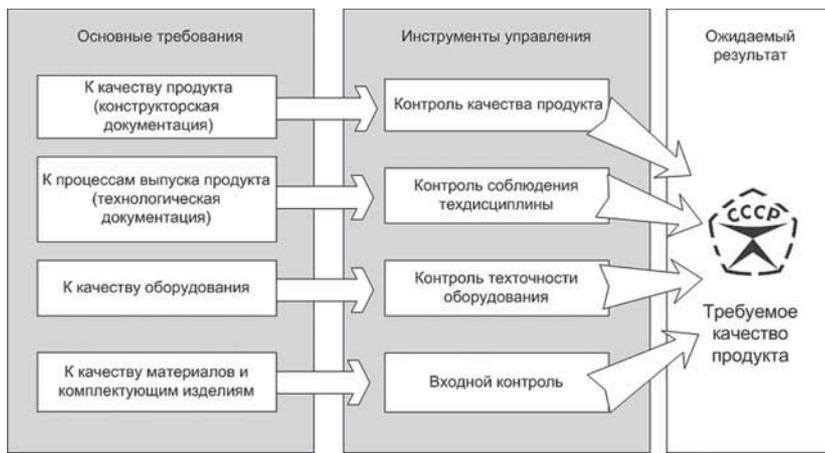


Рис. 1. Основные стандартизованные требования и инструменты обеспечения качества в советское время

ресурсов. Эти и другие требования изложены в документации других функциональных служб. Вследствие их изолированности друг от друга содержание информации в разных видах документов не увязывалось между собой [3]. Так что сегодня мало кто представляет, какое огромное количество нестыковок и упущений содержится в документах по жизненному циклу компонента. Вряд ли такая документация обеспечит результативность улучшений.

В-третьих, поскольку на закупленных у Форда заводах технология была уже материализована в специализированном оборудовании, наши технологи, по сути, не были обязаны дотошно продумывать и выверять ее содержание. Они попросту заносили в стандартные формы то, что сумели распознать путем наблюдения за уже созданным процессом. Ведь основное – заполнить и вовремя утвердить карту. Естественно, степень соответствия документов реальному процессу не могла быть достаточно высокой [3]. Но проверить это практически невозможно, так как основным методом их оценки была процедура нормоконтроля – проверки соответствия утвержденной форме. Лишь малую часть элементов технической информации можно было оценить через метрологическую экспертизу.

Наконец, поскольку обязательные требования к управлению уже действующим процессом в техдокументации сводятся только к "проверке" (см. рис. 1), специалисты не были обязаны собирать статистические данные. Они не приучены работать с текущей информацией: анализировать данные, формировать базы данных по качеству продукции и характеристикам процессов. Как следствие, уровень дефектности нашей продукции остается достаточно высоким, а фактическая стабильность процессов существенно ниже мирового уровня. Но если раньше это объясняли просто отсутствием в цехах средств измерения, то при сегодняшнем оснащении надо признать, что для постоянного улучшения качества у наших инженеров явно недостаточна культура работы с имеющейся информацией.

В отличие от ведущих мировых корпораций, которые были вынуждены в условиях жесткой конкуренции непрерывно совершенствовать отдельные инструменты и

системы управления качеством, советская административная экономика на десятилетия законсервировала древнюю тейлоровскую систему управления. Более того, именно она заложена во все применяемые в России САПР ТП.

Резюмируем, что содержание и обычай применения старой советской системы информационного обеспечения технологии при всех ее плюсах не может обеспечить конкурентоспособности на мировом рынке.

Тем не менее сегодня через руководителей и специалистов с прежним опытом работы привычка технологов к заполнению стандартных форм документов в ущерб глубине содержания информации, а также пренебрежение систематическим анализом имеющихся данных продолжает укореняться и на современных предприятиях по производству автокомпонентов. Это хорошо подтверждается в ходе внедрения международного отраслевого стандарта ISO/TS 16949:2009, к которому в России есть ряд приложений серии ГОСТ Р 51814 [4].

Мировой уровень качества весьма высок, но стандарт ISO/TS 16949:2009 [4] ориентирует поставщика на достижение абсолютной уверенности головного завода в качестве своей продукции. Поставщик обязан подтверждать не только способность процессов выпускать качественную продукцию, но и качество управления полным жизненным циклом проекта подготовки производства и выпуска автокомпонента (APQP). Вводится обязательное применение специальных инструментов управления процессами: анализ последствий потенциальных дефектов (FMEA), статистическое управление качеством (SPC) (рис. 2). В рамках комплекта PPAP поставщик обязан предоставить статистическое подтверждение высокой стабильности процессов, чтобы получить одобрение своего производства головным заводом.

Поскольку российские сборочные заводы требуют наличия сертификата по требованиям ISO/TS 16949:2009, руководство предприятий-поставщиков требует от специалистов по возможности быстрее это подтвердить. Даже нынешние выпускники технических вузов учились по образовательным стандартам, которые все еще скопированы с прежних. Восприятие внедряемого стандарта у них осталось тем же: главное – заполнить прилагаемые к нему формы, которых стало достаточно много. Поэтому нетрудно предположить, что при срочном задании на подготовку документов, подтверждающих качество процессов выпуска продукции, из-за своей чрезмерной загруженности технолог заготовит "отписку". Далее для него желательнее сократить что-нибудь из старых форм. Поэтому сегодня можно встретить специалиста с техническим образованием, который прямо призывает полностью отказаться от наших технологических карт и перейти только на приложения к стандарту ISO/TS 16949:2009 [4].

К сожалению, нет еще понимания того, что документ PPAP должен всего только дать представление потребителю о степени стабильности и управляемости процессов



Рис. 2. Копирование традиционного подхода к обеспечению качества при внедрении ISO/TS 16949:2009

выпуска автокомпонентов. В отличие от нашей техдокументации они не предназначены для текущего управления. Не так уж трудно показать, что их информационная ценность по сравнению с технологическими картами значительно ниже. Вот, например, определение карты потока процессов: "Схема, составленная из условных знаков и отражающая последовательность операций выпуска продукции" [4]. По сути, оно всего-навсего отражает содержание нашей маршрутной карты. Стандарт не уточняет, должны ли инженеры сверять содержание карты с прописанными в технологической документации переходами — ведь они регламентированы только национальными стандартами. Нет и требований к необходимой глубине и системности изложения требований к качеству.

Форма плана управления [4] охватывает полный цикл производства компонента, что и необходимо специалистам головного завода для оценки системы управления поставщика. Но процессы уровня технологического перехода в ней не выделены, хотя очевидно, что каждый показатель качества формируется именно в них. А для самого поставщика такая форма становится чересчур громоздкой. Она явно не годится для повседневного управления на отдельных рабочих местах.

У директоров предприятий представление о документации достаточно общее. Любая дополнительная выверка информации, которая пусть и необходима для улучшения процессов, но "тормозит" отчетность, сегодня воспринимается ими как "прихоть" придирчивого специалиста.

Наскоро оформив комплект РРАР, формально продемонстрировав применение обязательных статистических инструментов управления, заводчане, скорее всего, получат от российских органов по сертификации подтверждение о соответствии SMK новому отраслевому стандарту, но в полной мере обеспечить выполнение требований потребителей, как и прежде, не смогут.

Непонимание сущности международных требований, стремление к формальному их выполнению наглядно иллюстрирует живучесть "толкающей" схемы информационного обеспечения (рис. 2). Перспектив достижения конкурентоспособности не видно, а пропасть между отношением к разработке и использованию информации на наших и зарубежных предприятиях только углубляется.

Нам следует помнить, что внедрить новые требования невозможно, если уровень дефектности в операциях выше 200...300 ppm. Поэтому на многих предприятиях придется предварительно сделать процессы выпуска компонента достаточно стабильными, повысить общую культуру управления. При этом, в отличие от зарубежных предприятий, нашим производителям приходится менять систему управления не на стадии подготовки производства, а в условиях уже действующего производства.

Базовый принцип управления процессом APQP — командная работа. Значит, наши специалисты вместо выполнения узких функций в рамках своих подразделений должны будут оперативно решать проблемы предприятия в составе межфункциона-

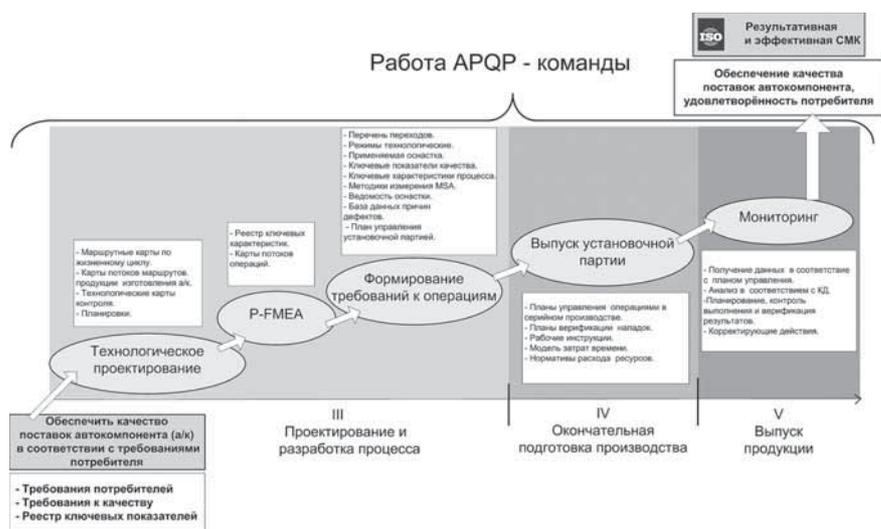


Рис. 3. Информационное обеспечение результативной и эффективной системы менеджмента качества

льной команды. Мало того, это неприемлемо для самих специалистов. У нас еще не ставился вопрос: "А можно ли вообще получить результат от APQP-команды, если представители разных служб не будут иметь перед собой понятного каждому из них комплекта информации о требованиях к продукции и процессам по всему жизненному циклу компонента?".

Для действительно результативного управления, обеспечивающего постоянное улучшение качества продукции, нужна максимально полная информация как о требованиях к процессу, так и о фактическом его состоянии. Как же ее подготовить, а главное — как приучить инженеров результативно ее использовать?

Примем, что информационное обеспечение технологии в соответствии со стандартом должно работать именно на выполнение требований потребителя, а конечной — верификация результативности управления (рис. 3). Для него есть готовая структурная основа — наша технологическая документация на процессы выпуска продукции.

Уточним, что на этапе технологического проектирования должны быть четко поставлены цели (в технологической документации это — требования), а также возможно более глубоко и внутренне непротиворечиво описано содержание управляемого процесса.

Первый шаг, который необходимо сделать — это обеспечить APQP-команду необходимыми данными. Сначала надо хотя бы собрать полный комплект техдокументации по всему жизненному циклу компонента (технологии обслуживания, ремонта, изготовления).

Чтобы команда смогла качественно провести FMEA, ей нужна методика освоения взаимосвязей между характеристиками разных технологий, а также выверки и увязки между собой содержания технологических карт множества разных процессов

изготовления полуфабрикатов и самих компонентов. Для этого весьма полезно использовать командное построение карт потоков процессов с одновременным анализом содержания технологической документации. В этом случае карты потоков следует рассматривать как документы внутреннего пользования APQP-команды.

В отличие от стандартной формы они должны быть двухуровневыми. Чтобы проследить потенциальные дефекты на каждом этапе жизненного цикла компонента, вначале надо построить карты из крупных процессов — потоков технологических маршрутов. Внутри маршрутов производства автокомпонента строятся потоки операций. Построение таких карт потоков, строго в соответствии с технологией — наиболее эффективное средство приобщения инженеров к совместной работе. Отчетную форму для комплекта РРАР из них собрать будет уже нетрудно.

Российский стандарт [2] не воспрещает дополнять операционную карту нужными для предприятия данными, так что именно ее целесообразно сделать основой нового информационного комплекса. На стадии технологического проектирования в ее содержание надо будет добавить все современные требования, которых раньше не было. Прежде всего это обозначения ключевых показателей качества автокомпонента и ключевых характеристик переходов. Обязательно нужно также разработать и приложить не требовавшиеся ранее методики измерения ключевых показателей для процедуры MSA. Полезно добавить к описанию содержания переходов перечень действующих в них основных причин потенциальных дефектов. Таким образом, APQP-команда создает на стадии подготовки производства первичный комплекс современных требований к каждой операции.

По результатам выпуска установочной партии с учетом фактической стабильности конкретной операции формируется следующий блок требований: протоколы подтверждения приемлемости измерительных систем; планы управления ключевыми характеристиками переходов; планы верификации

наладок; окончательно выверенные рабочие инструкции.

После их составления становится известен набор действий по выполнению производственных заданий на рабочем месте. Современный технолог может теперь объективно рассчитать и трудоемкость, и нормативы расхода всех значимых видов ресурсов. Этот блок информации закладывает условия для обеспечения стабильности процессов, а также разумный минимум затрат на их реализацию.

Завершающая часть информационного комплекса – текущие записи данных мониторинга, а также результаты их анализа. Они необходимы для планирования корректирующих действий уже в действующем процессе. Их также разумнее не отрывать от технологической документации.

Новые требования к управляемости процессов означают многократный рост объема информации. Очевидно, что для его создания, обработки и анализа требуется разработка автоматизированных систем управления. "Ручное" составление документов должно окончательно остаться в прошлом.

Зато такая структура информации позволит решать весь объем задач по поддержанию конкурентоспособности: обеспечить командный анализ проблем; организовать мониторинг по любому показателю; ранжировать значимость выявленных проблем и определить порядок их решения; максимально оперативно планировать результативные корректирующие и предупреждающие действия.

Она помогает избежать многих сегоднешних ошибок и становится фундаментом для достижения высокой степени результативности и эффективности системы менеджмента качества предприятия.

На российских предприятиях важно, кроме того, на практике приучить инженеров работать в команде APQP, приходить к единой оценке значимости каждой проблемы и добиваться нужных предприятию результатов. Желательно, чтобы процедура создания и поддержания такого информационного комплекса была отработана для подготовки производства каждого автокомпонента.

Итак, на примере только одного аспекта – подготовки информационного обеспе-

чения для управления процессом выпуска продукции – можно убедиться, что переход на отраслевую систему менеджмента качества на деле представляет собой комплекс исключительно сложных задач. Если всестороннее обеспечение каждой из них не будет предусмотрено еще на стадии создания предприятия, тиражируемые из прошлого опыта ошибки практически уже не позволят перейти на мировой уровень качества. Такое предприятие обречено.

Литература

1. ГОСТ 3.1001–81. Общие положения.
2. ГОСТ 3.1129–93. Общие правила записи технологической информации в технологических документах на технологические процессы и операции.
3. Касьянов С.В., Горельшева М.М. Информационное обеспечение процессов – путь к эффективному функционированию СМК // Стандарты и качество. 2011. № 2.
4. ГОСТ Р 51814.6–2005. Менеджмент качества при планировании, разработке и подготовке производства автомобильных компонентов.

УДК 621.43

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ И РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОДА НА АВТОМОБИЛЕ

Канд. техн. наук Л.Н. БОРТНИКОВ, Д.А. ПАВЛОВ,
д-р техн. наук М.М. РУСАКОВ
Тольяттинский ГУ (8848. 53-92-65)

Приведены методика расчета и результаты анализа влияния на экономичность автомобильного поршневого ДВС с искровым зажиганием водорода, вырабатываемого бортовым генератором. Показано, что положительный эффект за счет интенсификации процесса горения водородом может быть получен только для режимов малых нагрузок и при КПД генератора более 75...90 %.

Ключевые слова: поршневой ДВС, топливная смесь, водород, сгорание, коэффициент полезного действия, электролизер.

Bortnikov L.N., Pavlov D.A., Rusakov M.M.

EXPERIMENTAL AND ACCOUNTING ESTIMATIONS OF THE EFFICIENCY OF THE HYDROGEN APPLICATION ON BOARD THE CAR

The influence of onboard produced hydrogen on the efficiency of automotive spark discharged ICE was investigated. The experimental results and calculation method are presented. The possibility of positive effect of combustion intensification by hydrogen can be obtained for small engine loads and hydrogen generator efficiency more than 75...90 % only.

Keywords: internal combustion engine, fuel mixture, hydrogen, combustion, coefficient of efficiency, electrolysis.

Широко известно [1 и др.], что применение водорода, даже при незначительных по количеству его присадок к углеводородному топливу, положительно влияет на процесс сгорания: повышает его полноту, благодаря чему снижается расход топлива и показатели токсичности отработавших газов. Исследованиями в этой области занимались Р. Рикардо, Д. Эррен и др. еще с 1920-х гг., а в Германии в 1930-х гг. находились в эксплуатации не только авиационные двигатели, работающие на водороде (на дирижаблях), но и автомобильные – на автобусах, курсирующих в природных заповедниках. Правда, потом интерес к водороду пропал и снова возник лишь в 1960–1970-х гг., когда стали очевидными предпосылки исчерпаемости природных запасов углеводородов и наступил первый энергетический кризис. Тогда и за рубежом, и в нашей стране проводились широкомасштабные ис-

следования, среди которых можно отметить работы академика В.В. Струминского, харьковской школы И.Л. Варшавского, генерального конструктора авиационных двигателей Н.К. Кузнецова и др. Но особенно резко такой интерес вырос в 1990-е гг. – в связи с ожиданиями появления дешевых технологий получения водорода и развитием энергетических установок автомобилей на основе топливных элементов (электрохимических генераторов). В итоге сейчас в мире уже работают более 2000 водородных заправочных станций [2], и их число непрерывно увеличивается. Более того, находят применение и способы получения водорода непосредственно на борту автомобиля [3].

Однако многие проблемы теории, несмотря на успехи практики, до сих пор остаются дискуссионными. В частности, такая проблема, как оценка эффективности применения водорода на автомобиле и вообще перспектив водородной энергетики. Это связано с тем, что на получение водорода затрачивается определенная энергия, отбираемая от двигателя, т.е. с увеличением механических потерь, снижающих его КПД. Иначе говоря, эффективная мощность N_e двигателя с генератором водорода должна быть представлена в виде формулы № 1 (см. таблицу). Но, как известно, при добавке к углеводородному топливу водорода отмечается существенная активизация горения (промотирование) смеси, повышающая полноту ее сгорания. Поэтому формулу № 1 можно записать в виде формулы № 2.

Анализ этой формулы позволяет отметить: мощность N_e системы "ДВС–генератор водорода" в зависимости от величины ΔN_p при добавке в топливную смесь водорода относительно исходной мощности N_{0e} двигателя может, в принципе, как увеличиваться, так и уменьшаться: при повышении полноты сгорания – увеличиваться, при отсутствии данного эффекта – уменьшаться.

Таким образом, для оценки действительного эффекта влияния водорода необходимо определять ΔN_p и N_f . И это возможно. Так, N_f можно найти по известным достигнутым и перспективным техническим характеристикам генераторов водорода (например, для электролизеров – по потребляемой ими мощности). Что касается величины ΔN_p , то следует отметить, что природа промотирования горения до настоящего времени мало изучена как в теоретическом, так и в практическом планах, поэтому расчет ее количества в общем случае затруднен [4]. Однако для ДВС с этой целью может быть применена полупырическая методика

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_e = N_{e0} - N_r$	N_{e0} – эффективная мощность двигателя; N_r – мощность, затрачиваемая на получение водорода
2	$N_e = N_{e0} + \Delta N_p - N_r$	ΔN_p – увеличение мощности за счет промотирования горения топливной смеси водородом
3	$\beta = \frac{G_b + k G_H}{G_{b0}}$	G_b – расход бензина; G_H – расход водорода; G_{b0} – расход бензина без добавки водорода на определенном скоростном и нагрузочном режимах при одинаковых значениях N_e и α ; $k = 2,73$ – отношение низших теплот сгорания водорода и бензина
4	$\alpha = \frac{G_b}{G_b l_{0b} + G_H l_{0H}}$	G_b – расход воздуха на данном режиме работы двигателя; l_{0b} и l_{0H} – стехиометрические соотношения бензина и водорода с воздухом
5	$G_b = \beta G_0 - k G_H$	–
6	$\eta = \frac{Q}{Q_r} = \frac{N}{\beta G_0 H_{u6}} = \frac{\eta_0}{\beta}$	Q – количество тепла, эквивалентное совершаемой работе; Q_r – количество подведенного с топливом тепла; N – мощность двигателя (индикаторная или эффективная); η_0 – КПД двигателя при работе на бензине; H_{u6} – низшая теплота сгорания бензина
7	$N_r = UJ$	U – напряжение питания; J – потребляемый ток
8	$Q = G_H H_{uH}$	H_{uH} – низшая теплотворная способность водорода
9	$\eta_r = \frac{G_H H_{uH}}{JU}$	–
10	$\eta_\Sigma = \eta \eta_r = \frac{\eta_0 G_H H_{uH}}{\beta JU}$	–
11	$\eta_\Sigma = \frac{\eta_0 G_H H_{uH}}{3600 \beta JU}$	–

определения показателей двигателя, изложенная в работе [5]. Ее суть – применение безразмерного параметра β , представляющего собой отношение количества теплоты, подведенной со смесевым топливом (бензин+водород), к теплоте, подведенной при работе ДВС только на бензине, при условии сохранения постоянной его мощности. Параметр β определяется по формуле № 3.

Заметим, что β является функцией коэффициента α избытка воздуха, который определяется по формуле № 4 вне зависимости от доли водорода в смесевом топливе и режима работы двигателя, т.е. параметр β – обобщенная характеристика горения бензоводородовоздушной смеси. Этот факт позволяет найти расход G_b бензина в зависимости от количества добавляемого водорода по известному его расходу G_0 при работе без присадки водорода (формула № 5). И, следовательно, проводить анализ влияния изменения долей бензина и водорода в композитном топливе

на показатели ДВС, оценивать индикаторный (η_i) или эффективный (η_e) КПД двигателя по формуле № 6.

Таким образом, для определения величины КПД при работе двигателя на смеси бензина и водорода необходимо знать его КПД при работе на бензине и величину β , которая, как показано в работе [5], может быть представлена в виде единой для данного двигателя зависимости. (В качестве примера на рис. 1 такая зависимость приведена для двигателя ВАЗ-2111.)

Мощность N_r , потребляемая генератором водорода (например, электролизером), применение которого наиболее широко рассматривается в настоящее время [3 и др.], также может быть определена не только по его паспортным данным, но и по формуле № 7, а количество Q теплоты, выделяющейся при сгорании полученного водорода, – по формуле № 8. Тогда КПД генератора водорода по соотношению затраченной энергии и энергии, полученной при сгорании водорода за единицу времени, можно подсчитать по формуле № 9, а общий КПД системы "ДВС–генератор" при каждом конкретном значении коэффициента α избытка воздуха – по формуле № 10. Или, подставив в нее G_H в кг/ч, H_{uH} в Дж/кг, J в А и U в В – по формуле № 11.

На рис. 2 приведены результаты эксперимента и расчеты изменения КПД двигателя и системы "двигатель–генератор водорода (электролизер)" при работе на режиме холостого хода и минимальной частоте вращения коленчатого вала при значениях η_r , принятых равными 60, 75 и 90 %, соответствующих современным и перспективным показателям электролизеров. Точки в виде ромбиков характеризуют результаты эксперимента при работе двигателя рабочим объемом 1,5 л и степенью сжатия 9,9 на водороде (ВАЗ-2111), подаваемом от внешнего источника (баллона высокого давления), т.е. без затрат энергии от двигателя на получение водорода, круглые – работу двигателя только на бензине (без добавок водорода). Результаты расчетов, выполненных по формуле № 6, для этих условий представлены толстыми линиями; тонкими линиями – результаты расчетов по формуле № 10 КПД системы "двигатель–генератор" при разных значениях η_r и производительности генераторов водорода. При этом сплошные линии соответ-

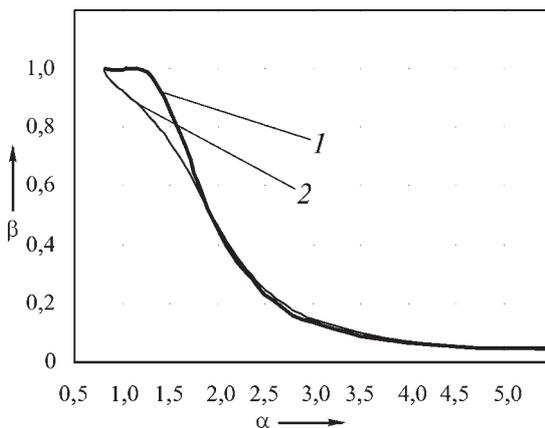


Рис. 1. Графики изменения обобщенного параметра горения смеси бензина с водородом:

1 – нагрузочные режимы; 2 – режимы глубокого дросселирования

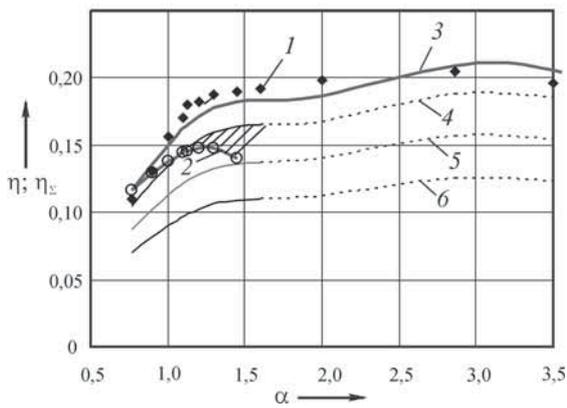


Рис. 2. Изменение индикаторного КПД двигателя VAZ-2111 и КПД системы "двигатель-электролизер" при $n = 850 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0$:

1 – подача водорода из баллона; 2 – работа двигателя на бензине; 3 – расчет по формуле № 6; 4 – $\eta_r = 0,9$; 5 – $\eta_r = 0,75$; 6 – $\eta_r = 0,5$

вуют относительно малой производительности ($H = 0,0083 \text{ кг/ч}$, или 100 л/ч), а их продолжение штриховыми – большей, соответствующей значениям расхода вплоть до работы на чистом водороде. При этом, понятно, увеличение производительности генератора водорода при постоянном КПД приводит к расширению нижнего предела горения смеси по α и соответствующему данному обеднению смеси возрастанию КПД двигателя (до определенного предела $\alpha \approx 2,5$ [1]), а увеличение его КПД – к изменению общего КПД системы "двигатель-генератор".

На основании расчетов, для наглядности полученных результатов, авторы построили также зависимости $\eta_\Sigma = f(\eta_r)$, приведенные на рис. 3, на котором пунктирными линиями (1, 2 и 3) обозначены значения КПД, соответствующие работе двигателя на бензине (без генератора водорода), а сплошными (4, 5 и 6) – на смеси "бензин+водород".

Из рис. 2 и 3 видно: применение генераторов, имеющих $\eta_r < 0,75$ в диапазоне $\alpha = 1,0 \dots 1,4$, всегда снижает общий КПД системы "двигатель-генератор" (часть кривых 1, 2 и 3 расположены ниже линий, характеризующих работу двигателя на бензине). Но при $\alpha = 1,0$ и $1,2$ и $\eta_r > 0,9$ кривые η_Σ располагаются выше кривых КПД, характерных для работы на бензине, а при $\alpha = 1,4$ – уже при $\eta_r > 0,8$. Это соответствует известному факту большего влияния водоро-

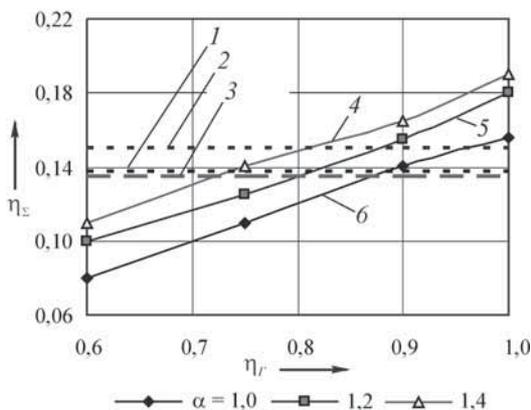


Рис. 3. Изменение КПД системы "ДВС-генератор водорода":

1, 2, 3 – работа двигателя на бензине соответственно при $\alpha = 1; 1,2; 1,4$; 4, 5, 6 – работа двигателя на смеси "бензин+водород" при тех же значениях

да на процесс горения углеводородных топлив в бедной области [1].

При увеличении η_r значения η_Σ , как видно из рис. 3, возрастают (верхняя часть кривых 4, 5, 6) и при $\eta_r \geq 0,9$ они превышают величины, соответствующие работе двигателя на бензине (заштрихованная область на рис. 2).

Отметим, что при $\eta_r > 0,9$ и в области $\alpha < 1$ происходит некоторый рост η_Σ вследствие промотирования горения при работе двигателя на данном режиме, т.е. результаты приблизятся к данным, соответствующим работе двигателя при питании водородом от постороннего источника (см. рис. 2).

Таким образом, полученные результаты показывают, что для повышения эффективности двигателя путем при-садки в топливную смесь водорода при коэффициенте α избытка воздуха смеси, равном 1,0, как это характерно для современных автомобилей, в рассматриваемом случае необходимо применять генератор водорода – электролизер, имеющий КПД более 90 %, или осуществлять рабочий процесс при $\alpha > 1$.

Принципиально это возможно, однако уровень КПД современных промышленных электролизеров пока, к сожалению, не превышает величины $\eta_r = 0,8$, а требования к токсичности АТС ограничивают диапазон изменения коэффициента избытка воздуха пределами, незначительно отличающимися от $\alpha = 1$.

Следует отметить также, что зафиксированный на рис. 2 эффект увеличения КПД объясняется повышением полноты сгорания смеси топлив, характерным для режимов глубокого дросселирования, и отражается в области $\alpha = 0,8 \dots 1,8$ параметром β , график которого представлен на рис. 1. При увеличении нагрузки на двигатель данный эффект уменьшается, и уже при относительно малых ее значениях, характеризующихся по расходу воздуха величиной $\sim 10 \dots 15 \%$ от номинального значения для данного двигателя, рассматриваемый эффект полностью отсутствует. Этот факт тоже отражается параметром β , который для нагрузочных режимов в области $\alpha < 1,8$ имеет большие значения, что соответствует отсутствию активации (промотирования) горения. Причина такого эффекта – особенности горения бензоводородоуглеродовоздушной смеси. В частности, активизирующее действие водорода на горение только при низком уровне подготовки смеси (качестве смеси-образования), что характерно для частичных нагрузок и особенно – для режима холостого хода и минимальной частоте вращения коленчатого вала. На режимах же повышенных нагрузок и частотах вращения коленчатого вала топливная смесь более гомогенна и равномерна, и водород в этих условиях является аддитивным компонентом, т.е. при его введении в смесь происходит простое замещение бензина пропорционально теплотворной способности (при выделении одинакового количества теплоты).

На рис. 4 (обозначения те же, что и на рис. 2) для иллюстрации рассматриваемого эффекта приведены графики изменения индикаторного КПД системы "ДВС-электролизер" при работе двигателя на режиме холостого хода и минимальной частоте вращения коленчатого вала при расчетном исключении активизации горения водородом путем применения в формуле № 10 зависимости β , характерной для нагрузочных режимов (см. рис. 1). Из него можно видеть, что и при $\eta_r = 0,9$ общий КПД системы меньше его значения, характерного для работы двигателя на бензине и достигает его уровня только при $\eta_r = 1$, что, понятно, невозможно.

На рис. 5 даны экспериментальные данные (точки) и результаты расчетов (линии) при работе ДВС с питанием водородом от внешнего источника и от генератора водорода на скоростном режиме $n = 2185 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузке $p_e = 0,2 \text{ МПа}$, представляющем средние значения стандартного европейского ездового цикла.

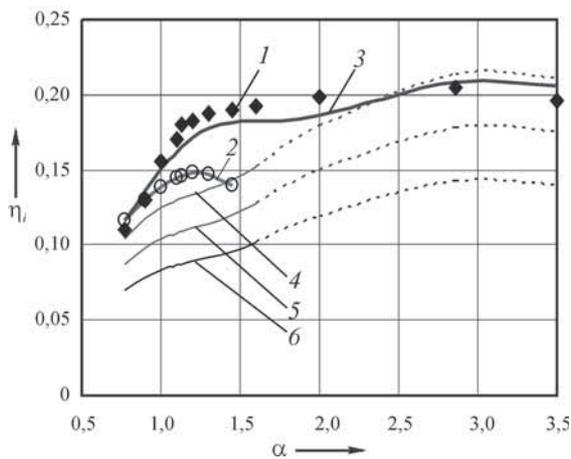


Рис. 4. КПД системы "двигатель-электролизер" при отсутствии активации горения и при $n = 850 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0$. Обозначения те же, что и на рис. 2

Как видим, до $\alpha = 1,2$, как при работе на бензине, так и на бензине с добавками водорода, КПД одинаковы. При увеличении α (за счет присадки водорода) КПД как двигателя, так и системы "ДВС-генератор" возрастает вследствие большего значения нижнего предела воспламенения смеси. Однако в данном случае, в отличие от режимов глубокого дросселирования, область повышенных, по сравнению с работой на бензине, значений КПД отсутствует: увеличение КПД происходит только при росте α , что достигается повышением доли водорода в смеси, т.е. его расхода (штриховые части линий). При этом отметим, что так же, как и для графиков рис. 2, каждому значению КПД генератора соответствует постоянная производительность по водороду, а следовательно, и значение бедного предела воспламенения смеси топлив.

Для сравнения соответствия результатов проведенного анализа экспериментальным данным на рис. 6 приведена характеристика холостого хода, полученная на автомобиле ВАЗ-210932 при работе его двигателя с бортовым генератором водорода, потребляющим мощность порядка 400 Вт и вырабатывающим 100 л/ч водорода ($\eta_r \approx 70\%$). Из него следует, что расход бензина при подаче водорода от бортового генератора выше расхода, соответствующего работе двигателя без водорода. Кроме того, влияние водорода существенно сказывается на объемном содержании несгоревших углеводородов в отработавших газах. Например, в

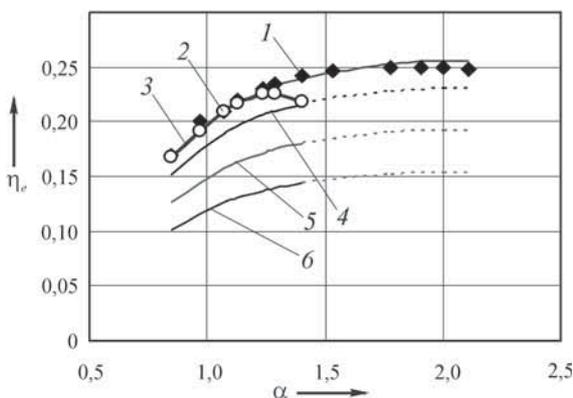


Рис. 5. КПД системы "ДВС-генератор" при работе на нагрузочном режиме и $n = 2185 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,2 \text{ МПа}$. Обозначения те же, что на рис. 2 и 4

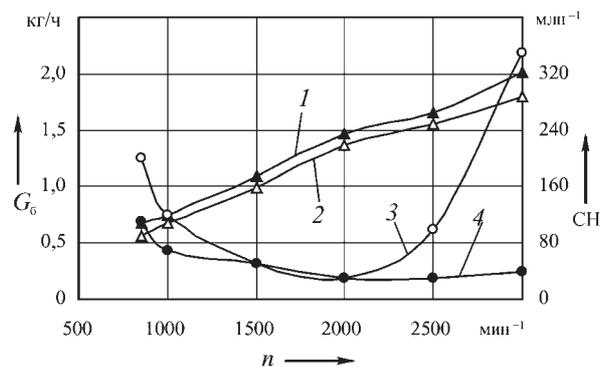


Рис. 6. Характеристика холостого хода при подаче водорода от бортового генератора водорода:

1 – G_6 при $G_H = 0,0066 \text{ кг/ч}$; 2 – G_6 при $G_H = 0$; 3 – CH при $G_H = 0,0066 \text{ кг/ч}$; 4 – CH при $G_H = 0$

области частот вращения коленчатого вала, превышающих 2000 мин^{-1} , их концентрация очень незначительна.

Таким образом, полученные расчетные и экспериментальные данные позволяют заключить, что применение бортовых генераторов водорода на автомобиле сопровождается снижением эффективности системы "ДВС-генератор", характеризуемой общим КПД, т.е. ухудшением экономичности ДВС. Некоторое увеличение КПД может быть получено при использовании эффекта активизации горения (промотирования), который реализуется на определенных режимах работы двигателя. При этом КПД генератора водорода, оцененный по соотношению затрат на получение данного его количества, и тепловой энергии, получаемой при его сгорании и коэффициенте избытка воздуха (например, $\alpha = 1$), должен составлять $\sim 90\%$.

Следует также отметить, что при использовании бортовых генераторов вследствие активизации горения водородом имеет место известный факт существенного снижения концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах, а также за счет расширения нижнего предела воспламенения комбинированной смеси и возможного в связи с этим ее обеднения – монооксида углерода и оксидов азота.

Водород, запасаемый на борту автомобиля в газообразном или жидком виде, способствует увеличению КПД двигателя для режимов, характерных при практически прикрытой дроссельной заслонке (за счет активации горения смеси) и для нагрузочных режимов при $\alpha > 1,2$ (за счет расширения нижнего предела воспламенения). Однако при этом, понятное, в суммарные энергетические затраты следует включать затраты энергии на получение водорода на стационарных специализированных установках, а также учитывать выбросы вредных веществ, связанные с этим процессом, что в итоге также требует применения высокоэффективных технологий его получения.

Работа выполнялась при финансовой поддержке грантом РФФИ 11.08.00637а

Литература

1. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев: Наукова думка, 1984. – 141 с.
2. Пономарев-Степной Н.Н., Столяровский А.Я. Атомно-водородная энергетика пути развития // Энергия. 2004. № 1. С. 3–9.
3. Электролизеры [Электронный ресурс]. <http://sdsauto.com/el.htm> (дата обращения: 12.09.2012). загл. с экрана.
4. Большова Т.А., Коробейничев О.П. Промотирование и ингибирование водородно-кислородного пламени добавками триметилфосфата // Физика горения и взрыва. 2006. Т. 42. № 5. С. 3–13.
5. Бортников Л.Н. Особенности горения бензоводородовоздушной смеси в цилиндре поршневого ДВС и определение оптимального соотношения бензин-водород // Физика горения и взрыва. 2007. Т. 43. № 4. С. 8–14.



УДК 331.104

ПЕРСОНАЛ ТРАНСПОРТНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА США

д-р техн. наук Е.С. КУЗНЕЦОВ
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассматривается персонал, связанный с производством и эксплуатацией транспортных средств в США, включая автомобили: численность, распределение по видам транспорта, направлениям и видам деятельности, а также тенденции изменения в сложных экономических условиях.

Ключевые слова: перевозки, производство, эксплуатация, персонал, тенденции, США.

Kuznetsov E.S.

TRANSPORTATION-RELATED EMPLOYMENT THE USA

Personnel involved with manufacturing and operation of transport equipment in the USA, including automobiles is considered: its number, distribution by modes of transport types and fields of activity are examined; trends and changes that are taking place in the current difficult economic conditions are also discussed.

Keywords: transportation, manufacturing, maintenance, personnel, trends, USA.

В любой стране транспортный процесс осуществляется, а также прямо или косвенно поддерживается рядом отраслей, подотраслей, хозяйствующих субъектов. Это собственно перевозка пассажиров и грузов различными видами транспорта; производство самих транспортных средств, их компонентов, запасных частей и материалов; обеспечение работоспособности транспортных средств на протяжении всего жизненного цикла, без которого невозможно их участие в транспортном процессе.

Так, в ежегодном статистическом обзоре американской ассоциации производителей автомобилей (ААМА) раздел "Автомобильный бизнес" включает информацию о производстве автомобилей, перевозках, техническом обслуживании, ремонте и по ряду других "эксплуатационных" вопросов. Согласно материалам бюро трудовой статистики (BLS) Министерства труда и североамериканскому промышленному классификатору (NAICS), как промышленный, так и эксплуатационный персонал относится к "обеспечивающему транспортный процесс".

Определим совокупность отраслей, осуществляющих и обслуживающих перевозки, как транспортно-производственный комплекс (ТПК). Рассмотрим по материалам упомянутого бюро за 2010 г. численность и распределение персонала – одну из важнейших характеристик, особенно значимую в условиях кризиса и рецессии. Для сравнения примем 2000 г., в течение которого было продано в США максимальное число автомобилей – 17 812 тыс. (Анализ персонала ТПК проводился по следующим признакам: место персонала ТПК на рынке труда; распределение персонала по направлениям (сферам) деятельности; производство и эксплуатация транспортных средств; распределение персонала по блокам ТПК, соответствующим видам транспорта (автомобильный, железнодорожный и др.); распределение персонала (на примере автомобильного блока) по видам деятельности; эластичность персонала ТПК в условиях кризиса и рецессии.)

Персонал ТПК США в 2010 г. насчитывал 9,22 млн человек, или 7,1 % всех работающих. По видам транспорта персонал, занятый на перевозках (табл. 1), распределялся следующим образом: автомобильный (без домашних хозяйств) – 68,2 %, в том числе грузовой – 50,6 и пассажирский 17,6; воздушный – 18,8; железнодорожный – 8,7; водный – 2,6; трубопроводный – 1,7 %.

На производство транспортных средств приходилось 32,9 % персонала ТПК, эксплуатацию – 67,1 %. Для автомобильного блока (табл. 2) соответственно – 27,1 и 72,9 %. Всего на производство и эксплуатацию автомобилей приходилось 80,1 % персонала ТПК США.

За рассматриваемый период (2000–2010 гг.) персонал ТПК США сократился на 16,1%, в том числе по направлениям: производство – на 32,8 %, эксплуатация – на 4,6 %. Наибольшее сокращение произошло в производстве автомобилей, запасных частей и комплектующих (–40,4 %), а также техники для железнодорожного транспорта (–18,6 %). Численность персонала возросла на производстве техники для водного и трубопроводного транспорта.

Таблица 1

Вид транспорта	Численность персонала, тыс. чел. (%)		2010 к 2000 г., %
	2000 г.	2010 г.	
Автомобильный, в том числе:			
грузовой	1777,9 (65,1)	1676,3 (68,2)	94,3
пассажирский	1405,8 (51,5)	1244,1 (50,6)	88,5
пассажирский	372,1 (13,6)	432,4 (17,6)	116,2
Воздушный	614,4 (22,5)	464,2 (18,8)	75,6
Железнодорожный	231,7 (8,5)	214,9 (8,7)	92,7
Водный	56,0 (2,1)	62,8 (2,6)	112,1
Трубопроводный	48,0 (1,8)	42,4 (1,7)	88,3
Всего	2728,0 (100,0)	2468,0 (100,0)	90,2

Таблица 2

Направление и виды деятельности	Численность персонала, тыс. чел. (%)		2010 к 2000, %
	2000 г.	2010 г.	
Производство автомобилей и запасных частей	3355,5 (35,6)	2000,5 (27,1)	59,6
Эксплуатация автомобилей, в том числе:	6012,6 (64,2)	5388,9 (72,9)	89,5
перевозки	1771,9 (19,0)	1676,2 (22,7)	94,3
сервис и техническая эксплуатация	4234,7 (45,2)	3712,3 (50,2)	87,7
Производство и эксплуатация	9360,2 (100,0)	7389,4 (100,0)	78,9
То же к ТПК, %	65,2	80,1	—

Таблица 3

Вид производства	Численность персонала, тыс. чел. (%)		2010 к 2000, %
	2000 г.	2010 г.	
Автомобили легковые и легкие коммерческие	2143,0 (63,9)	1382,0 (69,1)	64,5
Автомобили средней и большой грузоподъемности	237,4 (7,1)	124,5 (6,4)	53,7
Кузова и прицепной состав	54,0 (1,6)	23,6 (1,2)	44,1
Запасные части	839,5 (25,0)	415,1 (20,8)	49,4
Шины	80,8 (2,4)	52,1 (2,6)	49,4
Всего	3355,6 (100,0)	2000,5 (100,0)	59,6

Таблица 4

Вид деятельности	Численность персонала, тыс. чел. (%)		2010 к 2000 г., %
	2000 г.	2010 г.	
Техническое обслуживание и ремонт	888,1 (21,0)	799,6 (21,5)	90,0
Заправка топливом и маслами (АЗС)	935,7 (22,1)	816,4 (22,0)	81,3
Розничная торговля автомобилями и запасными частями	1846,9 (43,6)	1624,5 (43,8)	82,0
Оптовая торговля автомобилями и запасными частями	355,7 (8,4)	309,4 (8,3)	87,0
Торговля технологическим оборудованием (включая лизинг)	208,3 (4,9)	162,6 (4,4)	78,1
Всего	4234,7 (100,0)	3712,5 (100,0)	87,7

Персонал автомобильного блока (производство и эксплуатация) в 2010 г. распределился следующим образом: производство автомобилей, запасных частей и комплектующих – 27,2 %; автомобильный сервис – 50,2; автомобильные перевозки – 22,7 %.

В табл. 3 и 4 приведено распределение производственного и эксплуатационного персонала автомобильного блока по направлениям и видам деятельности. Численность персонала производственного направления в 2010 г. составила 2 млн человек, в том числе на производстве автомобилей – около 70 %, запасных частей – 20...25 %, что вообще характерно для стран с развитой автомобильной промышленностью. Персонал, занятый технической эксплуатацией и сервисом автомобилей, насчитывал в 2010 г. 3,7 млн человек, или 50,2 % персонала автомобильного блока и 40,3 % персонала ТПК.

При анализе табл. 4 необходимо учитывать, что розничная торговля автомобилями осуществлялась в основном дилерами и в ней участвовала только часть персонала (20...25 %). Остальной персонал проводил техническое обслуживание и ремонт. Всего же численность ремонтно-обслуживающего персонала автомобильного блока ТПК составила 2,0...2,2 млн работающих, или 113...124 автомобилей парка на одного работающего.

Проведенный анализ показывает, что различные направления, виды транспорта и деятельности ТПК по-разному реагируют на происходящие в экономике изменения, увеличивая или сокращая численность привлекаемого персонала. Иными словами, они имеют разную устойчивость по отношению к упомянутым изменениям. Для оценки этой реакции воспользуемся индексом устойчивости персонала (ИУП), позволяющим определить направление ("плюс" – увеличение, "минус" – сокращение) и величину (% с округлением до целых) изменения численности персонала за рассматриваемый период.

В качестве примера приведем ИУП по видам деятельности автомобильного блока ТПК США: автомобильные пассажирские перевозки – +16; техническое обслуживание и ремонт – –10; автомобильные грузовые перевозки – –12; розничная торговля автомобилями и запасными частями – –18; розничная торговля топливом (заправка) и маслами – –19; производство легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности – –39; грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности – –46; кузовов и прицепного состава – –56 и запасных частей – –51. В целом ИУП автомобильного блока ТПК составил –21, в том числе: эксплуатация – –11, производство – –40. Аналогичные индексы для ТПК в це-

лом: –13; –4; –34. Таким образом, в условиях кризиса и рецессии сфера эксплуатации автомобилей (как и других транспортных средств) оказалась более устойчивой, чем сфера производства.

Одним из важнейших факторов, обеспечивающих устойчивость эксплуатации, является стабилизирующая роль автомобильного парка, работоспособность которого поддерживается, а работа обеспечивается при прочих равных условиях именно эксплуатацией. Действительно, несмотря на существенное сокращение за рассматриваемый период пополнения парка (более чем на 34 %), автомобильный парк все же увеличился на 16,5 % (с 213,3 до 248,5 млн).

Объясняется это, по мнению автора, следующими причинами.

Во-первых, ростом численности потенциальных владельцев и пользователей автомобилями. За рассматриваемый период прирост населения составил 8,8 %, домашних хозяйств – 12,3 %, жителей, имеющих удостоверение водителей, – 10 %.

Во-вторых, сокращением интенсивности использования автомобилей. Так, средний годовой пробег автомобилей по парку снизился на 8,2 % (с 20,68 до 18,91 тыс. км), а по легковым автомобилям – на 11,2 % (с 19,09 до 16,94 тыс. км). Уменьшились также средние число поездок на членов домохозяйства (с 2172 до 2068 в год) и протяженность поездки (с 15,8 до 15,5 км). Естественно, в таких условиях для выполнения определенного объема перевозок требуется больший парк.

В-третьих, как и следовало ожидать, сократились темпы списания автомобилей. За рассматриваемый период коэффициент пополнения парка стал меньше в 1,8 раза, а коэффициент списания – в 1,2 раза. В результате вывод из эксплуатации "старых" автомобилей владельцами откладывается, парк растет и одновременно стареет. Так, с 2000 до 2010 г. средний возраст легковых автомобилей увеличился с 9,1 до 11 лет, или на 16,5 %. Отмеченный рост парка и его старение приводят к дополнительной загрузке эксплуатационного направления автомобильного блока (обслуживание, ремонт, хранение и др.).

Таким образом, даже в сложных экономических условиях совокупное воздействие рассмотренных причин обеспечило, хотя и умеренный по сравнению с предыдущим периодом (3,3 % в год), но рост автомобильного парка (1,7 %), способствуя тем самым обеспечению относительной устойчивости эксплуатационного направления автомобильного блока ТПК США.

Подведем некоторые итоги.

Результаты анализа численности и структуры персонала, тенденций их изменения важны не только в качестве производственных (влияние на выпуск продукции, предоставление услуг), но и социальных показателей, так как характеризуют рабочие места, которые отрасли и хозяйствующие субъекты предоставляют на рынке труда, уровни занятости и безработицы. Применительно к транспортной системе такой

анализ целесообразно проводить в рамках ТПК, объединяющего (в методическом, а не организационном смысле) производственный и эксплуатационный персонал.

По видам работ и услуг эксплуатационный персонал автомобильного блока распределялся следующим образом: коммерческие перевозки пассажиров и грузов – 8 и 23,1 % соответственно; сервис и техническая эксплуатация – 68,9 %. Более половины сервисного персонала с учетом работ, выполняемых на дилерских предприятиях, занято техническим обслуживанием и ремонтом автомобилей.

В сложных экономических условиях устойчивость эксплуатационного направления оказалась выше производственного. Влияя на темпы пополнения и списания, а также интенсивность использования транспортных средств, можно даже в условиях значительного сокращения темпов пополнения парка обеспечить не только сохранение его численности, но и умеренный рост.

Поэтому планирование и особенно прогнозирование размера и структуры парка важно, во-первых, для сбалансированного развития производства и эксплуатации; во-вторых, для определения ресурсов, необходимых для их функционирования. Данная работа (на примере автомобильного блока) включает следующие этапы:

- определение потребности экономики и домохозяйств в транспортных услугах (первичный спрос);
- выделение доли этих услуг, осваиваемых автомобильным транспортом;
- определение парка, необходимого для освоения этих услуг (размер, структура, использование и др.);
- оценка прироста парка (размер, структура, темпы), необходимого для освоения дополнительного объема транспортных услуг;
- определение источников пополнения парка (национальное производство, импорт и др.);
- корректировка с учетом предыдущих этапов спроса эксплуатации на продукцию автомобильной промышленности;
- определение ресурсов (персонал, производственная инфраструктура, энергия и др.) и источников их получения, необходимых для эксплуатации требуемого для перевозочного процесса автомобильного парка (вторичный спрос на сервисные услуги и работы).

Литература

1. AAA Motor Vehicle Facts and Figures. Ежегодный статистический обзор ассоциации американских производителей автомобилей.
2. Davis S.C., Diegel S.W., Boundy R.G. Transportation Energy. Data Book Edition 30. 2011.
3. Макконнелл К.Р., Брю С.Л. Экономикс. Принципы, проблемы и политика: пер. с англ. М.: Инфра-М, 2009.
4. Общероссийский классификатор видов экономической деятельности. М.: Изд-во стандартов, 2002.
5. Кузнецов Е.С. Прогнозирование размеров автомобильных парков в условиях стадийности процессов автомобилизации // Автомобильная промышленность. 2009. № 11.



Концерн "Шелл" и ООО "Тоско Пром" провели в Уфе обучающий семинар и круглый стол для студентов и преподавателей Башкирского государственного аграрного университета. Специалисты рассказали о направлении развития компаний, перспективах сотрудничества и специфике применения смазочных материалов.

Семинар был посвящен комплексной защите сельскохозяйственной техники. В нем приняли участие преподаватели и студенты кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка и автомобилей БГАУ. Речь шла о сотрудничестве фирмы "Шелл" с производителями сельскохозяйственной техники как на международном, так и на локальном уровне; о современных тенденциях в отрасли, а также об особенностях различных семейств смазочных материалов: моторных масел (на примере "Шелл Римула"), трансмиссионных и универсальных, трансмиссионно-гидравлических маслах ("Шелл Спайрек"), маслах для гидравли-

ческих систем ("Шелл Теллус") и пластичных смазок ("Шелл Гадус"). Отдельный доклад был посвящен дополнительным техническим сервисам "Шелл Продактплюс", предоставляемым ООО "Тоско Пром" для сельскохозяйственного сектора, которые включают мониторинг состояния смазочных материалов, технические аудиты техники, эндоскопию агрегатов и др. В ходе семинара также говорилось о правилах организации хранения и использования масел на предприятии и о правилах обращения со смазочными материалами.

В ходе работы круглого стола был затронут весьма широкий спектр вопросов: проблемы применения смазочных материалов в отрасли, особенности производства и контроля качества продукции на предприятиях "Шелл", эксплуатация сельскохозяйственной техники в осенне-зимний период, результаты практического использования смазочных материалов "Шелл" на российских предприятиях. Представители "Шелл", ООО "Тоско Пром" и БГАУ обсудили дальнейшие совместные планы по сотрудничеству в ближайший период. Завершающим этапом встречи стало подведение итогов и церемония награждения победителей студенческой олимпиады "Смазочные материалы и топливо".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Исавнин А.Г., Фархутдинов И.И. — Оценка экономической эффективности применения аутсорсинга с помощью системы "директ-костинг" 1
АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Коноплев В.Н., Кузнецов И.В., Конушин А.А. — Объемное воспламенение как способ улучшения показателей рабочего процесса в ДВС с искровым зажиганием 5
Гусаров В.В., Газалиев С.В. — Уравновешенность дизеля типа R4 на режиме холостого хода 8
Прохоров В.А. — Комбинированный регулятор для систем электроснабжения АТС с комбинированными энергоустановками 10
Лохнин В.В., Кузьмицкий Е.В. — Способ обеспечения устойчивой работы тягового вентильного привода на низких частотах вращения 12
Мелешин В.В. — Исследование метода определения информационных параметров АТС 13
Подригало М.А., Назаров А.И., Назаров В.И. — Очередность блокирования колес в различных фазах процесса торможения двухосного автомобиля 17
Дьяков И.Ф. — Формирование математической модели трансмиссии при проектировании автомобиля 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Чернова Г.А., Попов А.В. — Анализ возможных причин низкой эксплуатационной надежности карданных передач автобусов "Волжанин" 26
Мамити Г.И., Плиев С.Х., Тедеев В.Б. — Расчет пути и скорости начала и торможения колесных машин при проведении автотехнической экспертизы 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Касьянов С.В., Биктимирова Г.Ф. — Технологическая документация как основа конкурентоспособности производителя автокомпонентов на мировом рынке 30
Бортников Л.Н., Павлов Д.А., Русаков М.М. — Экспериментальная и расчетная оценки эффективности применения водорода на автомобиле 33

ИНФОРМАЦИЯ

Кузнецов Е.С. — Персонал транспортно-производственного комплекса США 37
Коротко о разном 40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Андреева Т.И.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 02.04.2013. Подписано в печать 23.05.2013.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, 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.